



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

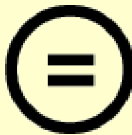
다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

2단 과급기 적용에 따른 디젤엔진
성능 개선에 관한 연구

A Study on Diesel Engine Performance Improvement
by Applying Two Stage Turbocharging System



2018년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 필 구

본 논문을 김필구의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 조 권 회 (인)

위 원 김 정 렬 (인)

위 원 김 종 호 (인)



2017 년 12 월

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract	vi
한글요약	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.2 연구의 내용	4
제 2 장 1단 과급시스템	5
2.1 1단 과급기 일반 사항	5
2.2 1단 과급기의 구조	6
2.3 1단 과급기의 운전 원리	8
2.3.1 과급기의 역할	11
2.3.2 과급기의 선정 방법	11
2.3.3 과급기의 성능 검증	13
제 3 장 2단 과급시스템	22
3.1 2단 과급 시스템의 필요성	22
3.2 2단 과급기의 구조	22
3.3 가변 터빈 노즐 시스템 (VTA, VTG)	26

3.4 2단 과급기의 성능	29
3.4.1 Miller 사이클	29
3.4.2 2단 과급 시스템의 효과	31
3.4.3 2단 과급 시스템의 성능 구분	35
제 4 장 2단 과급시스템의 성능 확인	40
4.1 2단 과급 시스템의 실험사례	40
4.1.1 실험 사양	40
4.1.2 실험 방법	42
4.1.3 실험 결과	46
4.2 2단 과급 시스템의 적용사례	59
4.2.1 적용 사양	50
4.2.2 적용 결과	51
제 5 장 결론	57
참고문헌	59

List of Tables

Table 4.1 Specification of engine, turbochargers for two stage turbocharging performance test	41
Table 4.2 Engine and turbocharger specification for power plant application	50



List of Figures

Figure 1.1 NO _x emission limits according to MARPOL Annex VI	 2
Figure 2.1 Supercharging with turbocharger	 6
Figure 2.2 Axial turbocharger	 7
Figure 2.3 Radial turbocharger	 8
Figure 2.4 Exhaust gas / Air flow on Two stroke engine	 10
Figure 2.5 Turbocharger components for matching test	 12
Figure 2.6 Axial turbocharger measuring points	 14
Figure 2.7 Online measurement system	 15
Figure 2.8 Compressor map	 18
Figure 2.9 Turbine curve	 21
Figure 3.1 Two stage turbocharger	 23
Figure 3.2 Two stage turbocharging system	 24
Figure 3.3 Low pressure turbocharger	 25
Figure 3.4 High pressure turbocharger	 25
Figure 3.5 Turbocharger nozzle ring	 26
Figure 3.6 VTA (Variable Turbine Area)	 27
Figure 3.7 VTG (Variable Turbine Geometry)	 28
Figure 3.8 Single stage turbocharger efficiency with VTA	 29
Figure 3.9 pV diagrams for standard diesel and Miller cycle	 30
Figure 3.10 Miller cam profile for two stage turbocharger	 31

Figure 3.11 NO _x and SFOC(be) over pressure ratio (π_c) for single stage and two stage turbocharging system	... 32
Figure 3.12 Influence of turbocharging efficiency and gas temperature on specific fuel consumption	 33
Figure 3.13 Two stage turbocharging with intercooling shown in T-S diagram	 34
Figure 3.14 Compressor map of single stage and two stage at the same impeller wheel diameter	 36
Figure 3.15 Compressor map of HP turbocharger	 38
Figure 4.1 Test engine with two stage turbocharger	 41
Figure 4.2 (a) Engine overall measurement	 43
Figure 4.2 (b) LP turbocharger temperature	 44
Figure 4.2 (c) HP turbocharger temperature	 45
Figure 4.3 Turbocharger efficiency according to scavenge air pressure	 46
Figure 4.4 NO _x reduction with two stage turbocharging according to engine load	 47
Figure 4.5 SFOC and NO _x change according to P _{scav}	 48
Figure 4.6 Commissioning 18V48/60 with two stage turbocharger	 51
Figure 4.7 Layout 18V48/60 with two stage turbocharger	 52
Figure 4.8 Power house single stage turbocharging system and two stage turbocharging system	 52
Figure 4.9 Turbocharger efficiency for single stage and two stage	 53
Figure 4.10 Charge air coolant circuit scheme on 18V48/60 engine	 54
Figure 4.11 Effect of charge air temperature after LP/HP compressors on SFOC	 55
Figure 4.12 18V48/60 SFOC, NO _x for each engine rating	 56

A Study on Diesel Engine Performance Improvement by Applying Two Stage Turbocharging System

Pil Ku Kim

Department of Marine System Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

(Supervisor : Prof. Jong Ho Kim)

Abstract

In recent years with demands from the market, lower emissions and higher engine output are main focus on the modern diesel engine designs. In order to optimize the diesel engine efficiency, thermodynamic study with diesel engine development for wider range of flexibility is continuously required. For satisfying the requirements, there are some potential changes on diesel engine power density and corresponding turbocharging system to improve the performance. Two stage turbocharging system can be one option for the application on the diesel engine.

This study analysed new performance of two stage turbocharging system comparing from the conventional basic turbocharging system. Several studies have been carried out by means of test bed and actual running data at site. These activities show the potential of Two stage turbocharging on diesel engines.

The new turbocharging technology contributes to engine performance improvement by applying different configuration of turbocharging system components. In this paper an introduce of each component detail, test method and test result from data measurement were described. Additionally considered better optimization with combining other technologies such as Variable Turbine Area(VTA), Variable Turbine Geometry(VTG) and Miller cycle. Last but not least, the possibility of installation the system for the limited space around engine is one challenge for future application.

Key word : Two stage turbocharger, Miller cycle, VTA, VTG,
Diesel engine performance

요 약

본 논문에서는 유해 배기가스 감축 및 고출력 사양에 초점을 맞추고 있는 디젤엔진의 최신 설계와 관련하여 디젤엔진 출력 및 이와 연관된 과급 시스템의 변화로 성능 개선을 도모할 수 있는 2단 과급 시스템의 새로운 성능에 대하여 연구하는 것에 그 목적이 있다.

상기 목적을 달성하기 위하여 본 논문에서는 먼저 차세대 과급 시스템으로 개발되고 있는 2단 과급시스템의 기본 구성 및 개요 등을 조사하였고, 실험용 2행정 디젤엔진과 4행정 디젤엔진에 2단 과급시스템을 설치한 실험결과를 분석 고찰 하였다. 또한 상기 실험결과 등을 바탕으로 향후 디젤엔진에 2단 과급시스템 적용 가능성에 대하여 고찰하였다.

본 논문의 주요 결론은 첫째 4행정 기관의 밀러 사이클과 연동하여 2단 과급 시스템을 적용하면 실린더 내 온도를 낮추어 연소 후 생성되는 NOx 발생량을 줄일 수 있다. 둘째 2행정 기관 적용에 대한 유효성, 설비 투자비용 및 추가로 설치되는 장비가 차지하는 공간적인 제약 등은 앞으로 더욱 개선될 여지가 있는 항목으로 지속적인 연구 개발이 필요할 것으로 판단된다.

주요단어 : 2단 과급기, 밀러 사이클, 가변터빈, 디젤엔진 성능

제 1 장 서 론

1. 1 연구의 배경과 목적

디젤엔진의 연소 상태를 개선하여 최대 출력을 향상시키는 방법 중 하나로 현재까지 가장 보편적으로 적용되고 있는 것은 과급기의 사용이다. 흡입공기의 밀도를 증가시켜 연소효율 상승 및 연료 소모량 감소의 효과를 볼 수 있으며 특히 연소 후 배기가스를 이용한 터빈 과급시스템의 경우 디젤엔진에서 필연적으로 발생할 배기가스 에너지를 이용하여 한층 더 효율적인 시스템을 구성하고 있다.

과급기의 적용으로 과거 자연흡기 방식의 엔진 대비 고출력, 고효율의 디젤엔진을 현재까지 사용해 오고 있었다면 향후 디젤엔진 개발에 중점을 두고 있는 부분은 환경오염을 유발하는 유해 배기가스 배출을 저감하는 것이다.

디젤엔진으로부터 배출되는 온실가스 감축을 위한 규제 및 이행에 관한 사항으로 국제해사기구(IMO : International Maritime Organization)가 제정한 MARPOL 부속서 VI 내용에 따르면 대기오염 방지를 위해 선박으로부터 배출되는 NO_x와 SO_x 의 저감을 의무화하는 내용을 채택 하였으며 이를 시행하기 위한 지속적인 논의와 개정이 이루어지고 있는 상황이다.[1, 2]

현재 SO_x를 줄이는 대책으로는 연료유 중의 유황성분 감소 또는 배기관에 추가로 세정기를 설치하는 것이 현실적인 대안으로 제시되고 있으며, NO_x를 저감하는 대책으로는 디젤엔진 자체적으로 NO_x

발생에 영향을 미칠 수 있는 요인을 해결하려는 다양한 연구가 이루어지고 있다.

Figure 1.1은 선박용 디젤엔진에 적용될 MARPOL 부속서 VI 에 따른 NOx 발생량 규정치를 보여주고 있다.

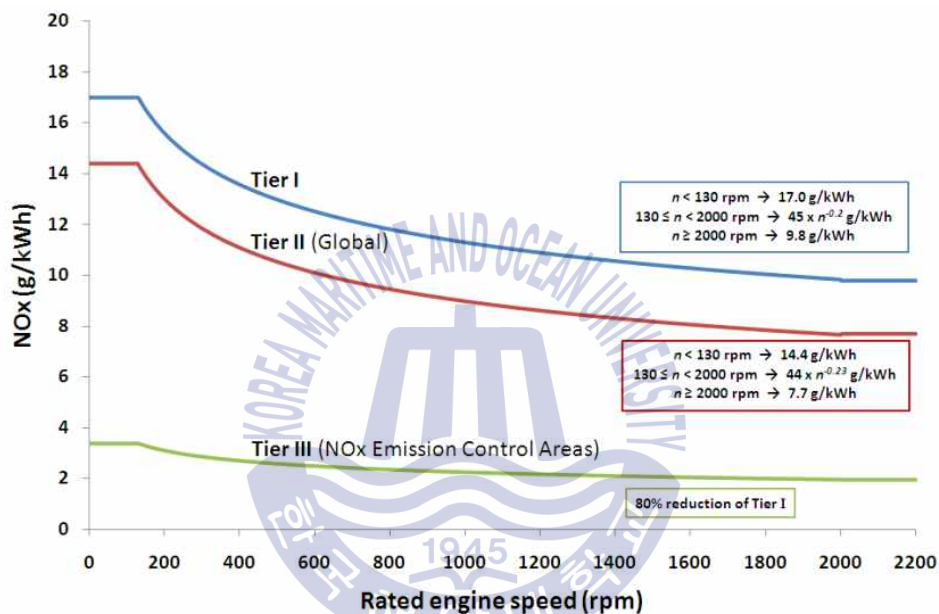


Figure 1.1 NOx emission limits according to MARPOL Annex VI

그래프에서 볼 수 있듯이 IMO TierIII 의 NOx 배출 허용 기준은 IMO Tier I 대비 80% 정도 감소 시켜야 한다.

상기 기준을 만족시키기 위해서 선택적 환원 촉매(SCR) 방법이 주요 대안으로 떠올랐으나 설치 공간, 기관실의 안전, 유지비용 등을 고려할 때 쉽게 선택할 있는 해결책이 아닐 수 있다.

따라서 디젤엔진의 연소과정을 조정하여 실린더 내 연소온도를 낮추어 NO_x 배출량을 줄이는 방법에 대한 연구가 지속적으로 이루어지고 있다.

실린더 내 연소온도를 낮추기 위한 한 가지 효율적인 방법으로 밸브 개폐시기를 조정하는 밀러 사이클(Miller cycle) 적용을 들 수 있다. 밀러 사이클의 효과를 극대화하기 위해서 높은 흡기압력이 요구되었고 1단 과급 시스템의 한계를 넘는 흡기압력을 형성하기 위해 2단 과급시스템 적용을 고려하게 되었다.

2단 과급시스템의 개발은 1960년대에 이미 시작 되었지만 그동안 기술력의 한계로 1단 과급시스템으로 얻을 수 있는 압축비 이상이 필요한 일부 특수 경우에만 적용해 오고 있었다.

그러나 최근 디젤엔진 시장에서는 더욱 향상된 엔진 성능을 요구하고 있으며 이를 만족시키기 위한 디젤엔진 및 과급기 제작사의 지속적인 연구 개발에 의해 2단 과급시스템의 다양한 적용이 가능해졌다.

오늘날 디젤엔진 설계에 있어 중요한 요소 중의 하나는 최소한의 투자비용으로 최대의 효과를 볼 수 있게 하는 것이라 할 수 있다. 왜냐하면 고도로 향상된 성능의 기술이라 할지라도 경제성이 없는 설계라면 현실적으로 적용하기 불가능하기 때문이다.

1단 과급시스템이 엔진 성능 향상에 미치는 영향은 이미 오래전 검증되어 디젤엔진 엔진의 기본 사양으로 구성되어 있지만 향후 기대하는 엔진 성능을 만족시키기 위해서 더 높은 효율을 얻을 수 있는 새로운 과급시스템의 연구가 진행되고 있다.

물론 2단 과급시스템 또한 초기 설치비용에 대해서 고려해 보아야 하겠지만 현 시장에서 요구하고 있는 다양한 부분을 만족 시킬 수 있는 기술로서 향후 -많은 디젤엔진에 적용될 가능성이 높을 것으로

전망되고 있다.[3, 4]

이상의 관점에서 본 논문에서는 유해 배기가스 배출가스 감축 및 고출력 사양에 초점을 맞추고 있는 디젤엔진의 최신 설계와 관련하여 디젤엔진 출력 및 이와 연관된 과급 시스템의 변화로 성능 개선을 도모할 수 있는 2단 과급 시스템의 새로운 성능에 대하여 연구하는 것에 그 목적이 있다.

1.2 연구의 내용

상기 목적을 달성하기 위하여 본 논문에서는 먼저 차세대 과급 시스템으로 개발되고 있는 2단 과급시스템의 기본 구성 및 개요 등을 조사하였다.

다음으로 현재까지의 2단 과급시스템의 적용사례를 바탕으로 MAN Diesel & Turbo(이후 MDT)사의 실험용 엔진인 4T50ME-X type의 2행정 디젤엔진과 실험용 대형 중속 18V48/60 type 4행정 디젤엔진에 2단 과급시스템을 설치한 실험결과를 분석 고찰 하였다.

또한 상기 실험결과 등을 바탕으로 향후 디젤엔진에 2단 과급시스템 적용 가능성에 대하여 고찰하였다.

제 2 장 1단 과급 시스템

이 장에서는 1단 과급 시스템의 구조, 기능, 운전 원리에 대해 살펴보고 과급기가 엔진에 미치는 영향에 대해 설명한다.

2.1 1단 과급기의 일반사항

디젤엔진에서 과급기는 연소 후 배출하는 배기가스의 에너지를 이용하여 터빈을 돌린 후 이 회전력으로 같은 축에 연결된 압축기 또한 회전시켜 대기압 보다 높은 압력으로 흡입공기를 연소실로 공급해주는 장치이다. 자연흡기에 비해 높은 압축비의 혼합기를 흡입, 폭발시킴으로써 엔진 출력이 증가하게 되며 배기가스 에너지를 사용하기 때문에 구동을 위한 별도의 동력원이 필요하지 않는 장점이 있다.

Figure 2.1은 엔진에 설치 된 과급기를 통한 배기가스 및 공기의 흐름을 4행정 기관을 기준으로 한 일반적인 온도와 압력 값을 표현하였다. 기관실 내부 환경의 예로 1 bar, 45℃인 공기는 과급기에 유입되고, 압력비가 높은 압축기를 거치면서 4.7 bar, 230℃로 가압가열된 공기는 공기냉각기에서 60℃로 냉각되어 연소용 공기(소기)로 엔진에 들어간다. 배기가스는 배기모뎀에서 소기압보다 1 bar 정도 낮은 압력인 3.7 bar, 400℃~650℃로 터빈을 회전시키고 1.05 bar, 230℃~450℃로 연돌을 지나가게 된다. 즉, 엔진 연소과정을 마친 고온 고압의 배기가스가 과급기 터빈 측으로 유입되어 과급기를 회전 시키는 운동에너지로 일부 전환된 뒤 배출된다. 과급기의 회전에 의해서 압축기 측으로 흡입된 대기 중 공기는 압축 과정에서 온도가 상승하게 되는데 이는

실린더에 공급되기 전 냉각되어 더욱 높은 밀도의 충분한 양의 공기가 엔진으로 공급될 수 있도록 구성하고 있다.

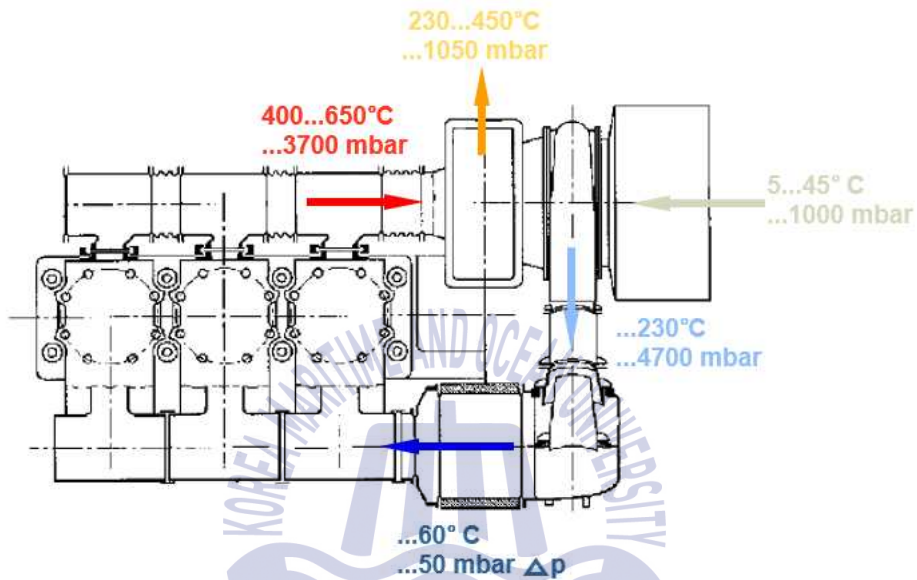


Figure 2.1 Supercharging with turbocharger

2.2 1단 과급기의 구조

과급기는 일반적으로 배기가스가 유입되는 방향에 따라 2가지 형태로 구분할 수 있다. **Figure 2.2**는 축류형(axial type) 과급기로 배기가스가 터빈 축과 평행하여 유입되는 형태이다. 터빈 휠 전체로 배기가스가 유입되기 때문에 방사형에 비해 효율이 높다. **Figure 2.3**은 방사형(radial type) 과급기로 터빈 회전 방향으로 배기가스가 유입되는

형태이다. 터빈 휠이 축류형에 비해 일체형으로 정비 작업에 있어 유리하다.

유입되는 배기가스 에너지의 손실을 최소화시키기 위해서 주요 구성품의 형상 및 사양이 달라진다.

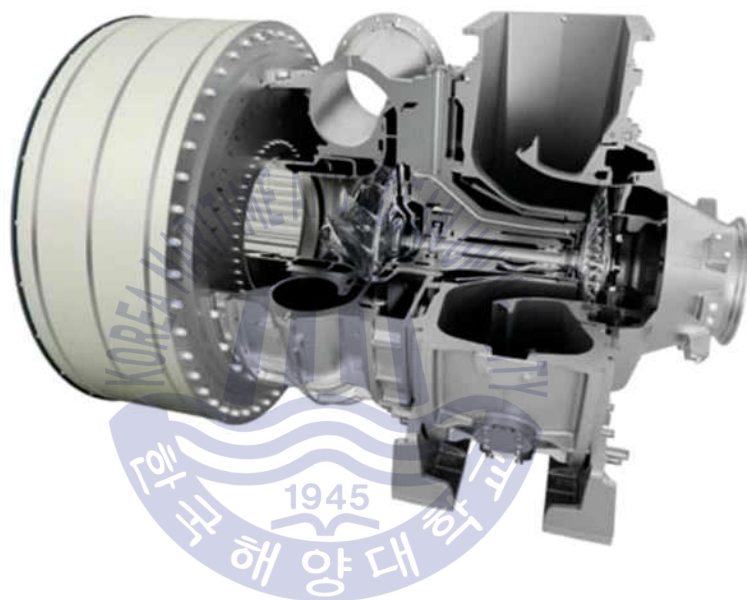


Figure 2.2 Axial turbocharger

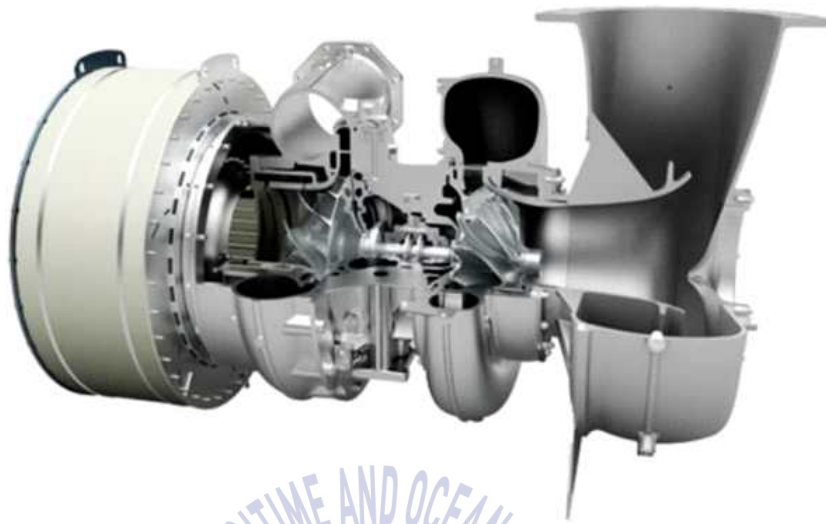


Figure 2.3 Radial turbocharger

2.3 1단 과급기의 운전 원리

과급기가 디젤엔진에 기여하는 역할 및 엔진에서 요구하는 성능을 내기 위한 적절한 과급기를 선정하는 기준과 이를 검증하는 방법에 대하여 확인할 필요가 있다.

2.3.1 과급기의 역할

과급기로 흡입된 공기는 과급기 내에서 압축과정을 거치면서 온도가 상승하게 되고 연소실로 전달되는 공기 밀도가 낮아지게 되므로 흡기 냉각기를 통하여 온도를 저하시켜 공기 밀도 상승으로 흡기압

및 출력 증대의 효과를 얻을 수 있게 된다.

Figure 2.4는 2행정 사이클 엔진에서 과급기의 위치 배기가스, 흡입 공기의 흐름을 보여준다. 과급기 크기의 한계로 인해 엔진 마력이 높은 경우 2~3 대의 과급기가 배기관에 병렬로 조립되는 경우도 있다.



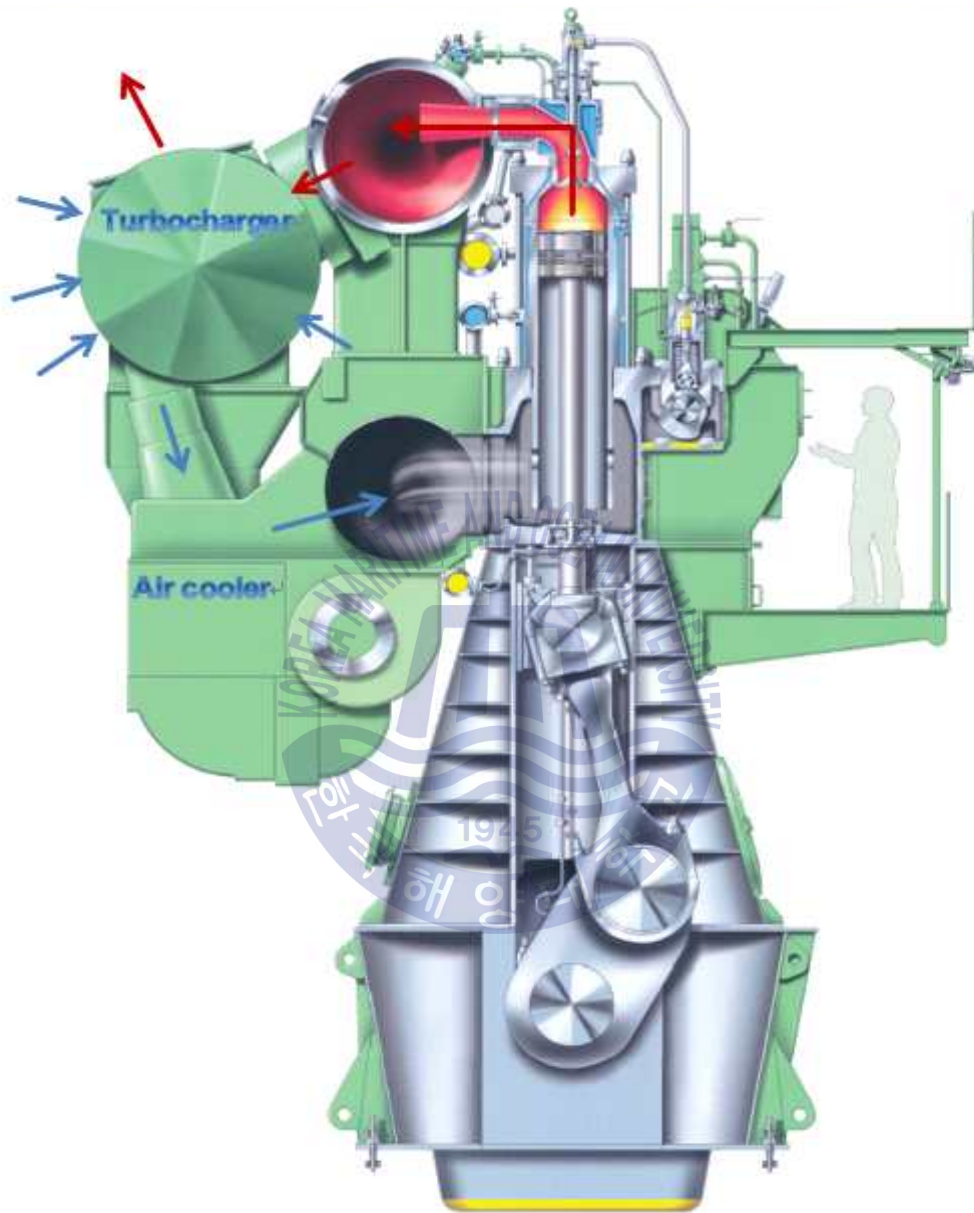


Figure 2.4 Exhaust gas / air flow on two stroke engine

2.3.2 과급기의 선정 방법

엔진에서 요구하는 성능을 만족시키기 위해 최적화된 과급기를 설계 및 선정하는 과정은 다음과 같다.

(1) 엔진 사양 확인

엔진의 과급에 필요한 정보로서 대기조건, 엔진 출력, 흡기량, 배기량 및 온도, 압력, 엔진 회전수 등의 주요 정보가 제공되며 과급기 설계에 기본이 되는 자료라고 할 수 있다.

(2) 과급기 설계

주어진 데이터를 토대로 과급기의 주요 부품인 터빈 날개, 압축기 휠, 노즐링, 디퓨저가 설계되어 과급기의 기본 사양이 결정된다.

(3) 과급기 조립 및 자체 시운전 (burner rig test)

설계된 각 부품을 조립하여 과급기가 완성되며 엔진에 장착되기 전 1차적으로 과급기 자체 시운전(burner rig test) 을 통해 설계된 부품의 조합으로 적절한 과급기 성능을 실현할 수 있을지 여부를 판단한다.

(4) 엔진 시운전

과급기를 엔진에 탑재 후 실제 엔진 운전 중 과급기 및 엔진의 성능을 분석하여 요구되는 성능 조건에 부합하는지 확인한다. 시운전 과정 중 과급기 서징 테스트를 실시하여 과급기의 운전 중 안정성 또한 확보하게 된다. 시운전 결과가 설계된 값을 벗어나게 될 경우 일부 부품을 교환하여 조정이 가능하며 이후 시운전을 통하여 성능을 재확인 한다.

과급기 선정을 위한 이러한 일련의 과정을 과급기 매칭 테스트 (matching test) 라고 하며 **Figure 2.5**는 매칭 테스트 시 측정 및 고려되는 과급기의 부품의 위치 및 형상을 보여주고 있다.

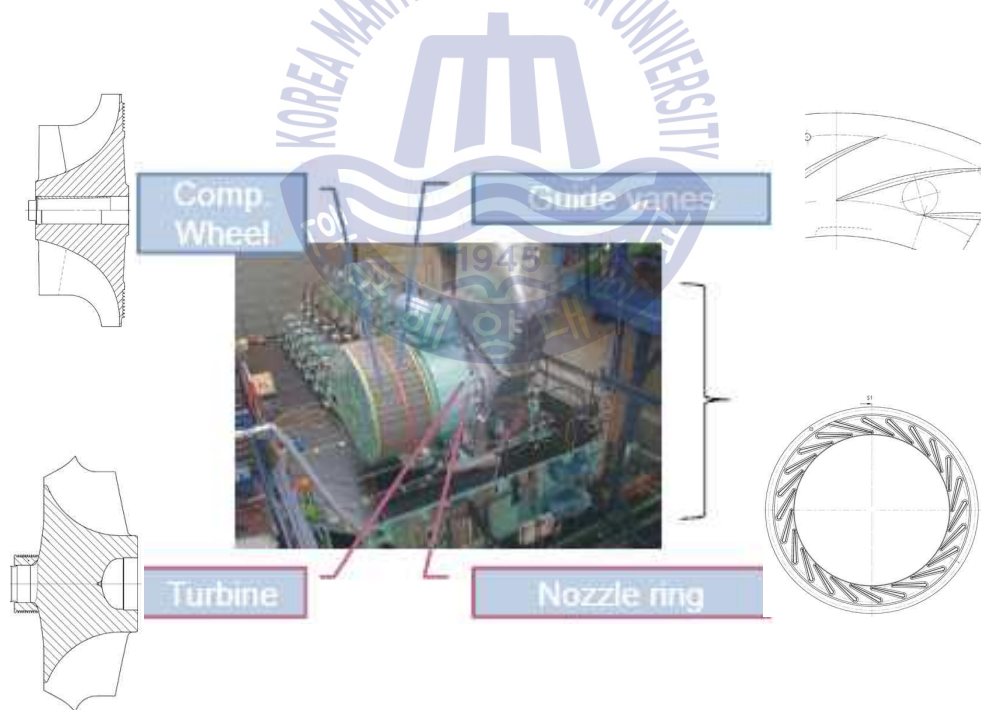


Figure 2.5 Turbocharger components for matching test

2.3.3 과급기의 성능 검증

선정된 과급기의 성능을 설계된 값과 비교하여 검증하기 위해서는 과급기 및 엔진의 운전 데이터 측정이 필요하고 측정된 데이터를 바탕으로 계산된 값들에 의해 전체적인 운전 성능을 평가할 수 있다.

(1) 데이터 측정

과급기에서 측정되어야하는 데이터는 크게 과급기 회전수, 흡기측, 배기측, 윤활유 측의 온도와 압력으로 구분할 수 있으며 측정 데이터의 정확도가 엔진 및 과급기의 전체적인 성능 오차에도 큰 영향을 미치기 때문에 정확한 측정 위치 및 측정 방법이 중요하다.

또한 엔진에서 측정되는 데이터 중 과급 시스템과 연관된 배기가스, 흡기, 공기 냉각기 측의 정보도 항상 고려되어야 할 부분이다.

Figure 2.6은 축류형 과급기의 데이터 측정 위치를 표시하고 있다. 흡기측은 컴프레서 전단의 사일런서 주변으로 통상 6개의 위치에서 온도를 측정하여 평균값을 사용하는데 이는 과급기 주변에 형성되는 고온의 대기가 측정값에 미치는 영향을 최소화하기 위한 조치이다. 컴프레서 후단 및 배기가스 전후단의 경우 케이싱 내부 온도 및 압력을 측정하기 위한 별도의 위치가 마련되어 있어 해당 위치에 센서를 설치하여 관련 데이터를 수집할 수 있다.

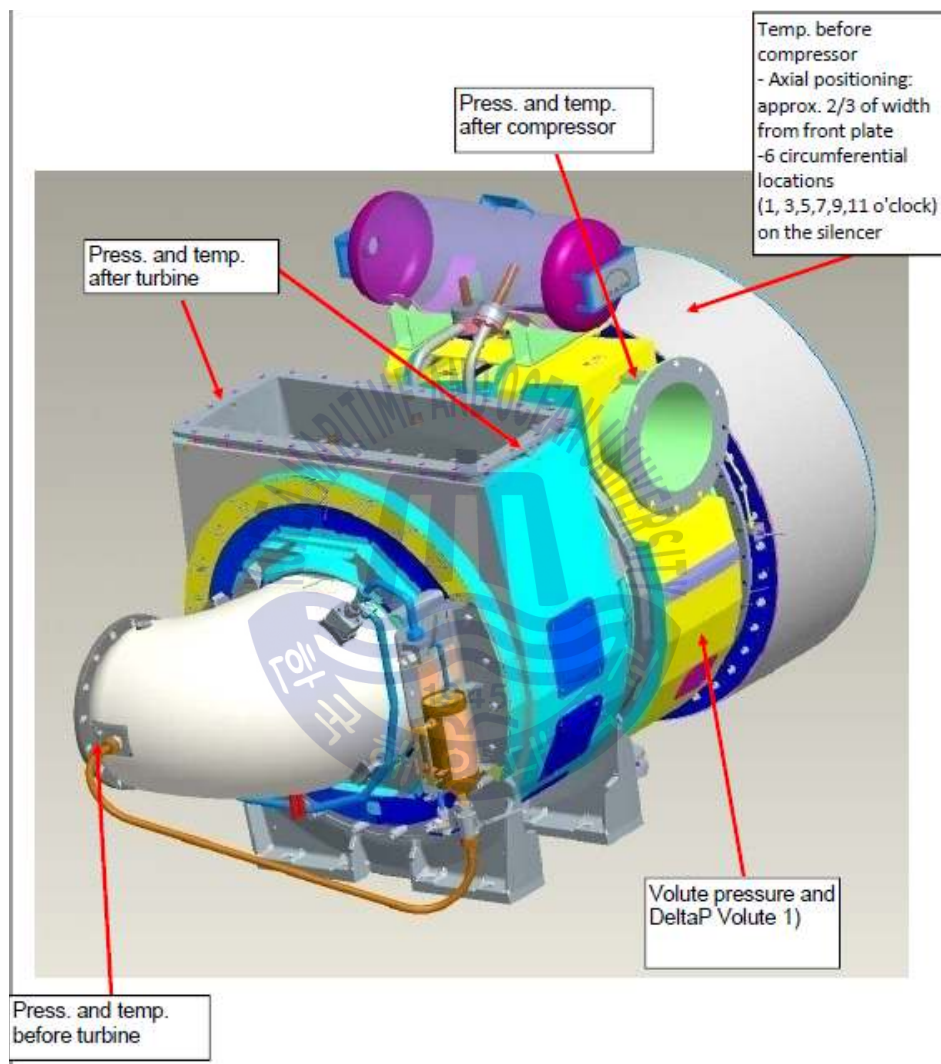


Figure 2.6 Axial turbocharger measuring points

MDT사에서는 정확한 데이터 수집을 위해 실시간으로 데이터를 측정, 분석하는 ‘Online’ 프로그램을 사용하여 측정 오차를 최소화 하는 방법도 택하고 있다. 과급기에 설치된 센서에서 측정된 아날로그 신호를 디지털 신호로 전환하는 모듈을 거쳐 컴퓨터 프로그램을 통하여 실시간으로 측정되는 값을 확인하기 때문에 신속하고 정확한 데이터 분석이 가능하다. Figure 2.7은 Online 측정 장비의 계측 데이터의 전달 과정을 보여준다.

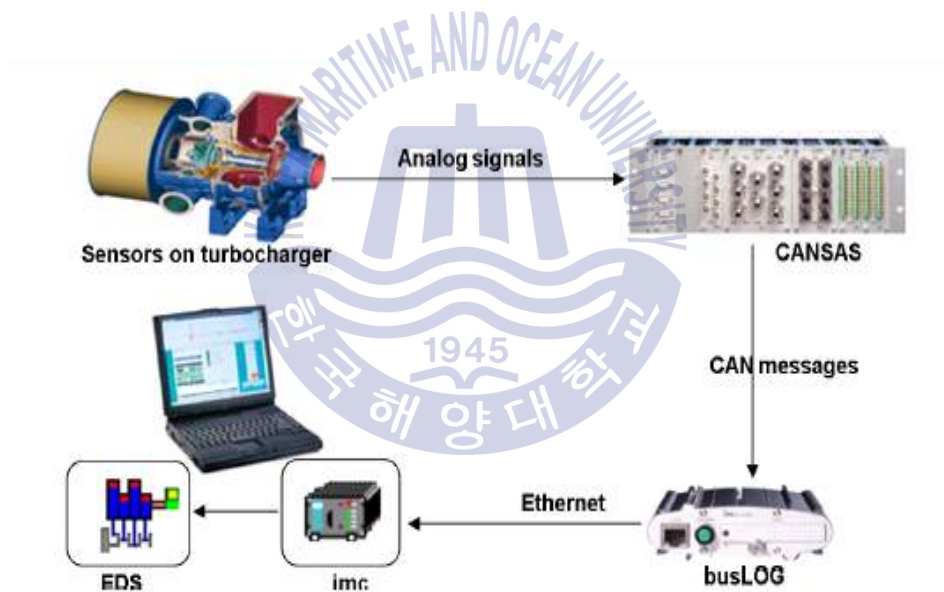


Figure 2.7 Online measurement system

(2) 데이터 계산

측정이 힘들거나 불가능한 데이터를 확인하기 위해 측정된 값을 바탕으로 과급기의 성능을 판단하기 위한 압축비, 유량, 효율 등은 다음과 같은 식에 의해 계산되어진다.

(2-1) 압축기 (Compressor) 측 성능 확인

과급기의 압축기 측에서 실제 측정된 온도, 압력 데이터를 이상기체 방정식이 바탕이 된 다음의 식들에 의해 계산되어진다.

(1) 흡입 유량

$$V_{red} = V_{comp} \times \frac{\sqrt{T_{ref}}}{\sqrt{T_{comp'inlet}}} = m_{air,comp} \times \frac{R_{gas,air} \times T_{comp'inlet}}{P_{comp'inlet}} \times \frac{\sqrt{T_{ref}}}{\sqrt{T_{comp'inlet}}}$$

(2) 압축비

$$\pi_{comp} = \frac{P_{comp'out}}{P_{comp'inlet}}$$

(3) 효율

$$\eta_{comp} = \frac{C_{Pcomp} \times T_{comp'inlet} \times \left[\left(\frac{P_{comp'out}}{P_{comp'inlet}} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} - 1 \right]}{C_{Pcomp} \times (T_{comp'out} - T_{comp'inlet})}$$

여기서,

V : Volumetric flow rate

V_{red} : Reduced volumetric flow rate

T : Temperature

p : Pressure

R : Specific gas constant

η : Efficiency

C_p : Specific heat at constant pressure

(2-2) 압축기(compressor) 성능곡선

압축기 성능곡선은 과급기의 압축기 측 특성을 확인하기 위해 과급기가 엔진에 설치되기 전 자체 시운전을 통하여 압축비, 유량, 효율 및 서징한계점 등을 표현해 놓은 그래프이다.

과급기를 엔진에 탑재한 후 시운전을 통해 확인된 유량과 압축비에 따라 압축기 성능곡선 상 실제 운전 위치를 표현할 수 있으며 과급기 압축기 측 성능 판단의 중요한 기준이 된다. 특히 성능곡선 상에서 현재 운전 상태를 확인하여 최초 설계 값에서 성능이 어떻게 변화 되었는지 판단할 수 있으며 서징이 일어날 수 있는 영역 또한 확인할 수 있기 때문에 과급기의 예측 정비 또한 가능하게 한다.

Figure 2.8에서 볼 수 있듯이 가로 축의 공기량 (air volume flow), 세로축의 압력비 (compression pressure ratio)를 기반으로 압축기 측의

최적효율(optimal efficiency line), 운전점(operating line), 서징점 (surge line), 초크영역 (choke line) 등이 표현되어 있다.

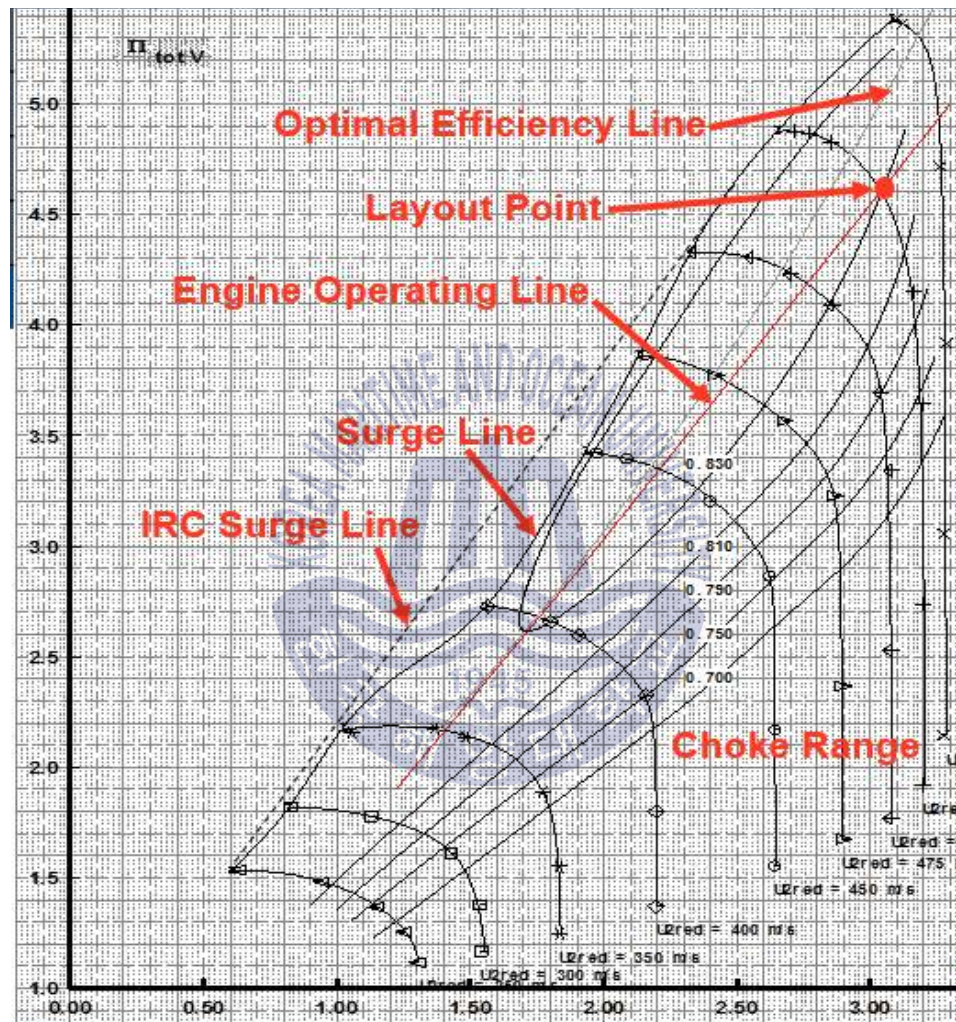


Figure 2.8 Compressor map

(2-3) 터빈(turbine) 측 성능확인

압축기 측과 마찬가지로 터빈 측 또한 실제로 측정된 배기가스의 온도, 압력의 데이터를 이상기체 방정식을 바탕으로 다음과 같은 계산이 이루어진다.

(1) 유량

$$V/\sqrt{T} = m_{exh,turb} \times \frac{R_{gas,turb} \times T_{turb'inlet}}{P_{turb'inlet} \times \sqrt{T_{turb'inlet}}}$$

(2) 압축비

$$\pi_{turb} = \frac{P_{turb'inlet}}{P_{turb'out}}$$

(3) 효율

$$\eta_{turb} = \frac{C_{Pturb} \times (T_{turb'inlet} - T_{turb'out})}{C_{Pturb} \times T_{turb'inlet} \times \left[1 - \left(\frac{P_{turb'inlet}}{P_{turb'out}} \right)^{-\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \right]}$$

여기서,

V : Volumetric flow rate

T : Temperature

p : Pressure

R : Specific gas constant

η : Efficiency

C_p : Specific heat at constant pressure

(2-4) 터빈(turbine) 성능곡선

배기가스의 전후 압력 계측 값을 토대로 가로 축의 압축비(turbine pressure ratio) 상의 실제 운전점을 확인하여 세로축의 터빈 유량(turbine volume flow) 및 터빈 효율(turbine efficiency)을 찾아서 터빈 축 성능 평가 자료로 활용된다.

Figure 2.9는 터빈 성능곡선으로 압축비에 따른 유량파악 및 터빈 축 효율을 그래프 상 운전점 위치에서 찾을 수 있다.

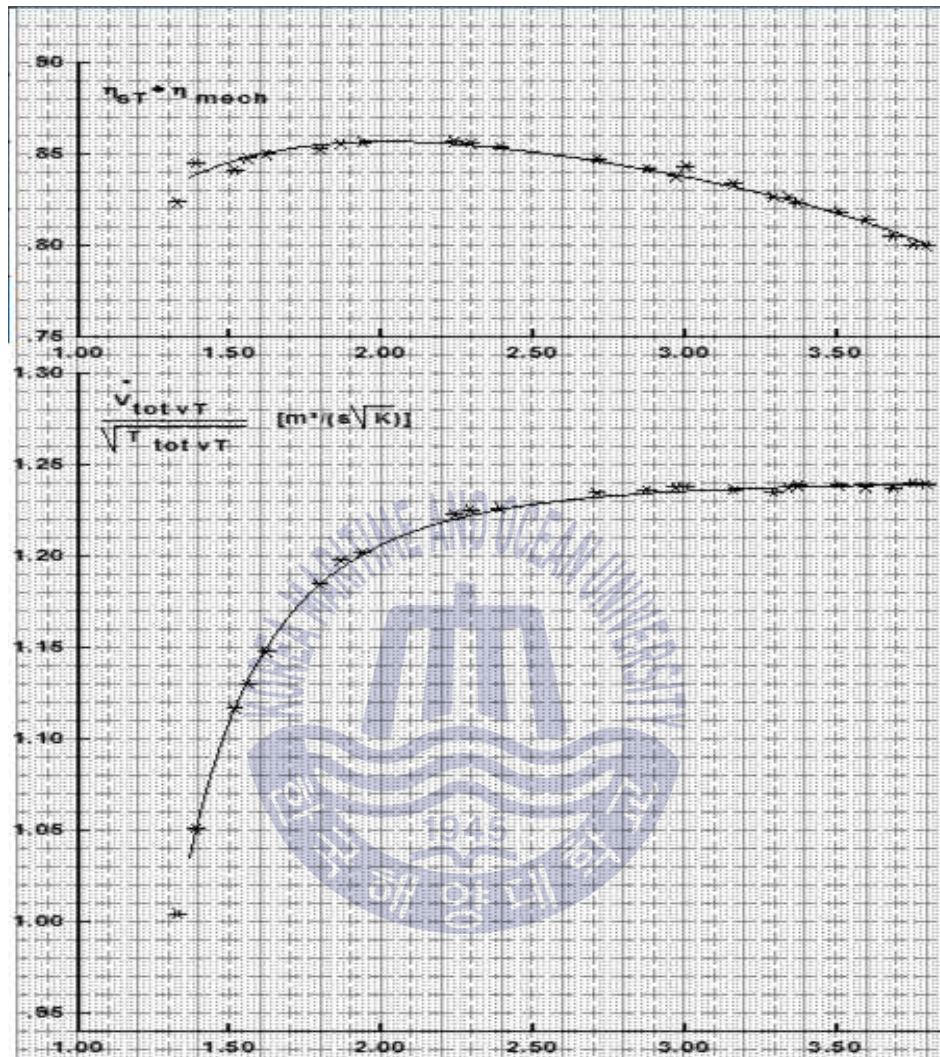


Figure 2.9 Turbine curve

제 3 장 2단 과급 시스템

이 장에서는 2단 과급 시스템의 개발 배경 및 1단 과급 시스템과의 구조, 성능, 적용에 있어 차이점에 대해서 확인 하고자 한다.

3.1 2단 과급 시스템의 필요성

차세대 디젤엔진 개발에 중점을 두고 있는 사항으로 유해가스 배출 저감을 들 수 있으며 특히 NOx 저감을 위한 노력은 계속되어져 오고 있다. 4행정 엔진에서 NOx를 저감하기 위한 엔진 자체의 개선점으로는 밀러사이클 (Miller cycle)을 이용한 연소 과정에서의 온도를 줄이는 방법이 효과적이다. 하지만 밀러사이클을 만족시키기 위해서는 1단 과급 시스템에서 공급하는 흡기압보다 높은 압력이 요구된다. 1단 과급에 의해 주어지는 흡기 압력에는 한계가 있기 때문에 2단 과급 시스템을 적용하여 흡기 압력 상승과 더불어 유해가스 배출을 저감시킬 뿐만 아니라 엔진 출력 또한 개선되는 장점이 기대할 수 있다.

3.2 2단 과급기의 구조

2단 과급 시스템은 2개의 크기가 다른 과급기가 일련의 배기가스 시스템에 직렬로 연결되어 있는 구조이다. 엔진으로부터 배출된 배기

가스는 1차 고압 과급기 (소형 과급기)를 거쳐 2차 저압 과급기 (대형 과급기)로 유입되어 두 대의 과급기를 동시에 회전 시킨다. 2차 저압 과급기의 회전으로 대기 중의 공기를 흡입하여 2차 저압 과급기 압축기 측으로 유입된다. 압축된 공기는 1차 공기 냉각기에서 냉각되어 밀도가 상승하여 2차 고압 과급기로 보내어지며 여기서 한번 더 압축 과정을 거쳐 2차 공기 냉각기에서 냉각 후 엔진으로 최종 전달된다. Figure 3.1은 1차 고압 과급기와 2차 저압 과급기의 조립된 모습이며 Figure 3.2는 배기가스 및 공기의 흐름도를 보여준다.

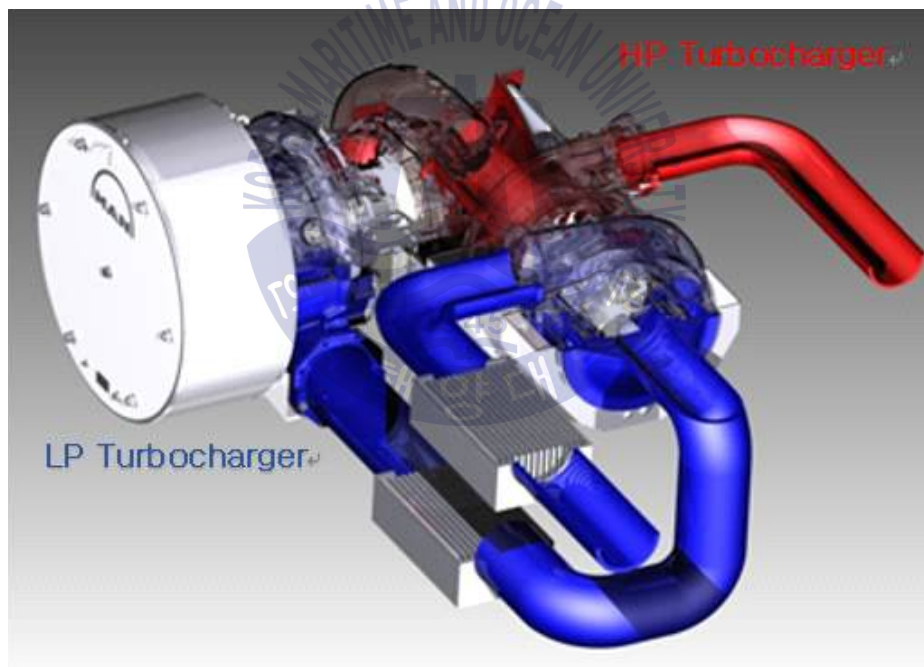


Figure 3.1 Two stage turbocharger

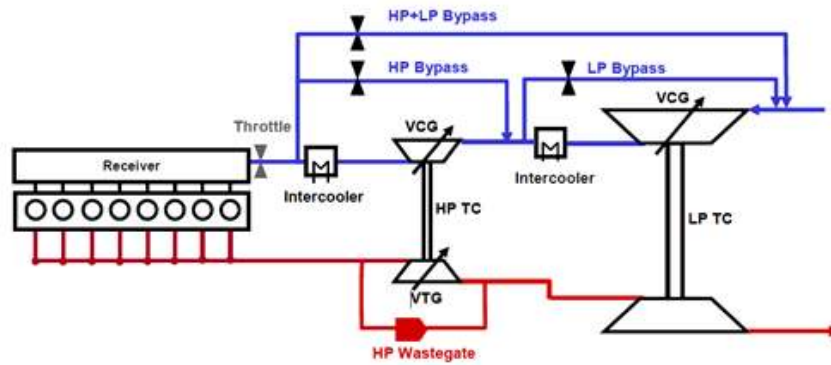


Figure 3.2 Two stage turbocharging system

1차 고압 과급기와 2차 저압 과급기는 독립된 과급기 구조로 배관에 의해 연결되어 있으며 각각의 과급기 모습을 구분하여 Figure 3.3 과 Figure 3.4에 표현 하였다.

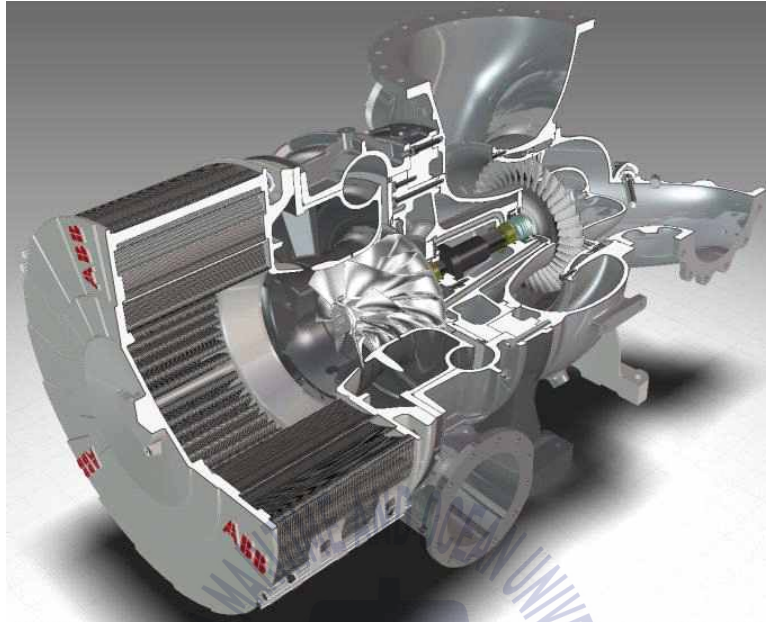


Figure 3.3 Low pressure turbocharger

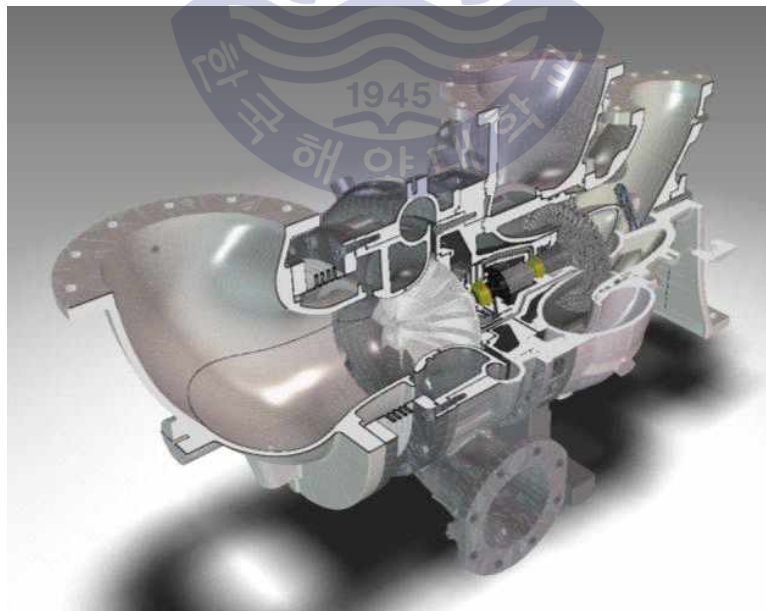


Figure 3.4 High pressure turbocharger

상기에서 확인할 수 있듯이 2단 과급 시스템은 추가 과급기 및 흡기 냉각기 그리고 이와 연계된 파이프라인 등 1단 과급과 비교해 추가로 설치되어야 하는 부품들이 고려되어야 한다.

3.3 가변 터빈 노즐 시스템 (VTA,VTG)

노즐링 (nozzle ring) 은 과급기 케이싱으로 유입 된 배기가스를 터빈 블레이드에 가장 효율적으로 전달하여 최소한의 손실로 배기가스의 온도, 압력 에너지를 과급기 회전을 위한 동력 에너지로 변환 시키도록 유도하는 부품이다. Figure 3.5는 노즐링의 구조를 보여주는데 노즐링 날개의 각도(α)와 높이(HD)에 따라 유입되는 배기가스의 온도 및 압력이 달라져서 과급기 성능에 큰 영향을 미친다.

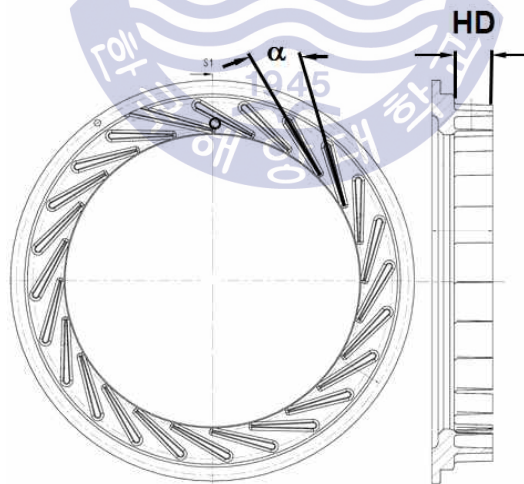


Figure 3.5 Turbocharger nozzle ring

기존에는 노즐링을 엔진에서 요구하는 특정 부하에 맞추어 고정된 값으로 설계하여 왔으나 최근엔 노즐링 날개각도를 실시간 운전 상황에 따라 변경하여 엔진의 전 운전 영역에서 최적의 위치를 찾아 최고의 과급기 효율을 얻을 수 있게 되었다.

노즐링의 적절한 날개각도를 계산하기 위해서 엔진의 실제 운전 데이터와 연동할 수 있는 제어 시스템이 필요하다. 최근 디젤엔진은 기본적으로 전자제어 시스템이 구축되어 있기 때문에 추가로 필요한 제어 시스템은 축소될 수 있다. 현재까지 개발된 대표적인 방법은 VTA (Variable Turbine Area) 와 VTG (Variable Turbine Geometry)가 있으며 세부 메카니즘은 달라도 기본적으로 노즐링의 각도를 조절한다는 동일한 개념을 적용하고 있다. Figure 3.6과 Figure 3.7은 각각 제품의 구조를 보여준다.



Figure 3.6 VTA (Variable Turbine Area)

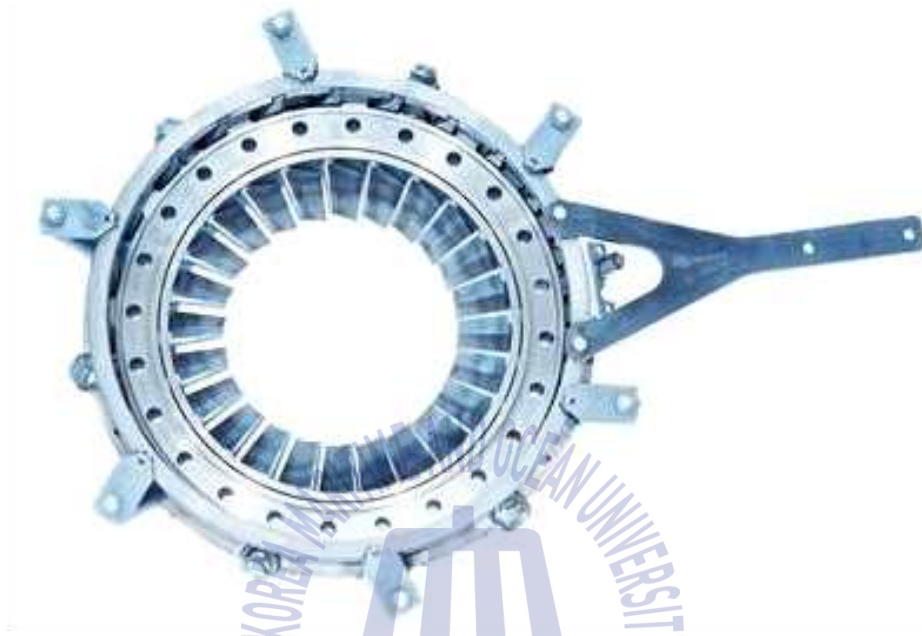


Figure 3.7 VTG (Variable Turbine Geometry)

가변 노즐링의 성능은 이미 1단 과급기에 적용된 여러 사례를 통해서 확인 되었으며 **Figure 3.8**은 가변 노즐링과 고정 노즐링의 효율을 비교한 그래프로 75%의 부분 부하 영역에서 특히 크게 향상된 효율을 보여주고 있다.

2단 과급 시스템에서도 특히 고압 과급기 측은 배기가스가 일차적으로 전달되는 중요한 위치에 있기 때문에 엔진의 전 부하에 걸쳐 최적화된 성능을 확보하기 위해 가변 노즐 시스템의 적용을 고려하고 있다.

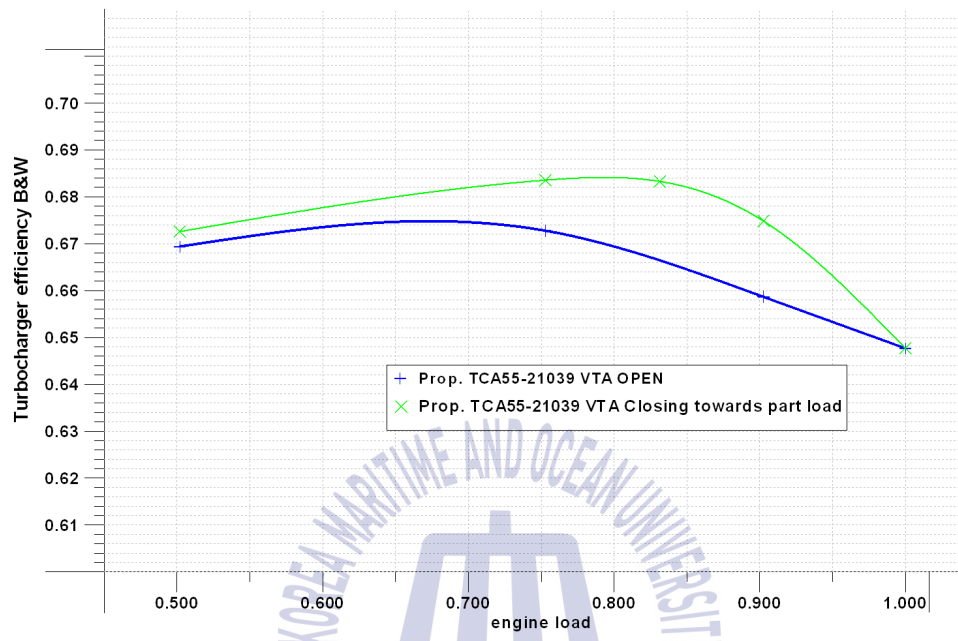


Figure 3.8 Single stage turbocharger efficiency with VTA

3.4 2단 과급기의 성능

3.4.1 밀러 사이클 (Miller Cycle)

밀러 사이클은 4행정 엔진에서 흡기밸브의 닫힘시기(IVC)를 변경하여 유효압축비를 조절함으로써 실현될 수 있다. 흡입밸브를 하사점(BDC) 보다 빠른 시점 혹은 늦은 시점에 닫음으로써 유효압축비의 감소효과를 이용할 수 있다. 유효압축비의 감소는 연소온도를 낮춰 NOx의 발생량을 줄일 수 있다. 또한 줄어든 유효압축비를 보상하기 위해

고과급시스템과 밀러 사이클을 동시 적용하면 압축비에 비해 상대적으로 유효팽창비가 증가하여 사이클의 열효율이 증가되는 효과를 얻을 수 있다. Figure 3.9는 일반 디젤 사이클과 밀러 사이클을 비교한 PV 선도로 연소 행정의 차이를 확인할 수 있다.

Figure 3.10은 기존 흡입밸브 개폐시기와 밀러 사이클 개폐시기를 캠샤프트 각도를 통하여 비교한 그래프이다.

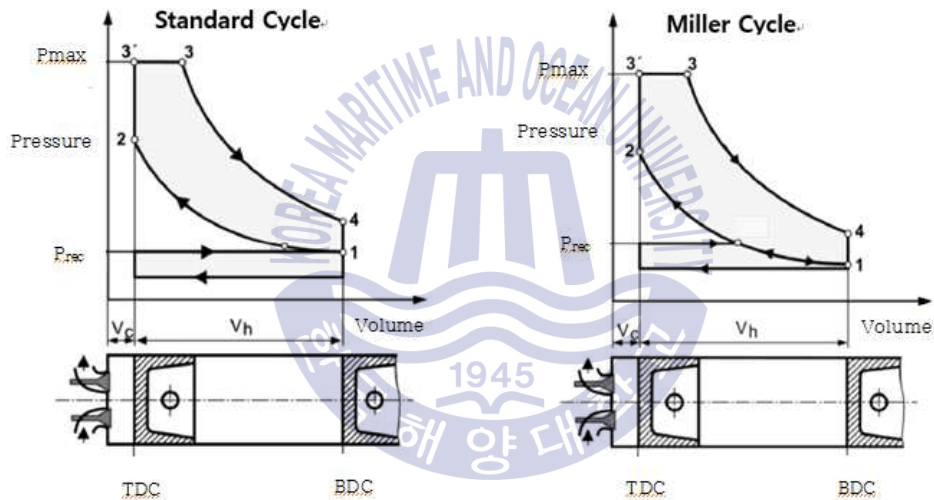


Figure 3.9 PV diagrams for a standard diesel and the Miller cycle

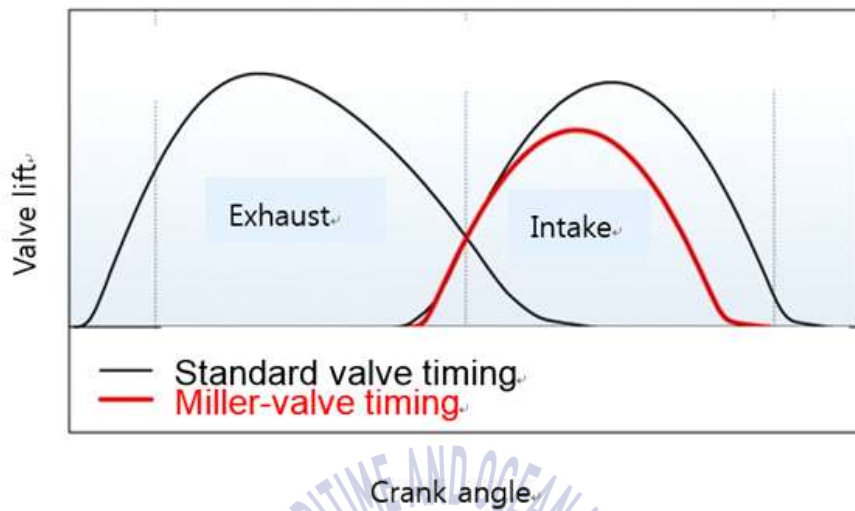


Figure 3.10 Miller cam profile for two stage turbocharger

그러나 밀러 사이클을 적용하여 적절한 공연비(Air-Fuel Ratio)를 유지하기 위해서는 충분한 흡기량과 흡기압이 요구된다. 기존의 1단 과급기 이상의 흡기 조건을 만족시켜 주기 위해 2단 과급기 적용이 고려되기 시작한 것이다.

3.4.2 2단 과급 시스템의 효과

2단 과급시스템에서 가장 중요하게 요구되는 조건은 압력비 (pressure ratio, π_c)와 과급 효율(efficiency, η_T)이라고 말할 수 있다.

기존의 1단 과급시스템보다 더 높은 압력비를 얻게되어 NO_x 발생량을 현저히 줄임과 동시에 연료 절감의 효과를 얻을 수 있다. Figure

3.11은 4행정 엔진에 적용된 1단 과급시스템과 2단 과급시스템의 NOx 및 연료소모량을 비교해서 보여주고 있다.

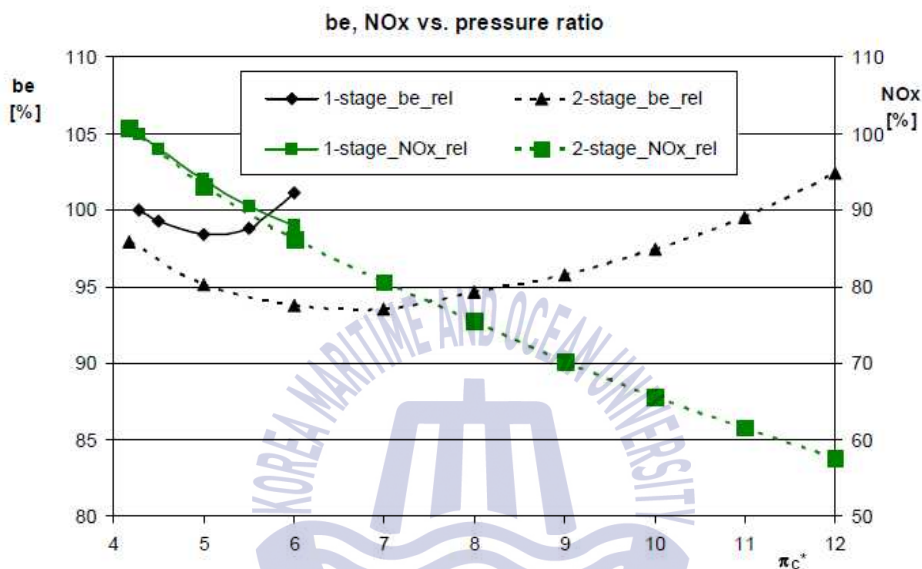


Figure 3.11 NOx and SFOC (be) over pressure ratio (π_c) for single stage and two stage turbocharging system

과급 효율(η_T)은 과급시스템에서 대기 중 공기를 흡입하여 압축하는 과정과 배기가스 팽창과정 후 대기 중으로 배출되는 일련의 에너지 변화로 정의할 수 있다. 따라서 이러한 과정 사이에 있는 과급기 및 공기 냉각기의 운전 상태는 성능 결정에 아주 큰 변수로 작용한다.

2단 과급시스템은 두 번의 압축과정 사이에 냉각과정이 추가로 적용되어 1단 과급시스템에 비해 더 높은 과급효율을 얻을 수 있다. 높은 과급효율은 결과적으로 엔진 전체의 효율을 증가 시키고 연료 소

모량의 감소의 결과를 얻을 수 있다. Figure 3.12는 과급효율과 배기가스 온도에 따른 연료 소모량 비를 나타내고 있으며 변화 양상이 비슷함을 볼 수 있다. 또한 압력비가 높을수록 과급 효율이 엔진에 미치는 영향이 큰 것으로 확인된다.

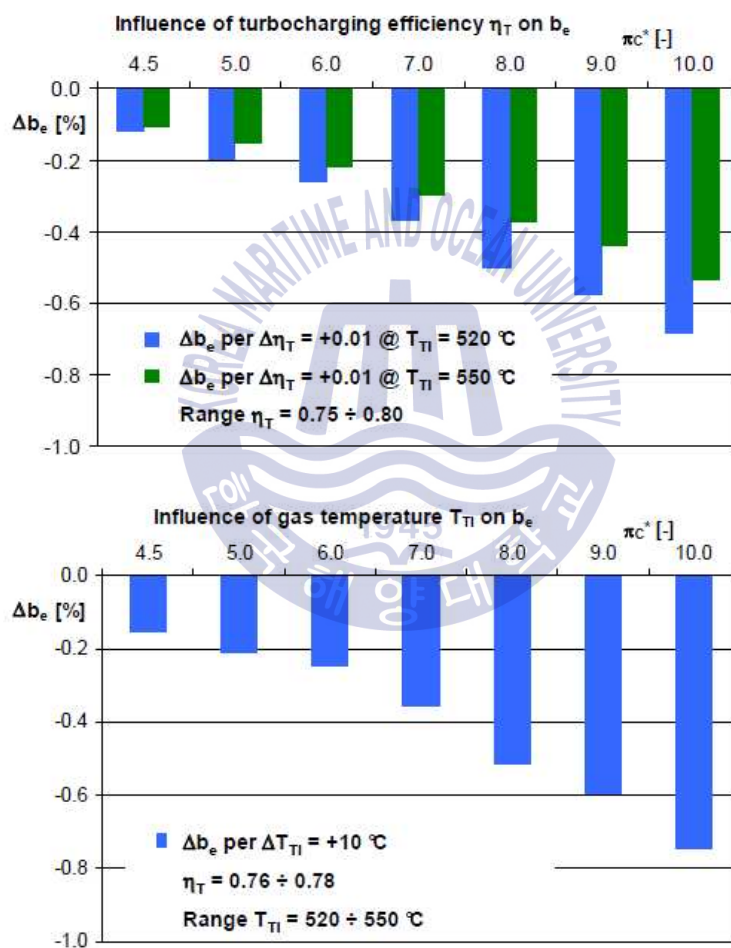


Figure 3.12 Influence of turbocharging efficiency (η_T) and gas temperature (T_{Ti}) on SFOC (b_e)

Figure 3.13은 2단 과급 압축 과정의 온도-엔트로피 곡선(T-S diagram)이다. 1단 과급 압축 과정에 필요한 에너지 (w_{1-STC})와 비교하면 2단 과급 압축 과정에서 동일 공기 압축에 필요한 에너지 ($w_{LPC} + w_{HPC}$)가 더 작음을 확인할 수 있다. 이러한 차이는 1차, 2차 압축 사이에 존재하는 공기 냉각기에 의해 더욱 낮은 온도의 공기를 고압 압축기로 공급하면서 발생하는 $q_{intercooler}$ 에 의해 실현된다. 이러한 낮은 온도의 흡기는 압축기 부품에 적용되는 열응력 또한 낮추어 과급기 자체 내구성 향상 효과도 기대할 수 있다.

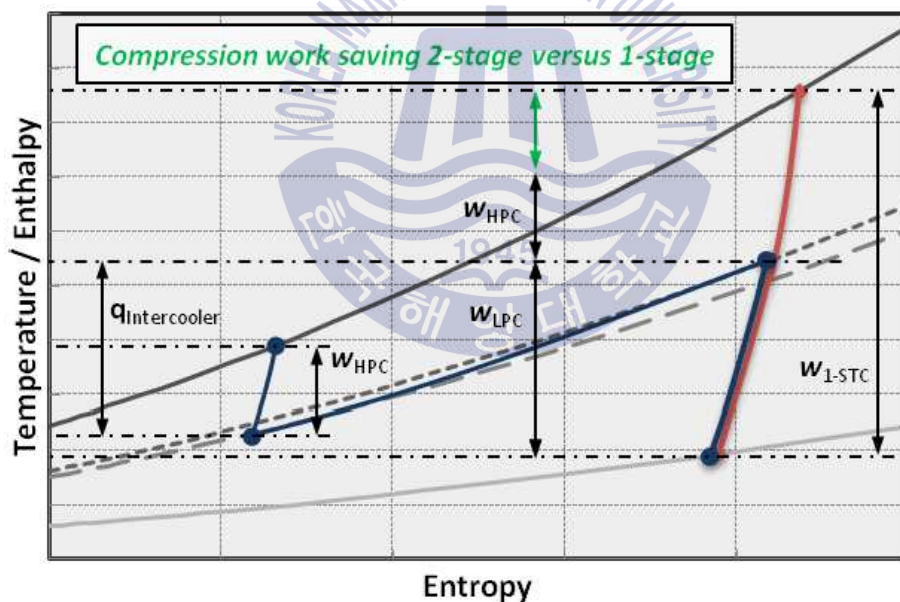


Figure 3.13 Two stage turbocharging with intercooling shown in T-S diagram

3.4.3 2단 과급 시스템의 성능 구분

최적의 과급 성능을 얻기 위해서는 저압 과급기와 고압 과급기의 적절한 조합이 필요하며 이를 위해서는 각각의 부품에 대한 정밀한 분석과 검증이 필요하다.

(1) 저압 과급기 (LP turbocharger)

저압 과급기 선정에 고려되어야 할 사항으로는 최대 효율 창출 및 요구되는 압력비를 만족하고 가능한 많은 양의 공기를 처리할 수 있는 범위에서 크기도 최소화 하는 것이라 할 수 있다. 고압 과급기에 비해 상대적으로 크기가 크고 연관된 배관 설비까지 생각하면 엔진에 조립할 수 있는 공간이 제한될 수밖에 없다.

Figure 3.14는 저압 과급기의 압축기 성능 곡선으로 1단 과급기의 성능 곡선과 비교해 놓았다. 동일 조건의 비교를 위해 두 과급기의 압축기 휠은 같은 크기로 적용하였다. 그림자로 표시된 부분은 압축 효율이 80% 이상 되는 영역으로 2단 과급 시스템의 저압 과급기가 더 넓은 영역을 차지함을 보여준다. 이러한 효과로 엔진에서 요구하는 흡기량에 따라 1단 과급에 비해 사이즈가 작은 2단 과급의 저압 과급기 선정이 가능할 수도 있다.

저압 과급기의 터빈 측은 고압 과급기에서 1차적으로 사용 된 배기가스가 전달되기 때문에 주어진 조건에서 더 높은 효율을 얻기 위한 과급기 주요 부품의 형상이 고려된다.

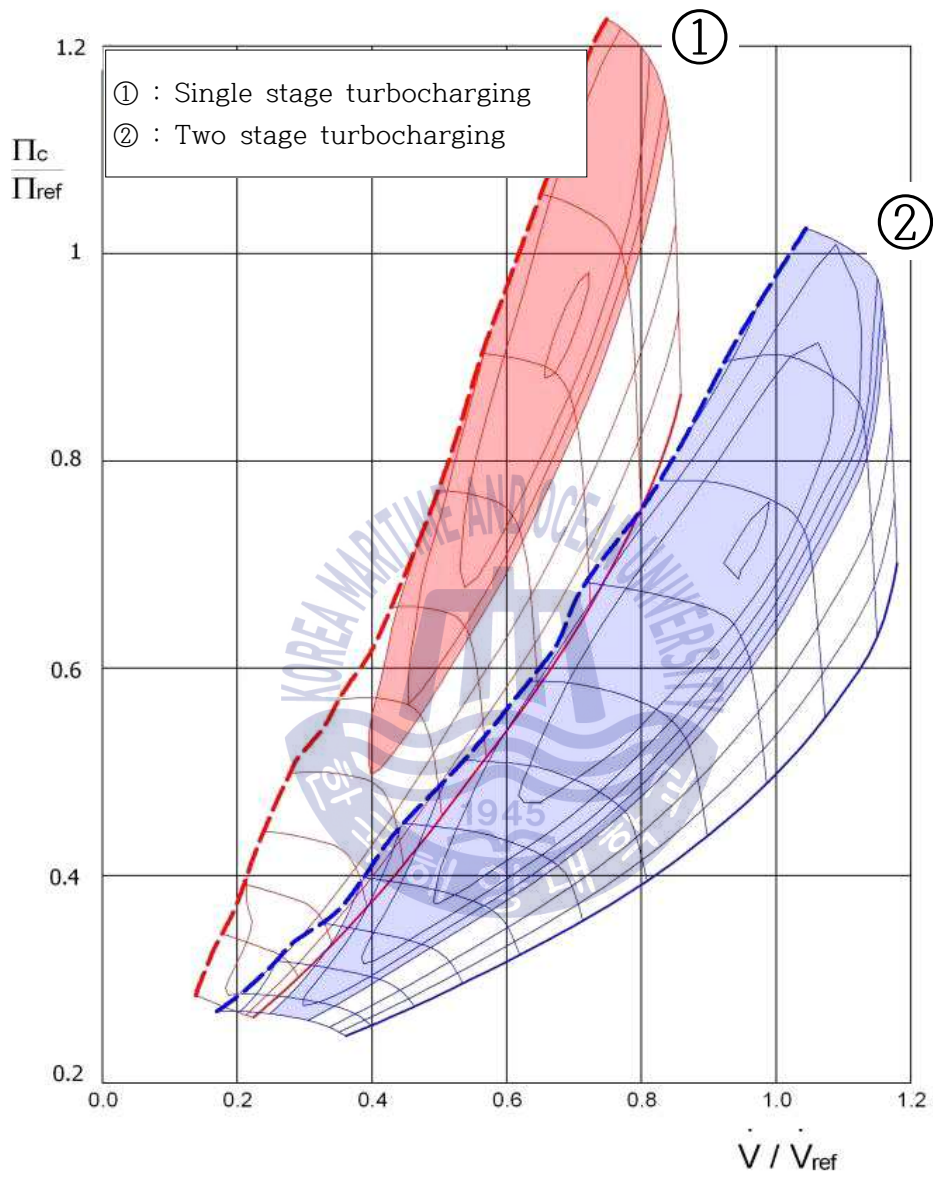
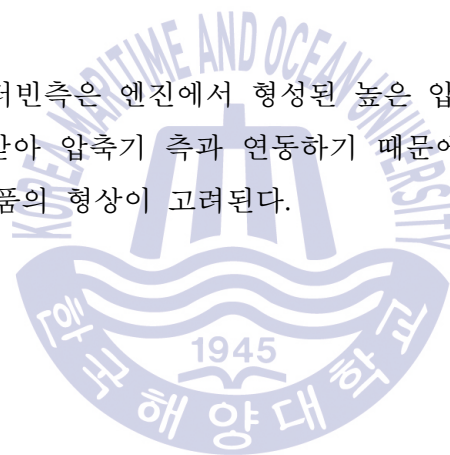


Figure 3.14 Compressor map of single stage and two stage
at equal impeller wheel diameter

(2) 고압 과급기 (HP turbocharger)

엔진에서 요구하는 더 높은 압력비를 형성하기 위해서 고압 과급기가 2단 과급 시스템에 장착된다. 압력비를 최대 12 까지 올려 기존의 1단 과급 시스템에 비해 향상된 부분을 압축기 성능 곡선 **Figure 3.15**에서 비교하여 보여주고 있다. 그림자로 표시된 부분은 압축 효율이 80% 이상인 영역이며 고압 과급기 역시 넓은 범위의 유량 조건을 만족하도록 설계된다.

고압 과급기의 터빈측은 엔진에서 형성된 높은 압력과 온도의 배기가스를 직접 전달받아 압축기 축과 연동하기 때문에 이에 따른 성능 및 과급기 주요 부품의 형상이 고려된다.



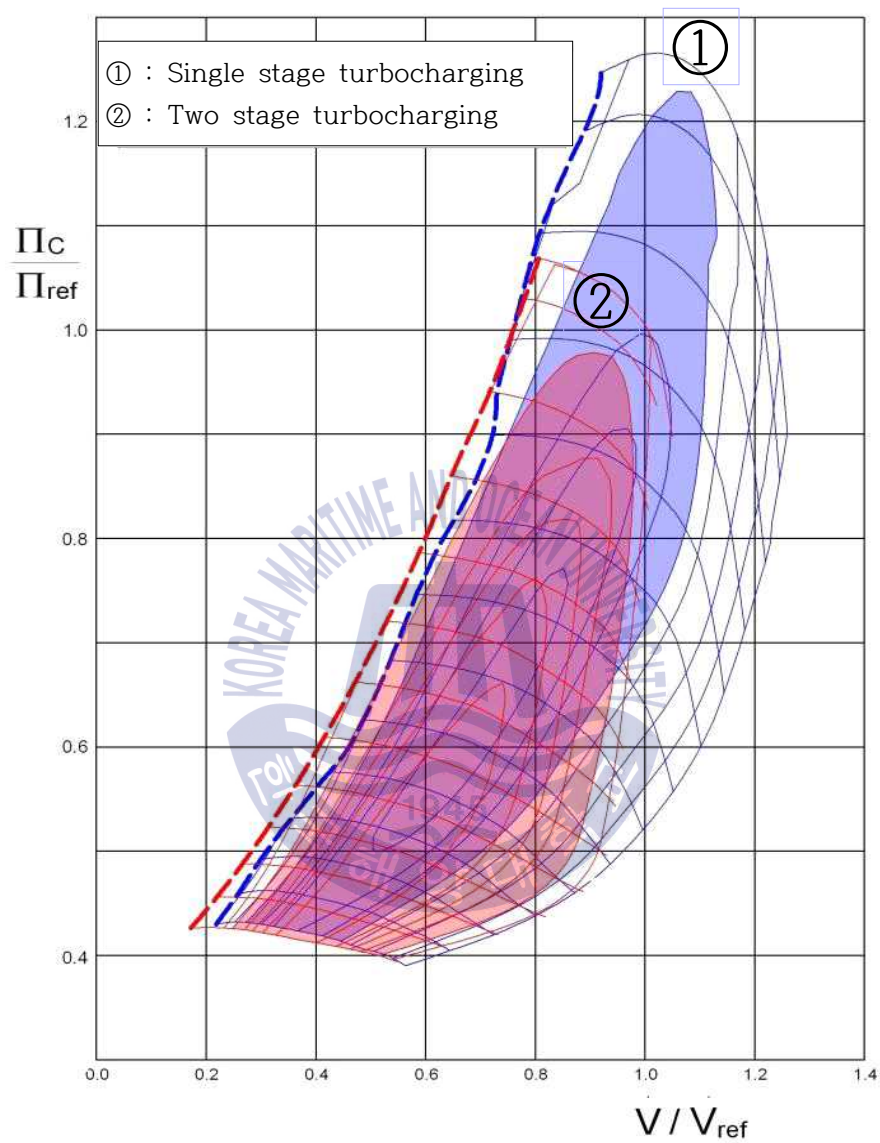


Figure 3.15 Compressor map of HP turbocharger

(3) 공기 냉각기 (air cooler)

공기 냉각기는 과급 효율을 결정하는데 아주 큰 역할을 하고 있다. 이론적으로는 냉각온도가 낮을수록 더 좋은 결과를 얻겠지만 현실적으로 냉각기 크기나 냉각수 상태를 고려했을 때 한계가 있다. 또한 냉각 과정 중 형성되는 응축수가 고압 과급기 측으로 유입되는 것을 방지하기 위해서도 적절한 냉각기 운용이 이루어져야 한다.



제 4 장 2단 과급 시스템의 성능 확인

이 장에서는 2단 과급 시스템 적용을 위한 모의실험을 통한 데이터를 살펴보고 실제 프로젝트에 적용된 사례를 통해 2단 과급 시스템의 성능을 확인하고자 한다.

4.1 2단 과급 시스템의 실험 사례

4.1.1 실험 사양

본 실험은 MDT사 실험용 엔진인 4T50ME-X type의 2행정 엔진에 저압 과급기(LP turbocharger)로 TCA66-21220V(VTA적용)와 고압 과급기(HP turbocharger) TCR22-22088V(VTA 적용)을 탑재하여 테스트한 내용이며 세부 사양은 Table 4.1과 같다.

측정 데이터의 신뢰도를 높이기 위해 EDS online 장비를 사용 하였으며 Figure 4.1은 테스트가 진행된 엔진 및 과급기의 모습을 나타낸 것이다.

Table 4.1 Specifications of engine, turbochargers
for two stage turbocharging performance test

Description	Specification	
Engine type	Diesel, Two stroke	
No. of cylinder	4	
Bore	500 mm	
Stroke	2200 mm	
Power	7440 kW	
Speed	123 rpm	
Pscav	6.5 bar	
Turbocharger type	HP turbocharger	LP turbocharger
	Radial with VTA	Axial with VTA
Model	TCR22-V	TCA66-V
Measurement	EDS online equipment	

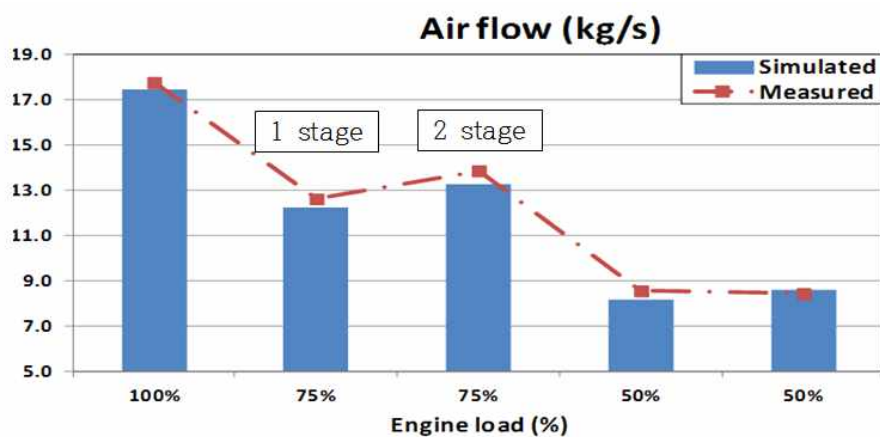


Figure 4.1 Test engine with two stage turbocharger

4.1.2 실험 방법

엔진과 과급기의 사양을 바탕으로 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 예측되는 결과 데이터를 확보하고 동일한 운전 조건에서의 실제 측정값을 비교하여 검토하였다.

데이터 측정은 엔진 부하 100%, 75%, 50% 에서 실행하였으며 75%, 50% 운전은 고압 과급기를 거치지 않게 밸브 조작하여 저압 과급기가 단독으로 운전하는 1단 과급기의 운전 조건을 만들었다. Figure 4.2는 시뮬레이션 프로그램에 의한 예측 데이터와 실제로 측정된 데이터를 비교한 것이다. 시뮬레이션 프로그램에 의한 데이터와 실제 측정 데이터는 영역별로 조금씩 차이가 보이는 부분이 있기는 하지만 대체적으로 같은 경향을 띄고 있음을 알 수 있다. Figure 4.2 (a)의 경우 엔진 부하에 따른 흡기압, 흡기량 및 과급 효율을 보여주고 있으며 1단 과급기 단독 운전 조건에 비해 2단 과급기의 운전 조건에서의 향상된 성능을 확인할 수 있다.



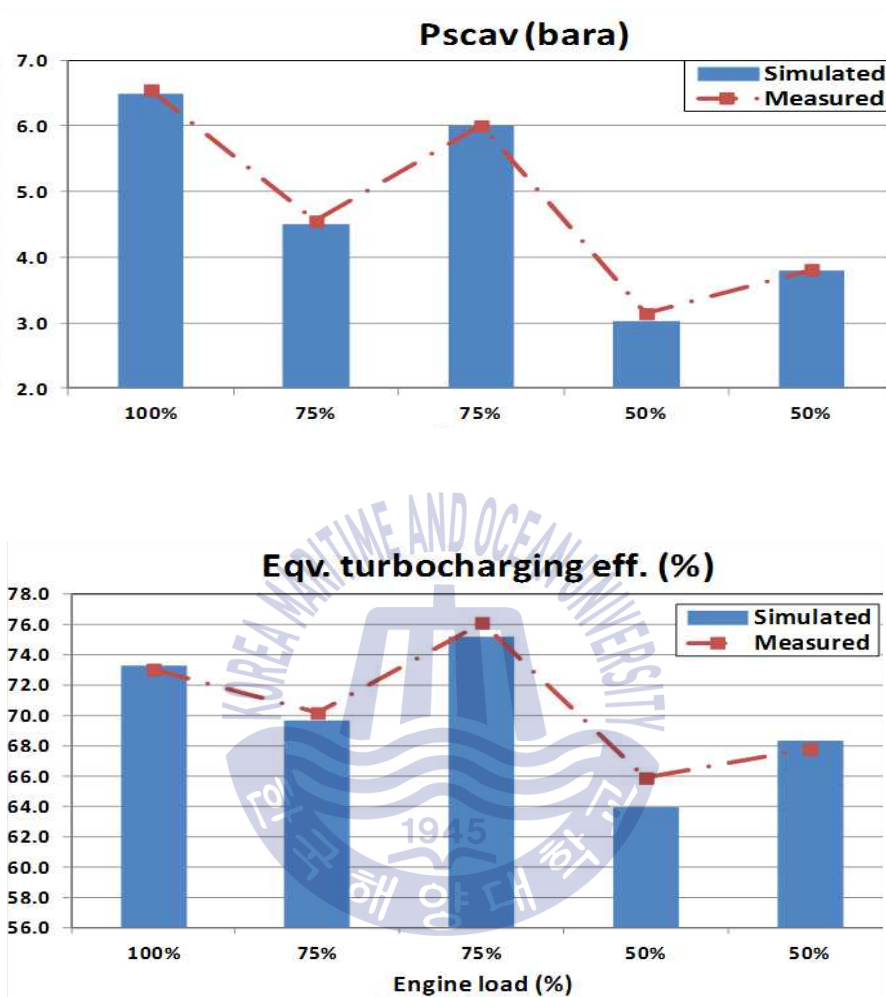


Figure 4.2 (a) Engine overall measurement

(To be continued)

Figure 4.2 (b)는 저압 과급기의 온도 차이를 확인할 수 있으며 압축기 출구 측은 큰 차이를 보이지 않으나 터빈 출구 측은 2단 과급 적용 시 온도가 1단 과급에 비해 낮아 과급기를 거친 이후 배기가스 온도를 사용하는 설비가 있을 경우 고려해야 할 부분이다.

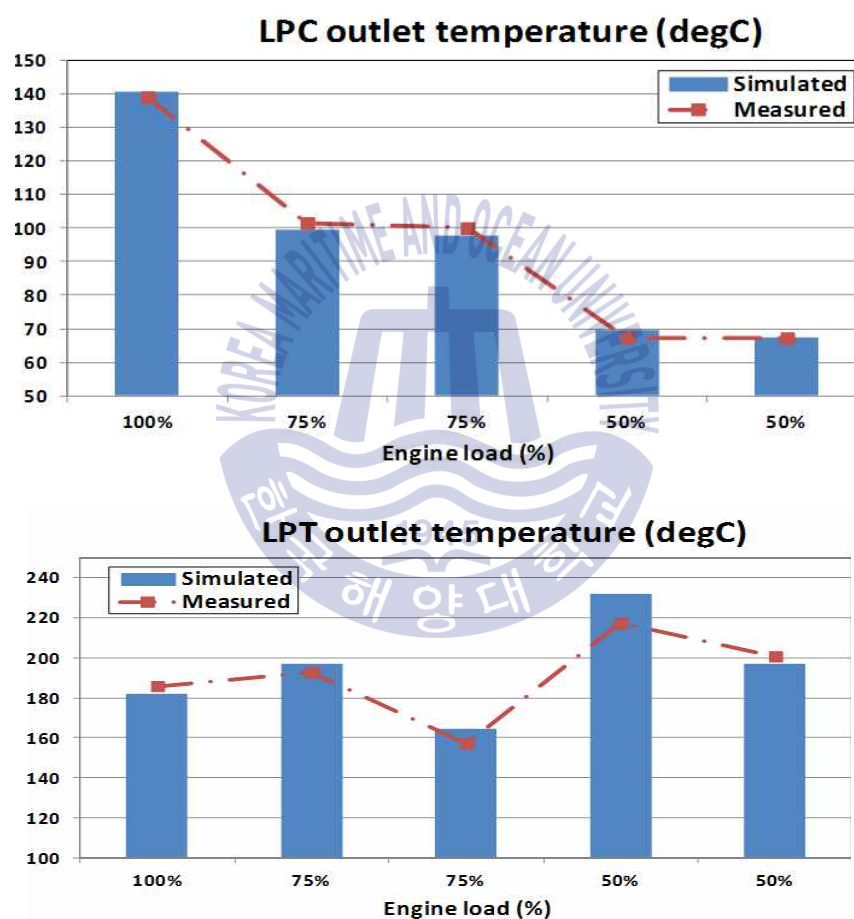


Figure 4.2 (b) LP turbocharger temperature

(To be continued)

Figure 4.2 (c)는 고압 과급기의 온도 차이를 확인할 수 있으며 터빈 입구 측은 큰 차이를 보이지 않으나 압축기 출구 측은 2단 과급 시 1단 과급에 비해 높은 압력에 의한 온도 상승으로 엔진에 공급되는 공기를 충분히 냉각 시킬 수 있는 냉각기 설계를 고려해야 할 부분이다.

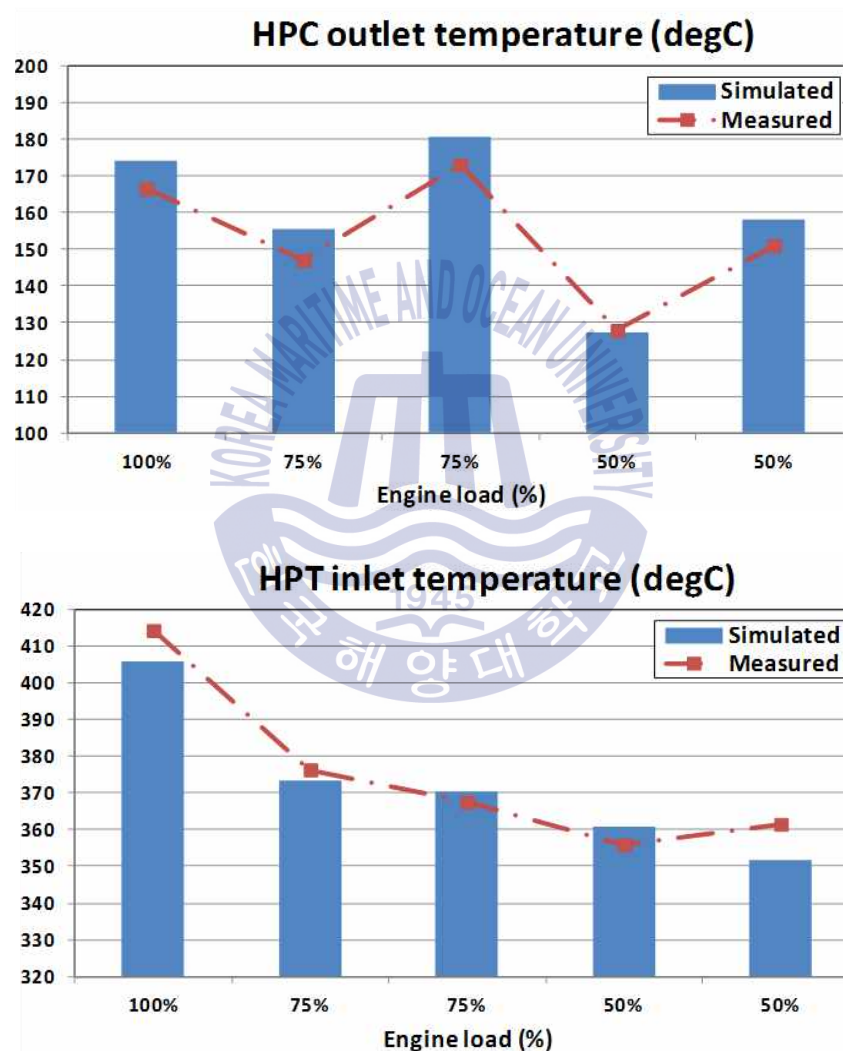


Figure 4.2 (c) HP turbocharger temperature

4.1.3 실험 결과

측정된 데이터를 분석해보면 흡기압이 높을수록 2단 과급기를 적용함으로 인한 연료 소모량 및 과급기 효율이 좋아짐을 확인할 수 있다. Figure 4.3에서 보듯이 흡기압 4 bar 이하에서는 오히려 1단 과급 시스템이 더욱 효율이 좋게 나타나고 있다. 따라서 2단 과급 시스템은 높은 흡기압이 요구되는 엔진에서만 적용하는 것이 적절하다.

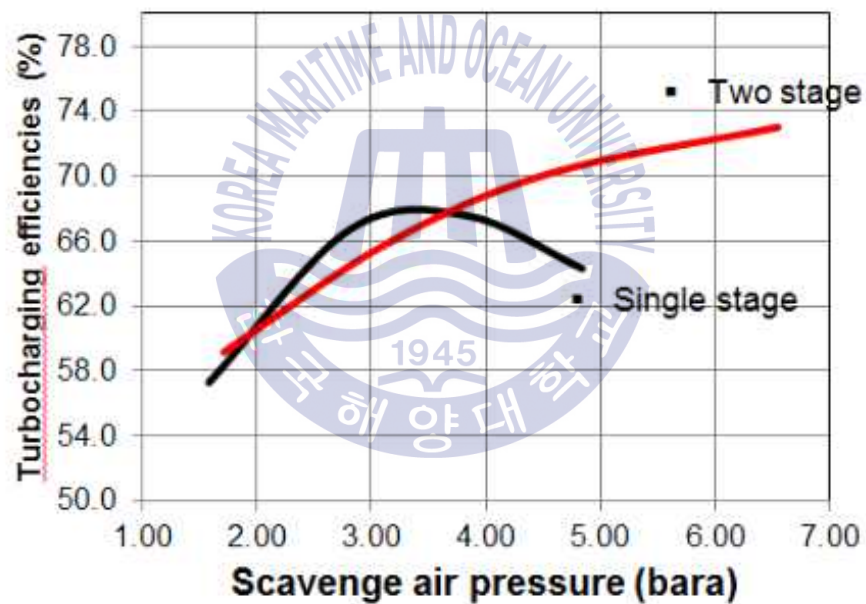


Figure 4.3 Turbocharger efficiency according to scavenge air pressure

본 엔진은 2행정 엔진이지만 배기밸브 개폐시기를 조정하여 밀러 사이클 효과를 가져 올 수 있었으며 NOx 발생량을 측정한 결과는 Figure 4.4와 같이 최대 40% 가까이 저감 시키는 효과를 볼 수 있었다.

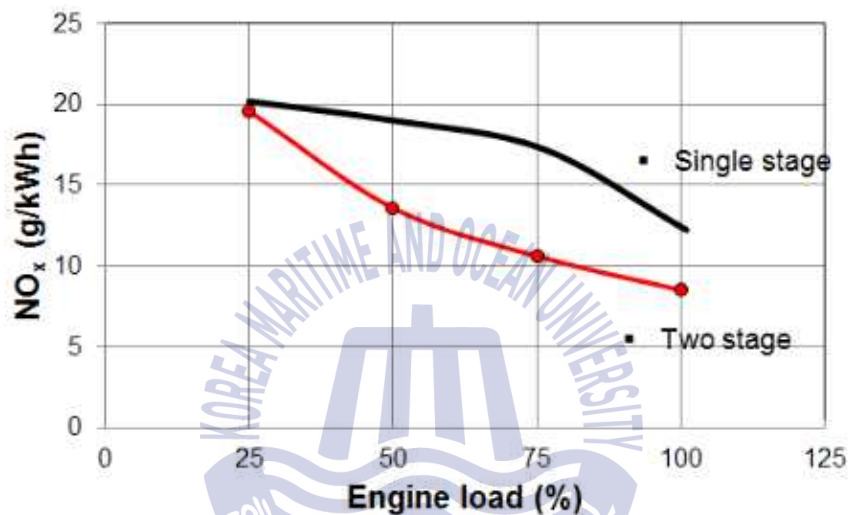


Figure 4.4 NOx reduction with two stage turbocharging according to engine load

연료 소모량 또한 과급 효율과 같은 경향으로 흡기압이 높을수록 저감되는 효과가 커지고 있으며 Figure 4.5에서 전체적인 증감 상태를 확인할 수 있다.

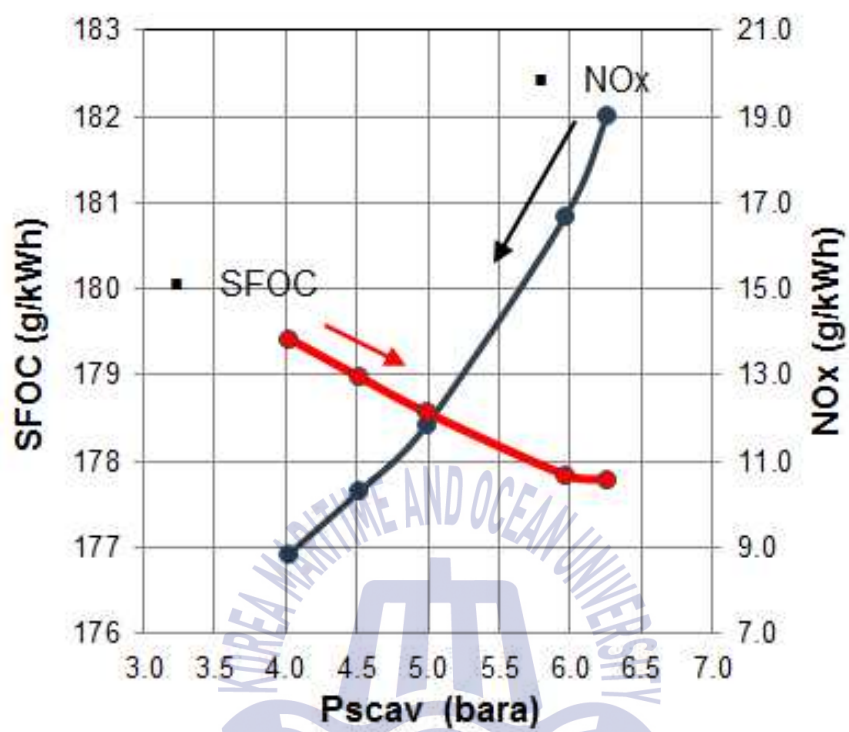


Figure 4.5 SFOC and NOx change according to Pscav

4.2 2단 과급 시스템의 실제 적용 사례

4.2.1 적용 사양

MDT 사에서는 기존에 개발한 육상 발전 설비용 대형 중속 엔진인 18V48/60 엔진에 TCA77/TCA88 2대의 축류형 과급기를 설치하여 2단 과급 시스템을 구성하였다. 엔진 및 과급기의 세부 사양은 Table 4.2와 같다.

1단 과급 시스템 운전과 비교하기 위한 데이터 측정을 위해 EDS online 계측장비를 사용하였으며 Figure 4.6은 시운전 중 현장의 모습이다.

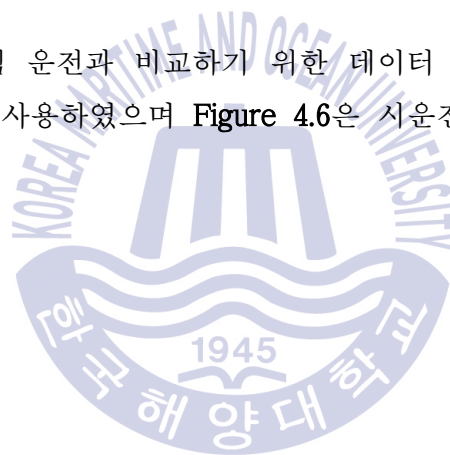


Table 4.2 Engine and turbocharger specification for power plant application

Description	Specification	
Engine type	18V48/60 Four stroke engine	
No. of cylinder	18	
Bore	480 mm	
Stroke	600 mm	
Power	1,050 ~ 1,200 kW	
Speed	514 rpm	
MEP	23.2~26.5 bar	
Turbocharger type	HP turbocharger	LP turbocharger
	Axial	Axial
Model	TCA77	TCA88
Measurement	EDS online equipment	
ISO condition		
Air temperature	25°C	
Air pressure	1000 mbar	
Cooling water temp'	25°C	
Relative air humidity	30%	



Figure 4.6 Commissioning 18V48/60 with two stage turbocharger

4.2.2 적용 결과

(1) 과급기의 설치

앞서 설명하였듯이 2단 과급은 기본적으로 2대의 과급기가 설치되며 공기 냉각기 또한 추가되어야 하기 때문에 충분한 설치 공간이 요구된다. 특히 여기에 적용된 사양의 경우 크기가 큰 축류형 과급기 2대가 설치되어 필요한 공간은 더욱 커지게 되었으나 육상용 발전 설비는 해상용에 비해 공간의 제한이 적어 크게 문제가 되지 않았다. 공간의 제약이 큰 해상용 엔진에 적용할 경우를 생각하면 좀 더 조밀한 구조가 되어야 할 것이나 이 또한 정비를 위한 최소한의 공간 확보를 고려하면 쉬운 일만은 아닐 것이다.

Figure 4.7은 2단 과급 시스템이 적용된 엔진의 설치 그림이며 Figure 4.8은 1단 과급 시스템과 비교하여 2단 과급 시스템이 차지하는 공간을 비교하여 보여주고 있다.

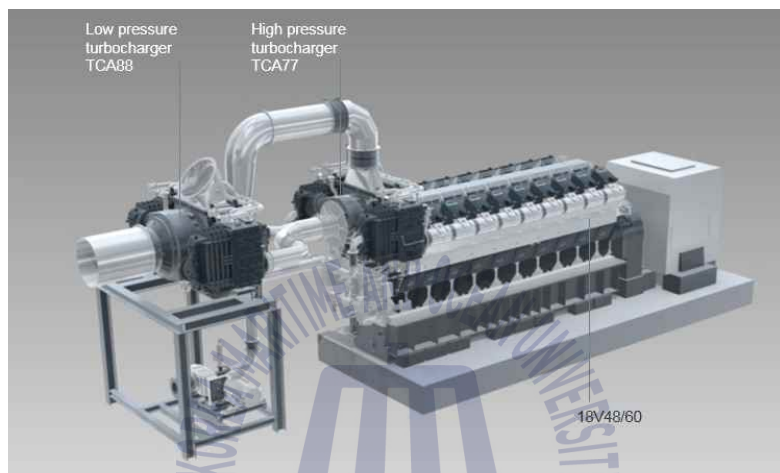


Figure 4.7 Layout 18V48/60 with two stage turbocharger

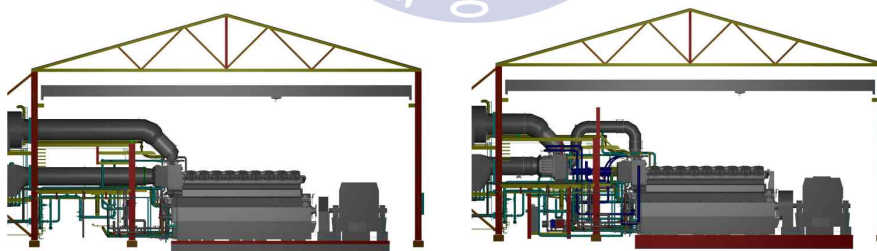


Figure 4.8 Power house single stage turbocharging system and two stage turbocharging system

(2) 과급기 효율

과급기의 성능을 확인하기 위해서 앞선 실험과 마찬가지로 과급기 및 엔진에서 측정된 온도, 압력값을 기록하여 1단 과급 대비 성능의 변화를 관찰 하고자 한다. **Figure 4.9**는 압축비에 따른 과급기 효율을 보여주는 도표이며 TCA88 저압 과급기가 단독 운전하는 1단 과급 효율 곡선과 비교해 볼 수 있다.

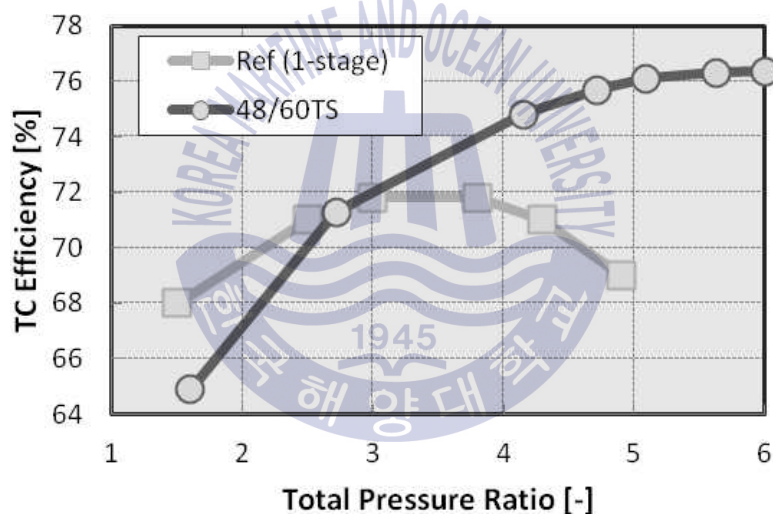


Figure 4.9 Turbocharger efficiency for single stage and two stage

앞서 실험 결과와 마찬가지로 2단 과급은 1단 과급에 비해서 더 높은 압축비를 얻을 수 있을 뿐만 아니라, 과급기 효율 또한 부분 부하 이상의 영역에서 상당히 향상되었음을 증명하고 있다.

(3) 공기 냉각기

최종적으로 엔진에 공급되는 공기의 온도 및 1단, 2단 과급기 사이에서 냉각되는 압축 공기의 냉각 효율은 엔진 성능, 특히 연료 소모량 및 NO_x 발생에 상당히 큰 영향을 미치는 요소이다. Figure 4.10은 본 엔진에 적용된 과급 냉각수 계통도로 밸브 조작으로 냉각수 온도를 조절하여 과급 온도에 따른 연료 소모량 변화양상을 측정할 수 있다.

계측된 자료에 따르면 저압과급기 후단의 공기 냉각기의 온도가 대략 10℃ 상승하면 연료소모량은 0.5 g/kW·h 증가를 보였으며, 고압과급기 후단인 엔진에 공급되기 전 온도가 10℃ 상승하면 1.5~2.0 g/kW·h의 연료 소모량이 증가되었다는 것을 Figure 4.11에서 확인할 수 있다.

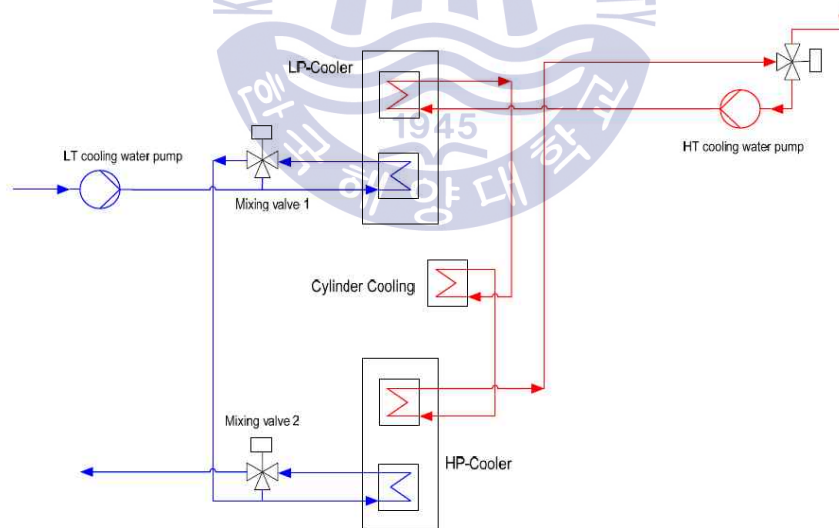


Figure 4.10 Charge air coolant circuit scheme on 18V48/60 engine

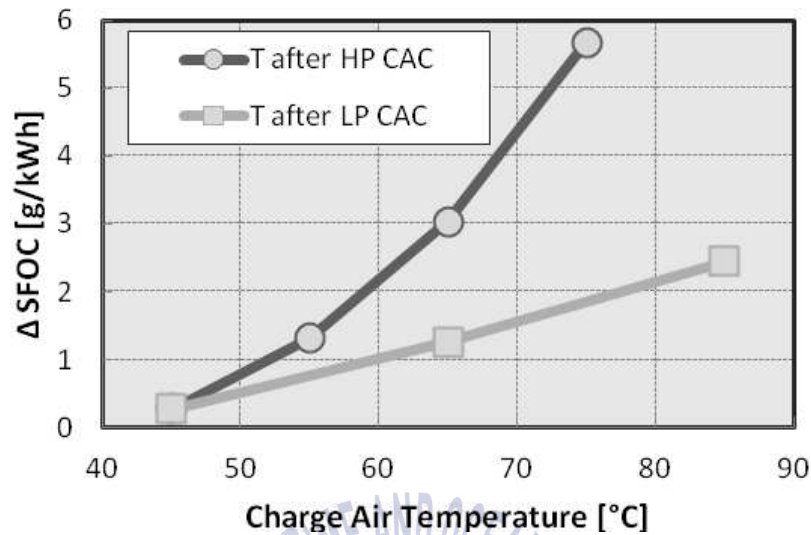


Figure 4.11 Effect of charge air temperature after LP/HP compressors on SFOC

(4) 운전 성능

18V48/60 2단 과급 엔진은 실린더 당 출력을 1,050, 1,100, 1,150, 1,200 kW 4가지가 적용 가능하다. 1단 과급이 적용된 18V48/60 엔진과 비교하기 위해서 각 출력 별로 연료 소모량 및 NO_x 발생량을 측정하였다. Figure 4.12에서 Ref. 는 1단 과급이 적용된 18V48/60 엔진으로 실린더 당 출력은 1,050 kW 이다. 이에 비해 2단 과급이 적용된 동일 엔진에서는 같은 연료 소모량으로 1,200 kW 의 출력을 얻어 실린더 당 150 kW 출력 향상을 보였다. 또한 NO_x 발생량 역시 400 mg/Nm³ 으로 크게 저감된 성능을 보였다.

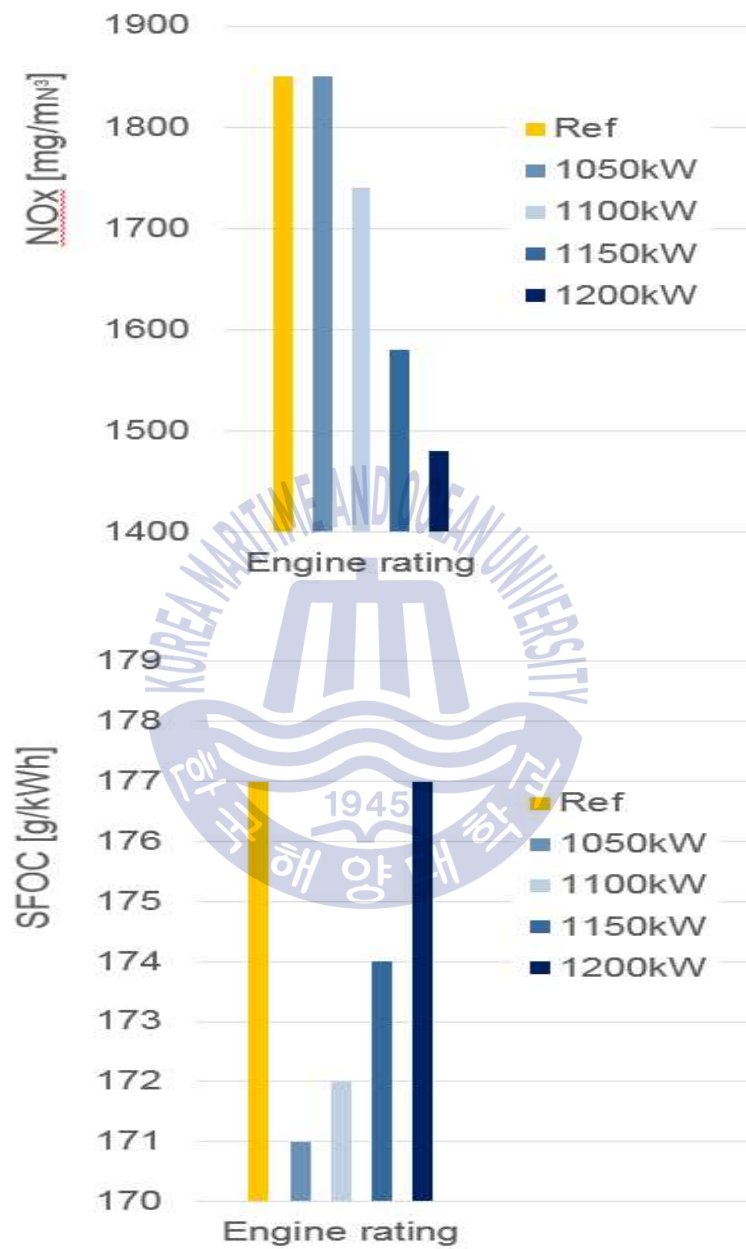


Figure 4.12 18V48/60 SFOC, NOx for each engine rating

제 5 장 결 론

본 논문에서는 2단 과급 시스템을 적용함으로써 인한 디젤엔진의 성능 변화에 대해 연구 하였으며 과급효율 및 연료소모량, NOx발생량에 특히 주목하였다. 엔진에 장착된 2단 과급 시스템의 실험결과와 실제 운용 중인 엔진 데이터를 확인하여 비교해 본 결과는 다음과 같다.

1. 2단 과급 시스템을 적용하면 1단 과급의 한계점 이상의 급기압력을 얻을 수 있으며 이는 엔진 출력 향상 또는 연료 소모량의 절감 효과를 가져온다.

2. 4행정 기관의 밀러사이클과 연동하여 실린더 내 온도를 낮추어 연소 후 생성되는 NOx발생량을 줄여 친환경 디젤엔진에 적용 및 엔진 주변기기의 최신 기술들과 접목할 수 있다.

3. 2행정 기관 적용에 대한 유효성, 설비 투자비용 및 추가로 설치되는 장비가 차지하는 공간적인 제약 등은 앞으로 더욱 개선될 여지가 있는 항목으로 지속적인 연구 개발이 필요할 것으로 보인다.

엔진의 성능 향상을 위한 노력과 개발은 계속 진행형에 있으며 새로운 기술이 적용되어 일반화 될 때까지는 많은 시간과 투자가 필요하다. 2단 과급 시스템 또한 현재까지는 적용 가능한 단계이지만 실제

사례가 아주 제한적이다. 지속적인 연구 개발로 앞으로 더욱 요구될 에너지 절감 및 친환경 디젤엔진에 하나의 해결책이 될 수 있기를 기대한다.



참고 문헌

- [1] CIMAC Congress 2010, *[Two stage Turbocharging - Flexibility for Engine Optimisation]*, Paper No. 293, 2010.
- [2] CIMAC Congress 2007, *[Utilisation of Two stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine]*, Paper No. 101, 2007.
- [3] CIMAC Congress 2013, *[Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel engines]*, Paper No. 134, 2013.
- [4] CIMAC Congress 2016, *[Turbocharger Solutions for new engine Generations]*, Paper No. 265, 2016.
- [5] MAN Diesel & Turbo, *[Design and development of a Two stage turbocharged large diesel engine]*, MAN Diesel & Turbo 2011.
- [6] MAN Diesel & Turbo, *[18V48/60TS Two-stage turbocharged diesel engine]*, MAN Diesel & Turbo 2014.
- [7] MAN Diesel & Turbo, *[Introduces Two-stage turbocharging with New TCX Generation]*, MAN Diesel & Turbo 2010.

- [8] MAN Diesel & Turbo, *「VTA project guide」*, MAN Diesel & Turbo, 2014.
- [9] MAN Diesel & Turbo, *「TCA project guide」*, MAN diesel & Turbo, 2014.
- [10] MAN Diesel & Turbo, *「TCR project guide」*, MAN diesel & Turbo, 2014.
- [11] Alexander Knafl, *「MAN Diesel & Turbo SE's New Two-Stage Turbocharged 10MW Medium Speed Diesel Engine」*, Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics 2015.
- [12] ABB Turbo System *「ABB turbocharging VTG-Variable Turbine Geometry」*, ABB Turbo System 2009.
- [13] ABB Turbo System *「Power2 Solutions, Two-Stage turbocharging systems for medium-speed gas and diesel engines」*, ABB Turbo System 2015.
- [14] ABB Turbo System *「Potential of Two stage Turbocharging」*, ABB turbo System 2016.
- [15] Young-Gi Kim, *「과급기의 디퓨저 면적변화에 따른 성능변화에 관한 연구」*, 한국해양대학교 석사학위 논문, 2016.