



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

함정용 디젤엔진의 밀러 사이클 최적화에 관한 연구

A Study on the Optimization of Miller Cycle
for Naval Vessel Diesel Engine



2017년 2월

한국해양대학교 대학원

기관공학과

김영근

본 논문을 김영근의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2016년 12월 7일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	v
Abstract	vi
Nomenclature	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 내용	3
제 2 장 친환경 엔진의 요구와 대책	4
2.1 유해 배기가스 배출규제 규정	4
2.2 유해 배기가스 감축 대책	9
2.2.1 배기가스 재순환(EGR) 장치	10
2.2.2 선택적 촉매 환원(SCR) 장치	11
2.2.3 EGR 및 SCR 장치 함정 설치 가능성 고찰	12
제 3 장 밀러 사이클(Miller Cycle) 효과	15
3.1 밀러 사이클의 원리	15
3.2 밀러 사이클의 열효율	17
3.3 엔진의 밀러 사이클화 연구 및 적용사례	21
제 4 장 디젤기관의 성능 시뮬레이션 프로그램	23
4.1 이론 해석에 이용된 주된 가정	23
4.2 실린더 및 용기내의 상태 변화	25
4.2.1 가스 교환 과정	25

4.2.2 압축 팽창 과정	27
4.3 NO 생성량 계산방법	29
4.4 과급기 효율 계산방법	30
4.4.1 입력데이터 및 가정	30
4.4.2 과급기 효율 계산과정	31
4.5 시뮬레이션 대상엔진 및 계산 모델	32
4.5.1 시뮬레이션 대상엔진	32
4.5.2 계산모델 및 조건	32
4.6 시뮬레이션 결과 고찰	34
제 5 장 밀러 사이클 적용시 성능예측	36
5.1 밀러 사이클 적용	36
5.1.1 EIVC 적용	36
5.1.2 LIVC 적용	39
5.2 밀러 사이클 적용 결과 고찰	39
5.2.1 25% 부하조건	40
5.2.2 50% 부하조건	44
5.2.3 75% 부하조건	48
5.2.4 100% 부하조건	52
제 6 장 결론	56
참고문헌	57

List of Tables

Table 2.1	Test cycles and weighting factors	7
Table 2.2	IMO Sulphur requirements	7
Table 2.3	NO _x reduction treatment for marine diesel engine	9
Table 4.1	Rate constants for NO formation mechanism	29
Table 4.2	Specification of reference engine	32
Table 4.3	Combination of Double Wiebe function	33
Table 4.4	Comparison of measured and calculated results	34
Table 5.1	Compressor efficiency of reference engine	38
Table 5.2	Simulation Results(P _{mi} , P _{max}) @ 25% load	40
Table 5.3	Simulation Results(T _{max} , SFOC) @ 25% load	42
Table 5.4	Simulation Results(P _{mi} , P _{max}) @ 50% load	44
Table 5.5	Simulation Results(T _{max} , SFOC) @ 50% load	46
Table 5.6	Simulation Results(P _{mi} , P _{max}) @ 75% load	48
Table 5.7	Simulation Results(T _{max} , SFOC) @ 75% load	50
Table 5.8	Simulation Results(P _{mi} , P _{max}) @ 100% load	52
Table 5.9	Simulation Results(T _{max} , NO _x , SFOC) @ 100% load	54

List of Figures

Fig. 2.1	NO _x emission limits according to MARPOL Annex VI	5
Fig. 2.2	Fuel sulphur limits according to MARPOL Annex VI	8
Fig. 2.3	EGR process diagram	10
Fig. 2.4	SCR system process	11
Fig. 2.5	Two-way approach for Tier III engine – EGR and SCR solutions ...	12
Fig. 2.6	Royal Danish Navy Diana-class Patrol Vessels SCR systems	13
Fig. 2.7	LSS & LHD – Italian Navy	14
Fig. 3.1	P-v diagram for EIVC	15
Fig. 3.2	P-v diagram for LIVC	15
Fig. 3.3	P-v diagram for Diesel Cycle	17
Fig. 3.4	P-v diagram for Atkinson Cycle	17
Fig. 3.5	Comparison of thermal efficiency for Diesel and Atkinson Cycle ...	19
Fig. 4.1	Model of cylinder	25
Fig. 4.2	Model of intake & exhaust valve	26
Fig. 4.3	Overview of V28/33D STC	32
Fig. 4.4	Calculation model for intake & exhaust system	33
Fig. 4.5	Comparison of measured and calculated results	35
Fig. 5.1	Valve timing for the EIVC concept	36
Fig. 5.2	P-v diagram @ 100% load before increased boost pressure	37
Fig. 5.3	P-v diagram @ 100% load after increased boost pressure	37

Fig. 5.4	Valve timing for the LIVC concept	39
Fig. 5.5	Calculation results for Pmi and boost pressure @ 25% load	40
Fig. 5.6	Calculation results for Pmax @ 25% load	41
Fig. 5.7	Calculation results for Tmax @ 25% load	42
Fig. 5.8	Calculation results for SFOC @ 25% load	43
Fig. 5.9	Calculation results for Pmi and boost pressure @ 50% load	44
Fig. 5.10	Calculation results for Pmax @ 50% load	45
Fig. 5.11	Calculation results for Tmax @ 50% load	46
Fig. 5.12	Calculation results for SFOC @ 50% load	47
Fig. 5.13	Calculation results for Pmi and boost pressure @ 75% load	48
Fig. 5.14	Calculation results for Pmax @ 75% load	49
Fig. 5.15	Calculation results for Tmax @ 75% load	50
Fig. 5.16	Calculation results for SFOC @ 75% load	51
Fig. 5.17	Calculation results for Pmi and boost pressure @ 100% load	52
Fig. 5.18	Calculation results for Pmax @ 100% load	53
Fig. 5.19	Calculation results for Tmax and NOx @ 100% load	54
Fig. 5.20	Calculation results for SFOC @ 100% load	55

A Study on the Optimization of Miller cycle for Naval Vessel Diesel Engine

Young-Keun Kim

Department of Marine Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University
(Supervisor : Prof. Jae-Sung Choi)

Abstract

Since May 2005, all ocean-going vessels built after January 2000 have had to comply with the emission control regulations according to Annex VI of the MARPOL 73/78 convention. These regulations set limits on exhaust gas emissions for nitrogen oxides(NOx), sulphur oxides(SOx) and particulate matter(PM) from ships.

The air pollutants as NOx, SOx, PM etc are harmful things for human health. They can be absorbed onto the lung and cause lung disease like a lung cancer. And they are blamed as one of the major causes of photochemical smog and acid rains.

The NOx emission is related with engine combustion process as like high peak pressure, high compression ratio, high rate of fuel delivery. In other words, the higher combustion temperature, the greater amount of NOx formation. Much of NOx emission can be decreased by the technology today. For example the fuel injection control by CR(Common Rail) and electronic control, EGR(Exhaust Gas Recirculation), SCR(Selective Catalytic Reduction) which using ammonia or urea, Miller Cycle and 2-stage turbocharging, etc.

Miller Cycle is one of the few measures that can be applied in an internal combustion engine to simultaneously reduce NO_x emission and fuel consumption. Since all engine builders strive to meet engine emission limits without any loss of efficiency, practically every modern engine is operated today with at least moderate Miller timing.

In this study, a performance simulation about naval vessel diesel engine carried out through a mathematical modeling techniques for flow analysis of the working gas. And the simulation results were compared with measured data to evaluate reliability of simulation. Finally we obtained reliable simulation results.

The purpose of this study is to predict effect of miller cycle for naval vessel diesel engine. By changing the intake valve closing timing and boost pressure, the engine performance is simulated. And we found the best valve timing and proper boost pressure.



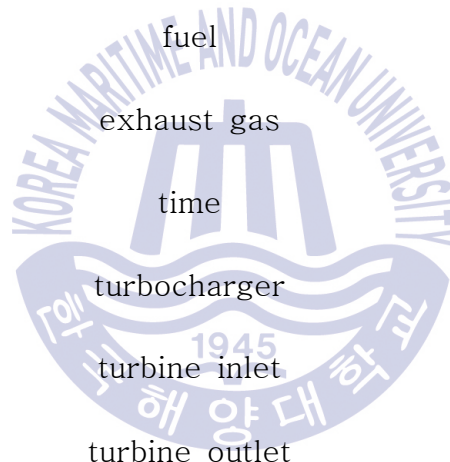
KEY WORDS : Miller cycle 밀러 사이클; optimization 최적화; NO_x 질소산화물.

Nomenclature

Variable	Description	SI Units
b_e	brake specific fuel consumption	g/kW·h
b_i	indicated specific fuel consumption	g/kW·h
C_{pa}	specific heat of air	kcal/(kg·K)
C_{pg}	specific heat of exhaust gas	kcal/(kg·K)
k_a	specific heat ratio of air	
k_g	specific heat ratio of exhaust gas	
L_{\min}	stoichiometric air amount	kg
m	mass flow rate	kg/s
p	pressure	bar
P_{me}	brake mean effective pressure	bar
P_{mi}	indicated mean effective pressure	bar
P_{\max}	maximum pressure in cylinder	bar
r_c	compression ratio	
r_e	expansion ratio	
SFOC	specific fuel oil consumption	g/kW·h
T	temperature	K
T_{\max}	maximum temperature in cylinder	K
β	cut-off ratio	
η	efficiency	%
λ	excess air ratio	
π_c	compressor pressure ratio	
π_t	turbine expansion ratio	

Subscript

Variable	Description
a	air
c	compressor
cin	compressor inlet
cout	compressor outlet
ein	engine inlet
eout	engine outlet
f	fuel
g	exhaust gas
t	time
tc	turbocharger
tin	turbine inlet
tout	turbine outlet



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

최근 중·대형 디젤엔진은 지속적으로 강화되고 있는 유해 배출가스 규제를 극복해야할 뿐만 아니라, 경제적인 운용을 위해 연료소비율의 저감도 동시에 달성해야 한다. 그러나 연료소비율의 저감 방법과 유해 배출가스, 특히 현재 국제해사기구(IMO : International Maritime Organization)의 규제 대상인 질소산화물(NOx : Nitrogen Oxides)의 저감 방법은 서로 상반되는 경향이 있어 성능 최적화가 필요하다.

NOx는 광화학 스모그를 발생시키는 주원인으로서 인체 호흡기관을 손상시켜 호흡기 질환을 유발하고, 산성비를 생성시켜 토지의 산성화를 촉진시키는 것으로 알려져 있다. 현재 선박용 디젤엔진의 연소과정에서 발생하는 NOx에 대한 규제는 IMO의 MARPOL에서 규정하고 있으며, 130 kW 이상의 디젤엔진에 대해 적용하고 있다. 2016년 1월 1일부터 IMO Tier I 대비 약 80% 저감 기준인 IMO Tier III가 건조되는 신규 선박에 적용되고 있으며, 이는 디젤 엔진의 성능 최적화 만으로는 달성하기 어려운 상황이다.

지속적으로 강화되고 있는 NOx 배출규제로 인하여 엔진 제작사들은 선박용 디젤엔진에서 NOx의 배출을 최대한으로 저감시키기 위해 배기가스 재순환(EGR : Exhaust Gas Recirculation), 선택적 촉매환원(SCR : Selective Catalytic Reduction) 등의 여러 가지 방법을 사용하고 있다. 그러나 이러한 방법들은 디젤기관 외의 많은 추가 장치를 필요로 하고 연료소비율을 증가시킬 수 있다는 단점을 가지고 있다. 이에 따라 이러한 단점을 극복할 수 있으면서 NOx 및 연료소비율의 저감을 동시에 달성 할 수 있을 것으로 기대되는 밀러 사이클의 적용이 최근 주목을 받고 있다.

본 연구의 목표는 000급 함정의 주 추진기관으로 탑재 및 운용 중인 MAN 12V 28/33D STC 엔진의 밀러 사이클 효과 극대화를 위한 최적의 밸브 타이밍 및 과급 압력을 도출하기 위함이고 연구방법으로는 4행정 디젤기관 성능예측 시뮬레이션 프로그램을 통해 대상엔진을 구현하여 실린더 내부 압력

및 온도의 변화 관찰에 집중하였다. 시뮬레이션 결과 도출된 최고폭발압력, 평균유효압력, 연료소비율 등의 주요 엔진 성능 변수들이 공장시운전 결과와의 비교에서 양호한 결과를 나타내고 있는 것을 확인하였다. 따라서 이 결과를 토대로 밀러 사이클의 효과를 극대화 하기 위한 최적조건에 관하여 고찰하였다. 즉, 부하별 각각 필요한 과급압력을 산출하고 최고폭발압력, 평균유효압력, 연료소비율, 실린더 내부 최고온도 및 NOx 생성량의 변화를 비교 분석함으로써 최적의 밸브 타이밍 및 과급압력을 도출하였다.



1.2 연구 내용

본 연구의 내용을 요약하면 다음과 같다.

제 2 장에서는 유해 배기가스 배출규제 규정 및 감축을 위한 대책에 대하여 고찰하였다.

제 3 장에서는 4행정 디젤기관 성능예측 시뮬레이션 프로그램의 기본 이론 및 NO 생성량 계산방법에 대하여 설명하였다. NO 반응기구는 Zeldovich mechanism을 이용하였고, NO 생성량 계산방법은 비평형 계산방법을 선택하였다.

제 4 장에서는 연구대상 엔진을 4행정 디젤기관 성능예측 시뮬레이션 프로그램을 통해 1실린더 엔진으로 단순화하여 구현함으로써 흡기 매니폴드에 의한 관성 및 맥동효과가 최대한 배제된 상태에서 실린더 내부 압력 및 온도의 관찰에 집중하였다. 시뮬레이션 결과 도출된 최고폭발압력, 평균유효압력, 연료소비율 등의 주요 엔진 성능 변수들이 공장 시운전 결과와의 비교에서 양호한 결과를 나타내고 있는 것을 확인하였다.

제 5 장에서는 연구대상 엔진에 부하별로 여러 가지 형태의 밀러 사이클을 적용해 보았으며 부하별 각각 필요한 과급압력을 산출하고 최고폭발압력, 평균유효압력, 연료소비율, 실린더 내 최고온도 및 NO_x 생성량의 변화를 비교 분석함으로써 최적의 밸브 타이밍 및 과급압력을 도출하였다.

결론에서는 이상의 연구결과를 요약 정리하였다.

제 2 장 친환경 엔진의 요구와 대책

2.1 유해 배기가스 배출 규정

IMO는 1997년에 MARPOL 73/78 ‘선박으로부터의 공기오염방지를 위한 규정’(Regulation for the Prevention of Air Pollution from Ships)의 부칙 VI (MARPOL 73/78 Annex VI)을 결의하였다. MARPOL 73/78 부칙 VI는 2005년 5월 19일에 실질적으로 시행되었고, 부칙 VI에서는 NOx 및 휘발성 유기화합물 등이 선박의 배기가스에서 발생하는 것에 규제를 두고 있으며, 오존을 감소시키는 대기오염물질의 고의적인 발생을 금지하였다. 이와 같이 선박의 배기가스의 유해성 문제가 대두되면서 IMO에서는 MARPOL 73/78 부칙 VI와 같이 의무적으로 배출가스에 대한 규제를 신규 생산되는 엔진에 대해 적용하게 된다. 특히 NOx는 신조선의 경우 2000년 1월 1일 이전까지는 Tier I의 배출가스 규제가 적용되었고, 2011년 1월 1일부터 Tier I 대비 약 15% ~ 20% 저감 기준인 Tier II의 배출가스 규제가 적용되었다. 2016년 1월 1일부터는 Tier III의 배출가스 규제가 발효되었으며, 이는 Tier I 대비 약 80% 저감 기준이다.

현재 해양환경의 보호와 보전에 관한 대부분의 국제협약은(‘MARPOL 73/78’ 제3조 제3항, ‘1972년 런던협약’ 제7조 제4항, ‘1996년 동 협약에 관한 개정의정서’ 제10조 제4항, ‘1982년 유엔해양법협약’ 제236조) 함정 및 비상업용 정부선박에 관하여 적용면제방식(exemption from the application of the conventions approach)을 채택함으로써 공통적으로 함정 및 비상업용 정부선박에 대하여 동 협약의 적용을 배제하고 있다^[1]. 그러나 해양환경오염 방지에 대한 인식과 규제가 점차 강화되고 있는 추세로 보았을 때 함정에 대한 지속적인 면제가 보장되기는 어려울 것으로 예측된다. 이러한 세계적인 동향에 따라 선진국 해군에서는 신조함정 건조시 친환경 기술을 적극적으로 도입 중에 있으며 덴마크 및 이탈리아 해군에서는 IMO Tier III의 배출가스 규제를 만족하는 함정까지도 건조 중에 있다. 현재 우리 해군도 에너지를 절감하고 친환경적인 함정을 건조할 수 있도록 친환경 기술을 설계에 반영토록 하고 있으며 특히 대기오염 방지를 위해 2011년부터 IMO Tier II의 배출가스 규제를 만족하는 엔진 및 발전기를 사용하도록 하고 있다^[2].

1) 질소산화물(NOx : Nitrogen Oxides)

질소산화물에 대한 규제는 IMO의 MARPOL에서 규정하고 있으며, Fig 2.1과 같이 2000년 1월 1일 이후에 주요 개조가 이루어지는 출력 130kW를 초과하는 선박용 디젤 기관을 대상으로 한다. 그러나 비상용으로만 사용할 목적의 선박용 디젤기관 또는 선박에 설치되어 비상시에만 사용할 목적의 어떤 장치나 기구에 동력을 공급하는 기관, 또는 비상용으로만 사용할 목적의 구명정에 설치된 선박용 디젤기관은 제외한다. 선박으로부터 배출되는 배기가스에 포함된 NOx의 배출 제한을 강화한 IMO Tier III가 2016년 1월 1일부터 건조되는 신규 선박에 적용되기 시작하였으며 단계별 NOx 배출 한계치는 아래 그림과 같다. Tier III 규제는 ECA(Emission Control Area : 배출통제구역)에 대해서만 적용하며, Tier III가 적용되는 시기에 건조된 선박이라 하더라도 ECA 이외의 지역을 항해하는 경우에는 Tier II 요건을 적용받게 된다.

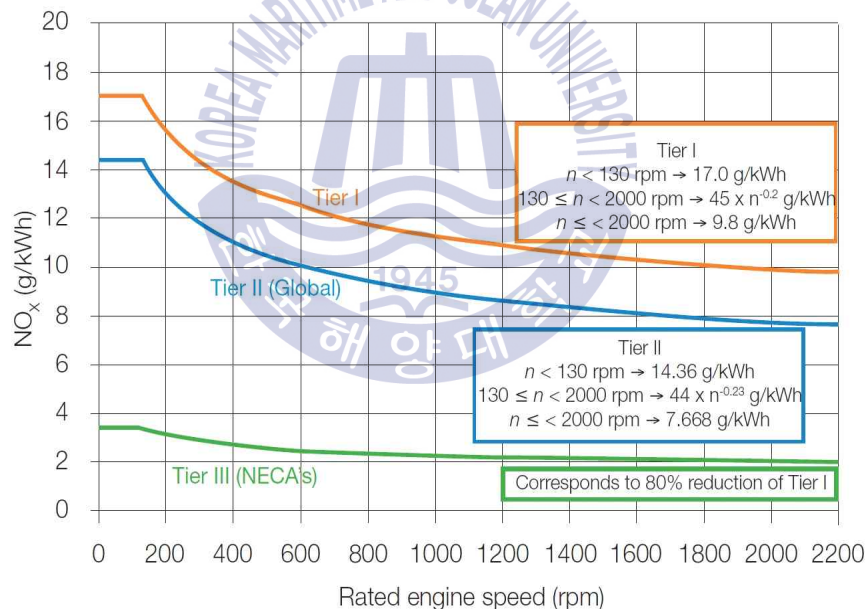


Fig. 2.1 NOx emission limits according to MARPOL Annex VI^[3]

[1] Tier I

2000년 1월 1일 이후 및 2011년 1월 1일 전에 건조된 선박에 설치되는 선박용 디젤기관 운전시 NOx 배출량은 다음의 제한 값에 따라야 한다.

- 17.0 g/kW·h, n이 130 rpm 미만일 때
- $45.0 * n^{(-0.2)}$ g/kW·h, n이 130이상 2,000 rpm 미만일 때

- 9.8 g/kW·h, n이 2,000 rpm 이상일 때
(NO₂의 총 배출무게로 계산함, n은 디젤엔진 크랭크샤프트의 회전수)

[2] Tier II

2011년 1월 1일 이후에 건조된 선박에 설치되는 선박용 디젤기관 운전시 NO_x 배출량은 다음의 제한 값에 따라야 한다.

- 14.4 g/kW·h, n이 130 rpm 미만일 때
- $44.0 * n^{(-0.23)}$ g/kW·h, n이 130이상 2,000 rpm 미만일 때
- 7.7 g/kW·h, n이 2,000 rpm 이상일 때
(NO₂의 총 배출무게로 계산함, n은 디젤엔진 크랭크샤프트의 회전수)

[3] Tier III

2016년 1월 1일 이후에 건조된 선박에 설치되는 선박용 디젤기관 운전시 NO_x 배출량은 다음의 제한 값에 따라야 한다.

- 3.4 g/kW·h, n이 130 rpm 미만일 때
- $9.0 * n^{(-0.2)}$ g/kW·h, n이 130이상 2,000 rpm 미만일 때
- 2.0 g/kW·h, n이 2,000 rpm 이상일 때
(NO₂의 총 배출무게로 계산함, n은 디젤엔진 크랭크샤프트의 회전수)

NO_x 배출 한계치는 시험사이클에 가중치를 주어 산정한 값이며 이 시험사이클은 ISO 8187-4에 정의되어 있고 이것은 규정 13조(결의안 2/1917 NO_x 기술코드)를 위한 실시규정으로 채택되었다. 박용기관에 대하여서는 아래와 같이 4개의 시험사이클이 이용되고 있다.

- 가) 시험사이클 E2 : 가변피치프로펠러에 의한 추진을 포함하여 일정 회전수로 프로펠러를 구동하는 기관
- 나) 시험사이클 E3 : 고정피치프로펠러를 구동하는 기관
- 다) 시험사이클 D2 : 주로 변동하는 작동하중으로 운전되는 발전기
- 라) 시험사이클 C1 : 변동하는 회전수와 변동하는 출력을 갖는 보조기계용 기관

개별적 사이클에 대한 가중치 계수(Weighting factor)는 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 Test cycles and weighting factors^[4]

Test cycle type E2	Speed	100%	100%	100%	100%
	Power	100%	75%	50%	25%
	Weighting factor	0.2	0.5	0.15	0.15
Test cycle type E3	Speed	100%	91%	80	63%
	Power	100%	75%	50%	25%
	Weighting factor	0.2	0.5	0.15	0.15

Test cycle type D2	Speed	100%	100%	100%	100%	100%
	Power	100%	75%	50%	25%	10%
	Weighting factor	0.05	0.25	0.3	0.3	0.1

Test cycle type C1	Speed	Rated				Intermediate			Idle
	Torque	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	0%
	Weighting factor	0.15	0.15	0.15	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15

2) 황산화물(SOx : Sulphur Oxides)

SOx 배출규제는 선박의 주기관(main engine), 보조기관(auxiliary engine), 보일러(boiler) 등에서 사용되는 모든 액체연료에 대해 적용된다. 이러한 액체연료를 사용하는 선박에서 배출되는 황산화물에 대한 규제 또한 IMO의 MARPOL에서 규정하고 있으며, 황산화물 배출통제구역(SECA : Sulphur Emission Control Area)과 그 이외의 지역으로 구분하여 규제하고 있다. IMO에서 제시하는 규제 기준은 아래 Table 2.2와 같다.

Table 2.2 IMO Sulphur requirements^[5]

Outside SECA(global requirement)	Inside SECA
4.50% m/m prior to 1 January 2012	1.50% m/m prior to 1 July 2010
3.50% m/m on and after 1 January 2012	1.00% m/m on and after 1 July 2010
0.50% m/m on and after 1 January 2020	0.10% m/m on and after 1 January 2015

Table 2.2 및 Fig 2.2와 같이 SECA 외부에서는 2012년부터 선박에서 사용하는 연료유의 황함량을 3.5%로 제한해오고 있으며 2020년부터는 0.5% 미만만이 허용될 예정이다. 이에 대한 대안으로서 MARPOL 73/78 Annex VI regulation 4에서 선박용 엔진 연료유를 저유황유(low sulphur)를 사용하는 것 대신에 세정장치(Scrubbing system)를 설치하여 황산화물이 포함된 배기가스를 세정 후 배출하는 것을 허용한다. 특히 황산화물에 대한 규정은 EU 국가를 중심으로 더욱 강하게 적용되어지고 있는데 SECA에서는 선박에서 사용하는 연료유의 황함량을 2010년 1.0%로 제한을 시작하여 2015년부터는 0.1%로 제한해오고 있다. 또한 미국 최대의 크루즈선 항구가 있는 캘리포니아 주에서는 주 정부가 자국의 해양오염 방지를 위한 별도의 규정을 만들어 입출항 하는 선박에 적용하고 있다^[6].

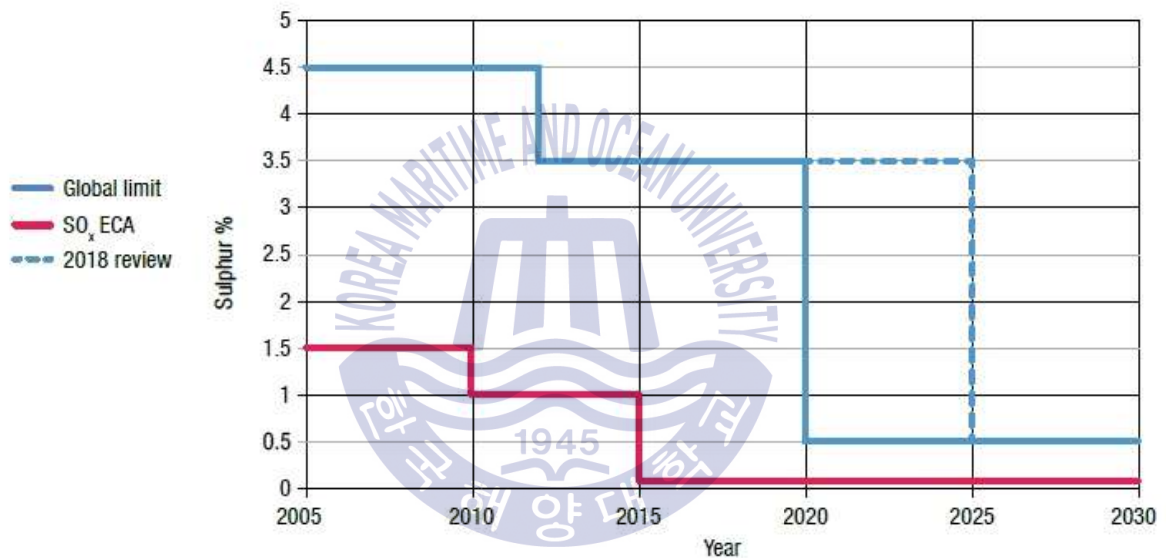


Fig. 2.2 Fuel sulphur limits according to MARPOL Annex VI^[5]

2.2 유해 배기가스 감축 대책

최근 선박용 디젤엔진 제작사들은 많은 지역 국가와 국제기관의 강화된 유해 배기가스 배출 제한에 대하여 능동적으로 대처하기 위하여 세계적인 핵심 기술 개발과 경쟁력 확보를 위해 많은 노력을 기울이고 있다. 디젤엔진에서 취하고 있는 유해 배기가스 감축에 대한 대책은 사전, 기관내부 및 사후대책으로 나누어서 생각할 수 있다. 사전대책은 주로 공급연료에 관한 것이며 기관 내부대책은 연소에 영향을 미치는 것이다. 사후대책은 주로 배기가스 후처리에 관한 것이며 이들을 복합적으로 취한 대책도 있다^[7]. **Table 2.3**은 선박용 디젤엔진에 있어서의 유해 배기가스 감축 대책을 개략적으로 나타낸 것이다.

Table 2.3 NOx reduction treatment for marine diesel engine^[3]

Treatment	Method	Remark
Pre-Treatment	Substitute fuel	<ul style="list-style-type: none"> • Methanol • LNG • Emulsified fuel
Internal Treatment	Combustion	<ul style="list-style-type: none"> • Fuel Injection timing retard • Lean combustion • Rich combustion • Pre-chamber type combustion • Fuel valve nozzle spec. modification • High pressure of fuel injection
	Scavenging	<ul style="list-style-type: none"> • Scavenging air cooling
	Water injection into cylinder	<ul style="list-style-type: none"> • Water mixture(mixed valve) • Water mixture(independence valve)
	Water addition	<ul style="list-style-type: none"> • Water mixture into suction air
	Cycle modification	<ul style="list-style-type: none"> • De oxidised furnace • Exchange gas recirculation
Post-Treatment	Emission de-NOx	<ul style="list-style-type: none"> • Selective catalytic reduction • Catalytic decomposition

Table 2.3에서 나타난 대책 중 NO_x 저감을 위하여 현재 선박용 디젤엔진에 널리 사용 중인 배기가스 재순환 및 선택적 촉매 반응에 대한 자세한 내용은 아래와 같다.

2.2.1 배기가스 재순환(EGR : Exhaust Gas Recirculation) 장치

EGR은 근본적으로 NO_x 배출을 줄이기 위하여 입구공기를 변환시키는 방법이며 선박 및 자동차용 엔진에서 널리 사용되는 방법이다. Fig 2.3은 EGR 장치의 원리를 간략하게 나타낸 것이다.

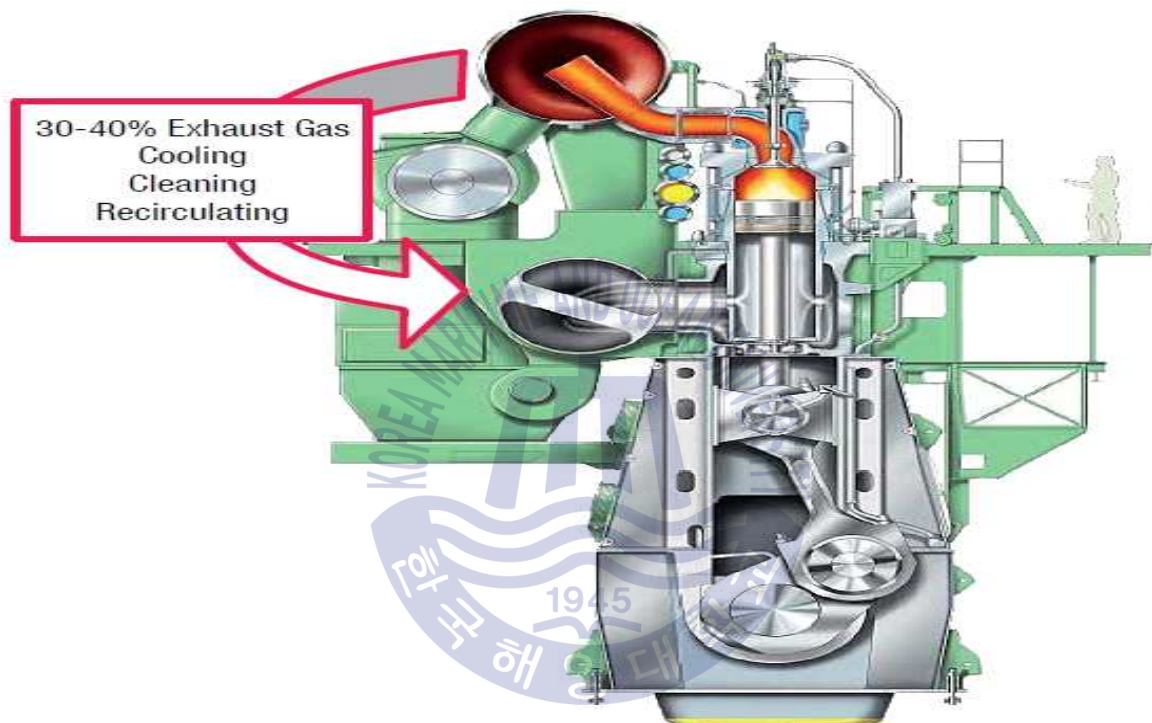


Fig. 2.3 EGR Process diagram^[5]

EGR은 연소과정에 있어서 흡기 공기 중 O₂가 CO₂로 대체되게 하며, 흡기공기의 열용량(Heat capacity)을 증가시켜 연소시 최고 온도가 낮아지게 함으로써 NO_x 형성을 저감시킨다. NO_x 저감율은 EGR율에 따라 비례한다. EGR은 배기가스를 냉각시켜 재순환시키면 효과가 더욱 크지만, 혼합기의 착화성을 불량하게 하고 기관의 출력을 감소시키게 된다. 또한 EGR율이 증가함에 따라 배기가스 중의 CO, HC 그리고 연료소비율은 증가된다. 또한 EGR율이 너무 높을 경우에는 기관의 운전 정속도가 저하된다. 따라서 NO_x의 배출량이 많은 운전영역에서만 선택적으로 적정량의 배기가스를 재순환시키고 있다.

EGR은 엔진 출력에 영향을 미치는 일이 없이 NOx 배출(50% ~ 60% 정도)을 줄이는 가장 효과적인 방법이지만 황과 회분의 함량이 낮은 연료, 알코올과 가스와 같은 깨끗한 연료를 연소하는 엔진에 있어 좀 더 실용적인 것으로 생각된다. 높은 황을 포함하는 연료로 운전하는 엔진은 터빈 과급기, 중간 냉각기 및 소기 파이프의 부식을 일으킬 수 있다^[3].

2.2.2 선택적 촉매 환원(SCR : Selective Catalytic Reduction) 장치

EGR 등의 전처리 방법은 IMO의 일반적인 NOx 배출 제한에 대하여서는 효과적이지만 ECA와 같은 지역에서의 엄격한 NOx 배출 제한을 만족시키기 위해서는 후처리 방법의 적용이 필요하다. NOx를 저감하는 방법 중 가장 확실한 방법은 SCR을 이용하는 것이다. 이는 엔진과는 물리적으로 분리되어 있으며 NOx의 80% ~ 90% 이상의 추가적인 감소를 기대할 수 있는 방법이다. Fig 2.4는 SCR 장치의 화학반응을 나타낸 것이다.

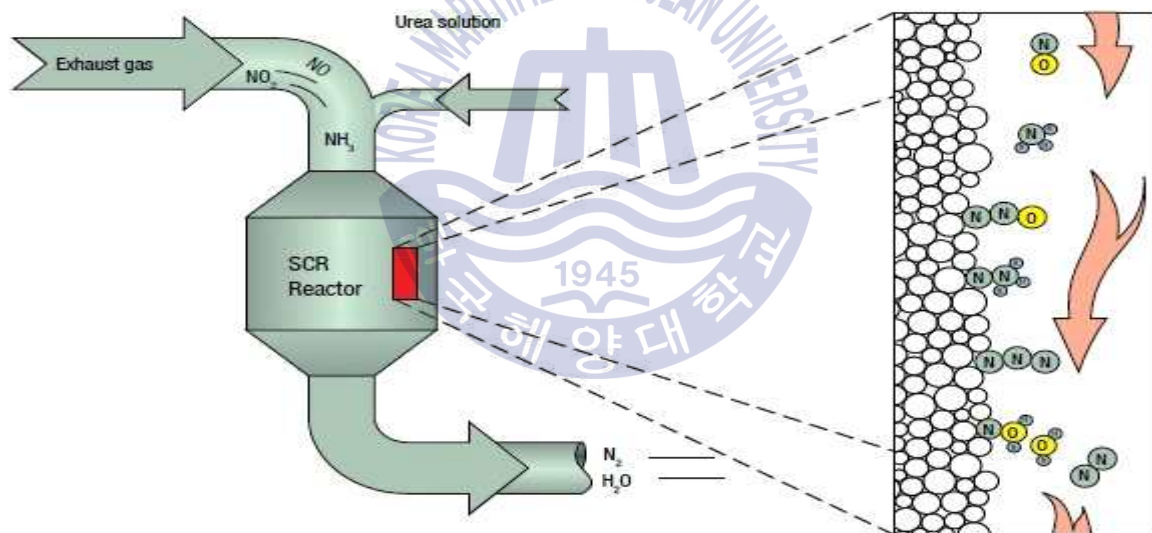
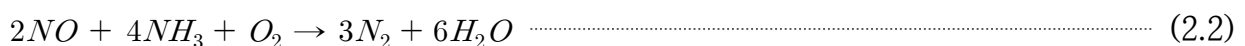
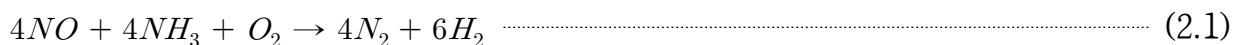


Fig. 2.4 SCR system process^[5]

SCR 장치의 원리는 NOx가 포함된 대기에 암모니아(NH₃)를 첨가하여 SCR을 통과하면서 촉매 반응을 일으켜 아래 화학식과 같이 환경오염과 무관한 질소와 물로 변환시켜 대기로 배출되게 하는 것이다.



앞의 두 경우의 화학 반응의 끝에 질소(N_2)와 물(H_2O)은 화학반응이 일어나지 않은 소량의 NO_x 와 배기가 함께 반응기를 통해 대기로 배출되며 암모니아(NH_3) 농도가 10ppm일 때 NO_x 목표치가 130ppm이하여야 한다. 대기 온도에서 저장중인 암모니아(NH_3)는 증발기에서 스팀으로 가열되어 고온의 배기와 접촉 시 발화의 위험을 줄이기 위해 NH_3/Air 혼합기에서 공기와 혼합된다. NH_3/Air 혼합가스는 암모니아/공기/배기 혼합기에서 배기와 혼합되어 SCR 반응기로 보내진다. 여기서 위의 화학반응식과 같이 반응기 속에 있는 촉매가 반응을 일으켜 NO_x 가 질소와 물로 반응하여 과급기를 통해서 대기로 방출된다. 촉매의 반응성이 가장 좋은 온도는 $290^{\circ}C$ 에서 $450^{\circ}C$ 이며 온도가 너무 높으면 발화의 위험성이 있고, 너무 낮으면 반응하지 않기 때문에 부식과 암모니아의 오염을 유발한다. NO_x 제거량은 NH_3/NO_x 의 비율에 의해 결정된다^[3].

2.2.3 EGR 및 SCR 장치 함정 설치 가능성 고찰

Fig 2.5는 EGR 및 SCR 장치가 동일한 엔진에 각각 장착되었을 경우를 가정하여 나타낸 것이다.



Fig. 2.5 Two-way approach for Tier III engine - EGR and SCR solutions^[5]

Fig 2.5에서 확인할 수 있는 것처럼 EGR은 SCR에 비해 작은 설치공간을 요구한다는 장점이 있다. 따라서 함내 공간이 협소한 함정에 설치하는 것이 보다 용이할 것으로 판단된다. 그러나 NO_x 저감율에 있어서는 EGR이 50% ~ 60%를 보이는데 비해 SCR은 80% ~ 90%를 저감할 수 있어 더 높은 저감 효과를 보여준다.

또한 Fig 2.6에서 확인할 수 있는 것처럼 덴마크 해군의 Diana급 경비함(250톤급)에 설치된 Dansk Teknologi社의 BLUNOX SCR System과 같이 규모가 작은 선박에도 설치할 수 있는 SCR이 개발된 상태이다.



**Installation at Shipyard:
Catalyst Housings Replaces Existing Silencers**

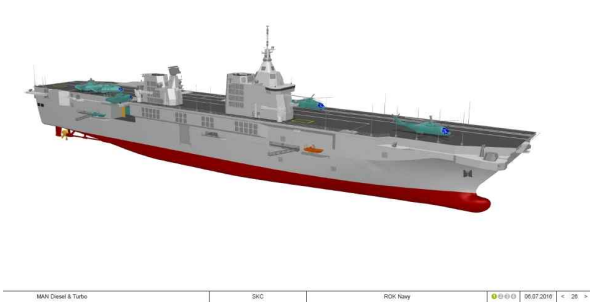
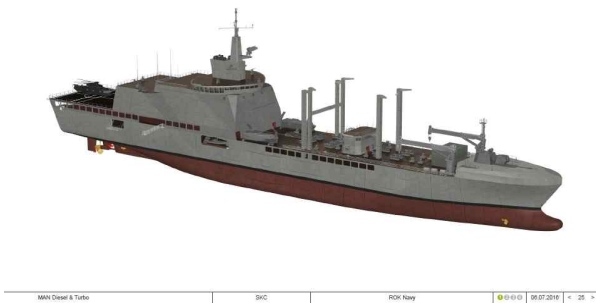


Fig. 2.6 Royal Danish Navy Diana-class Patrol Vessels SCR Systems^[8]

따라서 함정에도 충분히 SCR 설치가 가능하며 이를 통해 높은 NOx 저감율을 지향하는 것이 가능할 것으로 판단된다. 실제로 Fig 2.7과 같이 이탈리아 해군에서 2016 ~ 2017년부터 건조 예정인 신형 LSS(Logistic Support Ship : 군수지원함) 및 LHD(Landing Helicopter Dock : 강습상륙함) 함정에는 MAN社의 SCR을 장착하여 IMO Tier III 기준을 만족시킬 예정이다.

Italian Navy: 1x LSS
 Output: 32,4 MW, 2x 20V 32/44CR & 4x 6L 27/38

Italian Navy: 1x LHD
 Output: 45,6 MW, 2x 20V32/44CR & 4x 9L32/44CR



LSS & LHD – Italian Navy

MAN SCR	According IMO Tier III	
Main generator sets/power (kW)	4 x 6L27/38	8,4 MW
	4 x 9L32/44CR	21,6 MW
Start-up	07/2016 & 12/2017	

Fig. 2.7 LSS & LHD – Italian Navy^[9]

그러나 이러한 방법들은 디젤기관 외에 많은 추가 장치를 필요로 하고 연료 소비율을 증가시킬 수 있다는 단점을 가지고 있다. 연료소비율의 증가는 항속 거리(작전반경)의 감소로 이어져 함정의 작전 효율성의 저하를 가져오게 된다. 따라서 이러한 단점을 극복할 수 있으면서 NOx 및 연료소비율의 저감을 동시에 달성할 수 있을 것으로 기대되는 밀러 사이클의 적용이 필요하다고 판단된다.

제 3 장 밀러 사이클(Miller cycle) 효과

3.1 밀러 사이클의 원리

저 압축 고 팽창 기관은 1885년 영국의 James Atkinson에 의해 개발된 아트킨슨 사이클의 차동 기관이 그 효시라 할 수 있다. 그러나 그 당시에는 링크 기구의 복잡화와 고장의 발생에 따른 신뢰성과 경제성의 부족 및 고속 회전 불가 등으로 실용화가 어려웠다^[10]. 아트킨슨 사이클을 현실화하는 하나의 방법으로서 1947년 미국의 Ralph Miller가 기존의 엔진의 큰 구조 변경 없이 흡기밸브의 닫힘시기를 변화시킨 새로운 개념의 저 압축 고 팽창 엔진을 미국기계학회(ASME)에 발표하였다. 이때 엔진을 밀러 사이클 엔진이라고 하였다. 밀러 사이클은 압축 행정을 팽창 행정보다 짧게 하여, 팽창 일에 비해 압축 일을 줄임으로써 열효율을 증가시키고 배기의 온도를 감소시키는 사이클로, 과급과 결합되면 엔진출력을 증가시키면서도 연료 소비를 줄일 수 있다. 밀러 사이클을 실현시키기 위한 방법으로는 흡기밸브를 하사점(BDC, Bottom Dead Center) 이전에 닫는 EIVC(Early Intake Valve Closing) 방식과 흡기밸브를 BDC 이후에 닫는 LIVC(Late Intake Valve Closing) 방식이 있다. Fig 3.1 및 Fig 3.2는 EIVC 방식 및 LIVC 방식을 P-v 선도로 나타낸 그림이다.

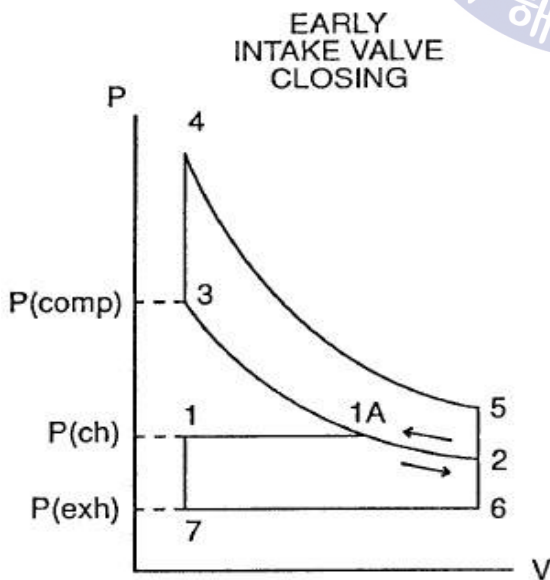


Fig. 3.1 P-v diagram for EIVC

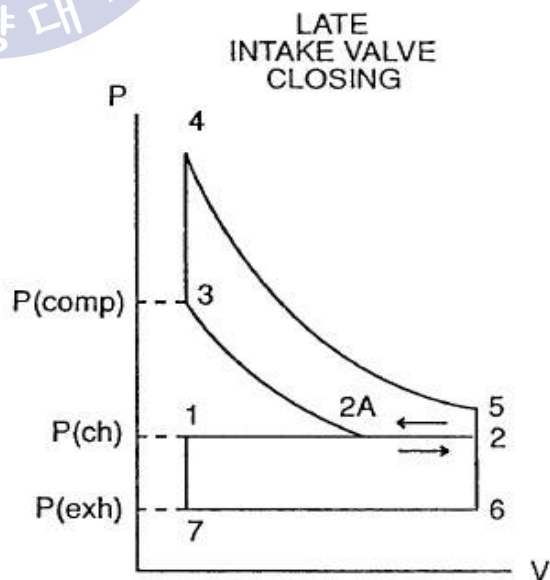


Fig. 3.2 P-v diagram for LIVC

이상적인 사이클에서 EIVC 방식과 LIVC 방식의 효과는 동등하다고 볼 수 있지만, 그 실현 방식에 있어서는 흡기밸브 폐쇄시기라는 눈에 띄는 차이점이 있으며 두 종류의 밀러 사이클은 기관의 속도, 배기량, 용도 등에 따라 그 적용을 달리 한다.

EIVC 방식은 Fig 3.1과 같이 흡입행정 중에 흡기밸브를 닫는 방법으로 흡입행정 중 용적 V_{1A} 에서 흡기밸브를 닫아 실린더가 하강함에 따라 P_2 까지 단열 팽창하다가 다시 피스톤이 하사점에서 압축을 시작 P_{1A} 까지 단열 압축하는 선도를 나타낸다. EIVC의 경우 하사점 전에 흡기밸브가 닫히게 되므로 단열팽창에 의한 연소실내 온도의 저하로 NOx 저감과 노킹을 억제하며 스토틀 손실이 줄어들어 연비가 좋아지는 장점이 있는 반면, 고회전 영역에서 흡입 공기량의 감소로 상승 압력이 너무 높게 되고 로터리 밸브 조정이 복잡한 단점을 갖고 있다^[11].

LIVC 방식은 BDC를 지나 상승하기 시작한 피스톤이 실린더 안에 충분히 들어온 공기를 아직 닫히지 않은 흡기밸브를 통해 일부 재배출한 후 밸브가 닫히는 방법으로 EIVC 방식과 유사한 효과를 만든다. Fig 3.2와 같이 압축행정 중 용적 V_{2A} 에서 흡기밸브를 닫으며, 미리 실린더에 공급되는 공기의 압력을 P_{2A} 까지 상승시키고 공기를 공급하는 동안 흡기밸브를 열어 놓아 그 만큼 압축하는데 소비되는 에너지가 소요되지 않게 한다. LIVC의 경우 고회전 영역에서 흡기량 감소가 적고 중·저속에서 유효 압축비 감소에 의한 노킹방지 효과가 커서 전 운전 영역에서 효율을 높일 수 있으며 단열팽창에 의한 연소실내 온도의 저하로 NOx가 줄어드는 장점을 가지고 있으나 스토틀 손실이 상대적으로 크고 부분 부하에서 효과가 적다는 단점을 가지고 있다^[11].

위와같은 EIVC 및 LIVC 방식의 장·단점으로 인해 함정 기관과 같은 고속 기관의 경우에는 일반적으로 LIVC 방식이 선호되며 최대한의 출력을 발휘할 수 있도록 고효율의 과급기를 매칭하고 있다.

3.2 밀러 사이클의 열효율

본 절에서는 디젤 사이클과 밀러 사이클의 효시라 할 수 있는 아트킨슨 사이클의 열효율을 비교하였다. 디젤 사이클은 1892년 독일의 Rudolph Diesel에 의하여 제안되어 디젤 사이클 또는 정압 사이클이라고 하며 오토 사이클의 정적 가열과정을 정압 가열과정으로 바꾸어 놓은 사이클이다. 이 사이클은 공기만을 흡입하여 고온·고압으로 압축한 후에 연료를 고압으로 분사하여 공기의 압축열로 자연 착화시키는 압축 착화기관이다. 디젤 사이클의 열효율은 다음 식으로 표시된다^[12].

$$\eta_{th.Diesel} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \left[\frac{\beta^k - 1}{\kappa(\beta - 1)} \right] \dots\dots\dots (3.1)$$

여기서 r_c 는 압축비(≒팽창비)이고 k 는 비열비이다. β 는 차단비(cut-off ratio)를 나타내고 이것은 Fig 3.3에서 정압수열 시작점의 체적 V_2 와 정압수열 끝점의 체적 V_3 의 비를 의미한다.

아트킨슨 사이클은 기존 사이클의 팽창과정을 극대함으로써 압축비 보다 팽창비를 상대적으로 크게 하여 열효율을 상승시킨 사이클이다. 디젤 사이클은 Fig 3.3에서 1-2-3-4의 밀폐 사이클 과정을 수행한다. 이 사이클에서 고 팽창을 실현할 경우 Fig 3.4와 같이 아트킨슨 사이클이 되고 4-5-6-1의 면적만큼 일이 증가되어 열효율이 향상된다.

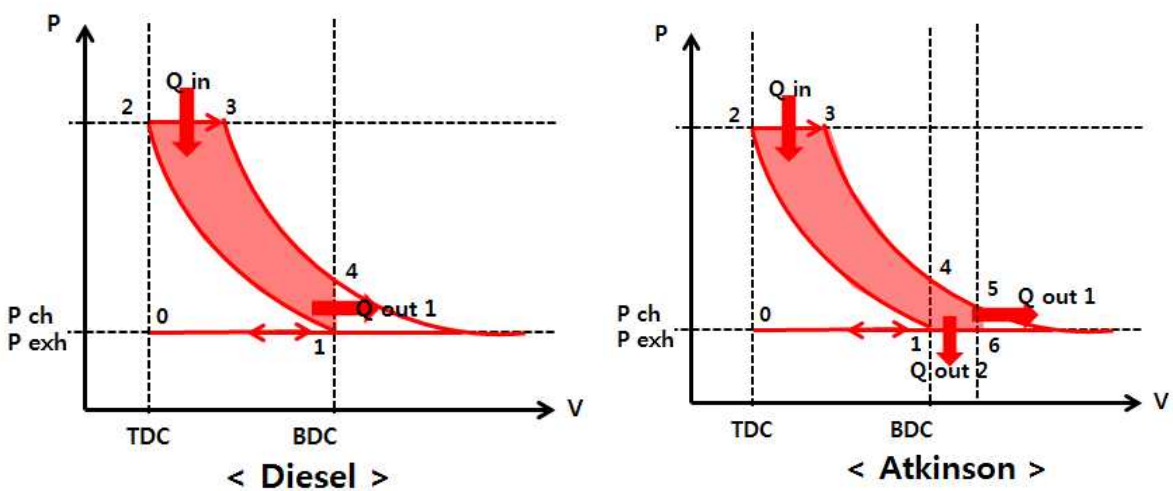


Fig. 3.3 P-v diagram for Diesel cycle Fig. 3.4 P-v diagram for Atkinson cycle

Fig 3.4에서 아트킨슨 사이클의 공급열량은 정압과정 2→3이고, 총 방출열량은 정적 과정 5→6과 정압 과정 6→1이므로 아래와 같다.

$$Q_{in} = m_a \cdot C_p \cdot (T3 - T2)$$

$$Q_{out1} = m_a \cdot C_v \cdot (T5 - T6)$$

$$Q_{out2} = m_a \cdot C_p \cdot (T6 - T1)$$

따라서 아트킨슨 사이클의 열효율은 다음 식으로 표시된다.

$$\eta_{th. Atkinson} = 1 - \frac{C_v(T5 - T6) + C_p(T6 - T1)}{C_p(T3 - T2)} = 1 - \frac{(T5 - T6)}{k(T3 - T2)} - \frac{(T6 - T1)}{(T3 - T2)} \dots (3.2)$$

이 사이클은 1-2-3-5-6이므로 각 상태점의 온도를 구하여 식 (3.2)에 대입하면 열효율을 구할 수 있다.

- 과정 : 1→2 : 등 엔트로피 압축(isentropic compression)

$$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$$

- 과정 : 2→3 : 정압 수열(constant pressure heat addition)

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \beta \quad \text{따라서} \quad T_3 = T_2 \cdot \beta = T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \beta$$

- 과정 : 3→5 : 등 엔트로피 팽창(isentropic expansion)

$$\begin{aligned} T_5 &= T_3 \cdot (V_3/V_5)^{k-1} = T_3 \cdot (V_3/V_2 \cdot V_2/V_5)^{k-1} \\ &= T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \beta \cdot (\beta \cdot 1/r_e)^{k-1} = T_1 \cdot \beta^k \cdot \left(\frac{r_c}{r_e}\right)^{k-1} \end{aligned}$$

- 과정 : 6→1 : 정압 방열(constant pressure heat rejection)

$$T_6 = (V_6/V_1) \cdot T_1 = T_1 \cdot (r_e/r_c) \quad \text{여기서 } r_e \text{ 는 팽창비를 의미한다.}$$

T_1 의 향으로 표시한 T_2, T_3, T_5, T_6 를 식 (3.2)에 대입하면 다음 식이 된다.

$$\begin{aligned} \eta_{th. Atkinson} &= 1 - \frac{(T_5 - T_6)}{k(T_3 - T_2)} - \frac{(T_6 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_5 - T_6) + k(T_6 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{(T_1 \cdot \beta^k \cdot (\frac{r_c}{r_e})^{k-1} - T_1 \cdot \frac{r_e}{r_c}) + k(T_1 \cdot \frac{r_e}{r_c} - T_1)}{k \cdot (T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \beta - T_1 \cdot r_c^{k-1})} \end{aligned}$$

위 식에서 T_1 을 소거하고 재정리하면 아래와 같다.

$$\eta_{th. Atkinson} = 1 - \frac{\beta^k \cdot (\frac{r_e}{r_c})^{1-k} - (1-k) \cdot \frac{r_e}{r_c} - k}{k \cdot r_c^{k-1} \cdot (\beta - 1)} \quad (3.3)$$

팽창비(r_e)를 20, 비열비(k)를 1.4, 차단비(β)를 2로 고정시킨 상태에서 압축비(r_c)를 변화시켰을 경우 디젤 사이클과 아트킨슨 사이클의 열효율의 변화를 비교하면 Fig 3.5와 같다.

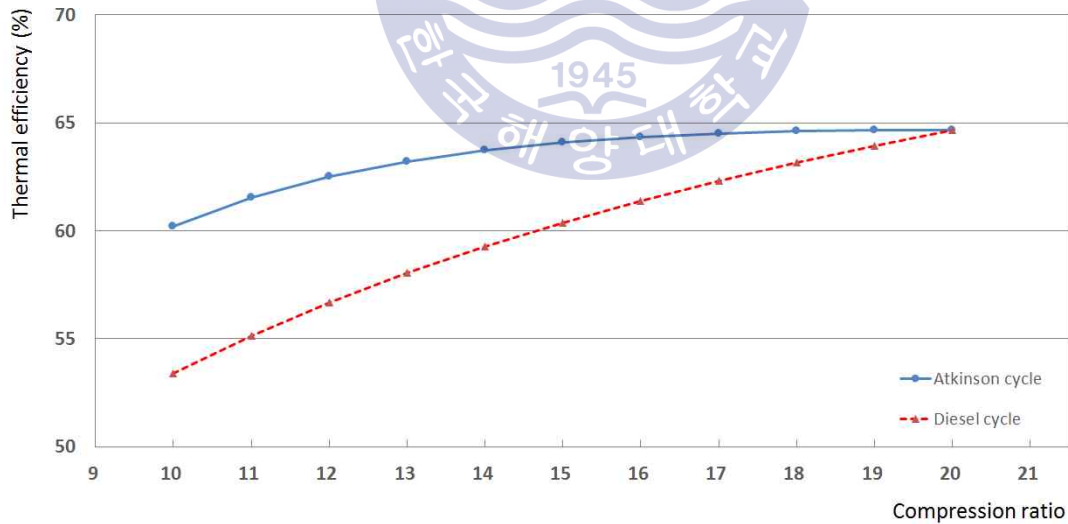


Fig. 3.5 Comparison of thermal efficiency for Diesel and Atkinson Cycle

Fig 3.5에서 나타나는 것처럼 디젤 사이클 및 아트킨슨 사이클 모두 압축비가 증가할수록 열효율이 상승되며 디젤 사이클에 비해 아트킨슨 사이클의 열효율이 높은 것을 확인할 수 있다. 또한 아트킨슨 사이클의 열효율 식에서 압축비와 팽창비가 일치될 경우 디젤 사이클의 열효율 식과 동일한 것을 확인할 수 있으며 압축비가 감소할수록 디젤 사이클과 아트킨슨 사이클의 열효율 차이가 점점 커지는 것을 확인할 수 있다.

Fig 3.5에서 압축비가 10, 팽창비가 20, 비열비가 1.4, 차단비가 2일 때 디젤 사이클과 아트킨슨 사이클의 열효율을 비교하면 아래와 같다.

$$\eta_{th.Diesel} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \left[\frac{\beta^k - 1}{\kappa(\beta - 1)} \right] \doteq 53.4\%$$

$$\eta_{th.Atkinson} = 1 - \frac{\beta^k \cdot \left(\frac{r_e}{r_c}\right)^{1-k} - (1-k) \cdot \frac{r_e}{r_c} - k}{k \cdot r_c^{k-1} \cdot (\beta - 1)} \doteq 60.2\%$$

위의 경우에서 아트킨슨 사이클의 열효율은 디젤 사이클의 효율에 비해 약 6.8% 높은 것을 확인할 수 있다.

3.3 엔진의 밀러 사이클화 연구 및 적용사례

엔진의 밀러 사이클화는 유효 행정체적 감소로 인하여 유효 압축비 및 압축 압력이 감소한다. 이에 대한 압축비 보상이 있어야 고폽창 효과를 기대할 수 있다. 이에 대한 연구 및 적용사례는 아래와 같다.

Chute는 밀러 사이클에 대한 컴퓨터 시뮬레이션으로 5~7%의 엔진 성능 개선을 나타냈으며, Bolton 및 Assanis는 터보차저가 장착된 디젤엔진의 고부하 성능과 연료소비량을 극대화하기 위한 최적의 흡배기 시스템 결정을 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 사용하였다. 이들은 EIVC의 성공은 요구되는 흡기압력을 달성하는 것에 있으며, 과급기의 효율에 영향을 많이 받을 것으로 보았다. Stebler 등의 연구에서는 밀러 사이클을 이용하여 고부하 영역에서 NOx를 20% 저감하고, 연료소비율을 0.5~2% 저감하는 결과를 보여주었다. 그러나 저부하에서 공연비의 감소가 발생하여 'Variable Turbine Nozzle Geometry'의 필요성을 제안하였다^[13].

Blakoy와 Sauder 그리고 Chopre 등은 VVT(Variable Valve Timing) 및 VCR(variable compression ratio)을 조합하여 오토-밀러 사이클을 실현하였다. 이 경우 LIVC와 VCR을 조합시킨 엔진에서는 흡입 공기량 변화를 보상할 수 있고, 적정 출력 이상의 엔진 부하 제어를 위하여 LIVC와 스로틀링 밸브를 적절히 할 필요성을 제시하였다^[14].

Nissan, Benz, BMW社は 1985년 이후 흡입 캠 변위를 이용한 2단계 가변 밸브 타이밍 방식을 개발하면서 저압축 고폽창으로 실차에 적용하였다^[14].

Mazda에서는 AFL. Lysholm이 발명한 고응답성의 Lysholm 압축기를 과급기로 장착한 오토-밀러 사이클을 개발하여 1993년 EUNOS 800 및 500에 탑재시켜 상용화에 성공하면서 과급기를 장착한 오토-밀러 사이클에 대해 주목을 받게 되었다^[15].

Toyota사는 종래의 1JZ-GTE 트윈 터보차저 엔진에 연속식 VVT시스템을 채용하여 저압축 고폽창비 엔진을 개발하였다. 이 결과 최대 토크가 1.5kg·m정도 상승되며 최대토크 발생영역도 4,800rpm이 고속영역에서 2,400rpm인 중·저

속 영역으로 전이되어 차량의 실용영역에서 주행성 및 발전 가속성능이 대폭 개선되었음을 발표하였다^[15].

국내의 경우 기존 엔진의 밀러 사이클화는 고효율 및 고출력을 실현할 수 있는 기술로 인식하여 독자적인 기관개발의 필요성과 고효율화에 의한 에너지 절감 차원에서 기아자동차에서 1995년부터 “차세대자동차기술개발”을 위한 G-7 과제로 상기 과제를 수행하였다. 1단계 사업으로 저압축 고폽창비 기관과 과급기의 제작 및 성능평가를 수행하였으며, 2단계 사업으로 저압축 고폽창비 기관을 실차에 탑재하였다. 상기의 저압축 고폽창비 기관 연구결과는 오토사이클 기관 대비 30%의 토크 향상과 10%의 연비가 향상되는 결과를 얻었다^[16].

또한 밀러 사이클을 적용한 중형 디젤 기관의 연구에서는 흡기밸브 닫힘각, 과급기 및 기관 압축비를 변경하여 연료소비율 3% 개선 효과를 실험적으로 판명하였으며 밀러 사이클이 NOx 저감에 효과적이라고 하였다^[15].

밀러 사이클의 단점은 흡기밸브 열림 기간이 적어져, 흡입공기량이 적어진다는 것이며, 이를 개선하기 위해 2단 과급 시스템을 채용하기도 한다. 그리고 흡입공기량의 증가를 위해 흡기압력을 상승시키면 이에 따른 배기압력의 상승이 사이클 효율을 저하시키므로 이 또한 시스템 설계에 주요 고려 사항이다. 이러한 단점을 극복하는 가장 좋은 방법은 엔진에 적절한 고효율의 과급기를 선정하는 것이다.

새로운 기관의 개발은 원형이 되는 기존 기관의 설계 변경에서 출발하여 새로운 설계사양을 구성하고 이에 대한 성능 평가를 통하여 최종적인 설계를 확정하는 방식을 통하여 이루어진다. 자동차용 기관과 같은 소형 기관의 경우에는 새로운 설계사양을 갖는 기관을 실제로 제작하고 이에 관한 실제의 성능 평가를 거쳐 설계를 확정짓는 방식을 많이 사용한다. 이러한 방식은 시험 기관의 성능을 직접적으로 파악할 수 있으므로 가장 확실한 성능 평가 방법이 될 수 있으나 시험에 투입되는 막대한 인력과 경비가 부담이 된다. 따라서 새로운 기관의 설계 또는 기존 기관의 성능 개선을 위한 과정에 있어서 요구되는 시간과 인력 및 경비를 경감하기 위하여 기관의 각부에서 일어나는 열·유체역학적인 거동을 정확히 예측하고 궁극적으로 기관의 도시 및 제동 성능을 정확히 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램의 활용이 적극적으로 고려될 필요성이 있다^[17].

제 4 장 디젤기관의 성능 시뮬레이션 프로그램

4.1 이론 해석에 이용된 주된 가정

내연기관 성능의 이론적 해석 방법은 컴퓨터의 발달과 함께 급속히 발전해 왔으며, 이를 바탕으로 상세한 해석이 가능하게 되었다. 이 해석결과에 따라 정량적으로 실제 기관의 성능 예측이 가능하게 되어 기관 설계 및 성능 개선에 적극 이용되고 있다.

본 연구에서는 밀폐 사이클 기관을 구성하는 가스 흐름계의 시스템적인 해석을 목적으로 실린더 내의 가스교환 과정을 포함하여 흡·배기계 내의 유동해석을 그 범위로 한다. 가스흐름계를 포함하는 가스교환 과정의 해석에는 다음 세 가지 모델이 주로 이용된다^[18].

1) 준정상 모델(Quasi-Steady State Model)

이 모델은 기관 작동에 의한 흡·배기관계내 상태의 시간적 변화를 무시한 모델로 실린더만 취급하며, 흡·배기관을 생략 또는 관계 내의 상태를 일정한 것으로 가정한다. 따라서 계산 방법이 간단하고, 계산 시간이 짧으므로 실린더 내 현상의 기본적 특성, 기관치수의 기본적 영향, 과급기와의 매칭에 관한 초기 계산 등에 이용된다. 그러나 매 사이클마다 피스톤 운동과 밸브 작동에 의해 흡·배기관내 상태가 변동하기 때문에 기관을 통과하는 흐름을 정확하게 계산할 수 없다.

2) 용적근사 모델(Filling and Empty Model)

이 모델은 흡·배기계 및 실린더 등을 적절한 용적의 용기들의 결합계로 근사하는 방법이며 과도특성 파악의 계산 등에 이용된다. 준정상 모델보다 기관 실제 상태에 가까운 모델이나 흡·배기계 내에서 일어나는 압력파의 전파에 의한 영향을 취급할 수 없으므로 고속기관 등과 같이 압력파의 영향이 큰 경우에는 오차가 크게 되고, 흡·배기계의 기본설계에는 부적당한 모델이다.

3) 파동 모델(Wave Action Model)

이 모델은 흡·배기계 내에서 발생하는 파동의 영향을 고려하고, 가능한 한 흡·배기관계를 엄밀하게 취급할 수 있는 모델이다. 매니폴드의 영향을 평가하는데 매우 유효한 방법으로 관내 흐름의 동적효과를 이용하는 흡·배기계의 설

계 및 성능평가 등에 반드시 필요하다. 또한 가스교환 과정에 영향을 미치는 많은 인자를 계산으로 취급할 수 있기 때문에 가스 흐름 개선에 의한 성능향상 연구에 적합하다.

본 연구는 과동모델을 이용하였으며 실린더 내 압축, 팽창과정의 해석에 있어서는 연소과정을 단순히 열 발생 과정으로 단순화하여 취급한다.

과동모델에 의한 흡·배기계 내의 비정상흐름의 해석에는 특성곡선법을 이용한 해석예가 있으며, 계산결과도 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있기 때문에 본 연구에서도 동작가스의 동적거동에 대하여 추종성이 좋은 특성 격자법의 특성곡선법을 이용하기로 한다.

본 연구에 사용된 가스 흐름의 이론 해석을 위한 주된 가정은 다음과 같다^[18].

- 1) 동작가스는 이상기체이다.
- 2) 흡·배기계 내의 가스정수 및 비열비는 각각 일정하다.
- 3) 압축팽창 과정에 있어서 실린더 내 가스정수는 공기과잉율의 함수이며, 비열비는 공기과잉율과 가스온도와의 함수이다.
- 4) 실린더 및 용기내의 상태는 공간적으로 일정하고 유입한 가스는 실린더 또는 용기의 가스와 즉시 혼합한다. 또한 유입한 가스의 속도 에너지는 열로 변환한다.
- 5) 관내 흐름은 1차원으로 가정한다.
- 6) 오리피스, 관단 등에 있어서의 경계조건식은 정상류의 관계식을 적용한다.
- 7) 실린더, 용기 및 관 벽의 온도는 시간적으로 변화하지 않는다.
- 8) 관단에 있어서의 가스속도가 음속을 초과하는 경우는 발생하지 않는다.

4.2 실린더 및 용기내의 상태 변화

4.2.1 가스교환 과정

Fig. 4.1과 같이 압력 P , 온도 T , 용적 V 의 실린더 내에 복수의 경계로부터 가스가 출입하고, 이때 시간당 질량유량을 \dot{m} , 에너지 유량을 \dot{e} , 벽으로부터의 전열량을 \dot{q}_w 라고 가정하면 실린더에 있어서의 연속식과 에너지 보존식은 각각 식 (4.1) 및 (4.2)와 같다^[19].

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \dot{m} \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\frac{1}{\kappa - 1} \dot{m} = \dot{q}_w + \dot{e} - p \frac{dV}{dt} \dots\dots\dots (4.2)$$

여기서, ρ : 가스밀도, t : 시간, κ : 비열비, \dot{q}_w : 실린더내 가스와 벽면사이의 전열량, \dot{e} : 시간당 에너지유량, \dot{m} : 시간당 질량유량.

실린더 용적 V 는 다음과 같다^[18].

$$V = V_h \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1 - \cos \theta}{2} + \frac{l_{rod}}{S} - \sqrt{\left(\frac{l_{rod}}{S}\right)^2 - \frac{\sin^2 \theta}{4}} \right\} \dots\dots\dots (4.3)$$

여기서 V_h : 행정용적, s : 행정, l_{rod} : 연결봉 길이

질량유량 m 은 밸브를 통과하는 유량으로부터 구할 수 있으며, 유량의 유출입 경계인 밸브의 유효개구면적 f_{val} 은 Fig. 4.2와 같이 모델화하여 식 (4.4)와 같이 나타내고, 실제의 기하학적 형상과의 차이는 유량계수 μ_{val} 에 포함시킨다^[18].

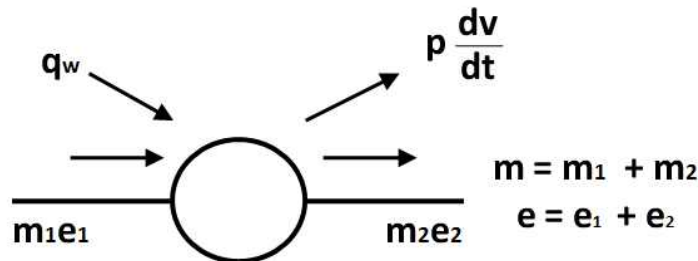


Fig. 4.1 Model of cylinder^[19]

$$f_{val} = \pi \mu_{val} h \sin \beta \times (d_{val} + h \sin \beta \cos \beta) \quad (4.4)$$

실린더내 가스와의 벽면사이의 전열량 \dot{q}_w 는^[18]

$$\dot{q}_w = \sum_{i=1}^3 \alpha f_i (T_{wi} - T) \quad (4.5)$$

여기서, T_{wi} : 벽면온도, $i=1\sim 3$ (실린더헤드, 피스톤 크라운, 라이너), 열전달계수 α 에 관해서는 Annand가 제안한 식^[18]

$$N_u = C_1 R_e^{C_2} \quad (4.6)$$

를 이용하며, 여기서 $C_1 = 0.49$, $C_2 = 0.7$ 로 하였다. 따라서 실린더의 경우 실린더 직경을 D 라 하면^[18]

$$N_u = \frac{\alpha D}{\sigma} \quad (4.7)$$

$$R_e = \frac{SnD}{30\nu} \quad (4.8)$$

이므로 열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다^[18].

$$\alpha = \frac{0.49\sigma}{D} \times \left(\frac{SnD}{30\nu} \right)^{0.7} \quad (4.9)$$

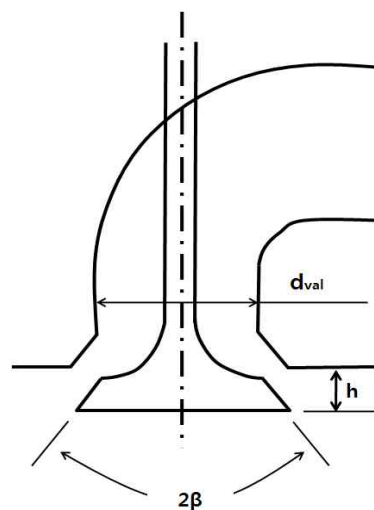


Fig. 4.2 Model of intake & exhaust valve^[18]

여기서 열전도율 σ 와 동점성계수 ν 는 가스교환 과정에 있어서의 평균치를 이용한다.

체적효율 η_v 는 흡기밸브로부터 유입하는 질량유량 \dot{m} 을 흡기밸브가 열려있는 기간 동안 적분하여 그 값을 입구상태로 환산하면 구해진다^[19]. 즉,

$$\eta_v = \frac{1}{\rho_{atm}} \frac{1}{6n V_h} \int_{\theta_{IO}}^{\theta_{IC}} m d\theta \quad \dots\dots\dots (4.10)$$

여기서 n :기관회전수, V_h :행정용적, θ :크랭크 각, 첨자 atm : 대기상태, $\theta_{IO, IC}$:흡기밸브의 개·폐시기.

4.2.2 압축팽창 과정

연속의 식 및 에너지 보존의 식은 식(4.1) 및 (4.2)와 마찬가지로이며, 실린더 내에 공급되는 연료의 질량유량과 연료의 발열에 의한 에너지 유량이 각각 m 과 e 에 상당한다. 연소과정에 있어서의 계산은 열 발생률 형태를 이용하고 연료의 공급에 의한 가스질량의 증가는 열 발생률로부터 구한 연료량과 같다고 한다^[18].

열 발생률의 형태는 실측한 형태를 여러 구간으로 나누어 직선으로 근사시킨 형태를 이용하거나 혹은 Wiebe의 연소함수인 다음 식에 의한 형태를 이용한다^[18].

$$X_f = 1 - \exp\left[-6.9\left(\frac{t}{t_c}\right)^{CM+1}\right] \quad \dots\dots\dots (4.11)$$

여기서 X_f : 연료소비율, t_c : 연소기간, CM : 연소특성지수
따라서, 연료의 발열, 즉 열 발생률에 의한 에너지유량 e 는

$$e = H_u m_f \frac{dX_f}{dt} \quad \dots\dots\dots (4.12)$$

여기서 H_u : 연료의 저위발열량, m_f : 전 공급연료량.

실린더 내 작동가스의 비열비 κ 및 가스정수 R 은 공기과잉율 λ 와 가스온도 T 의 함수로 표시된다^[18]. 즉,

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + \frac{C_3}{\lambda} \dots\dots\dots (4.13)$$

$$R = R_{os} + \frac{1.37}{\lambda} \dots\dots\dots (4.14)$$

$$\lambda = \frac{m_a - m_f'}{L_o(X_f m_f + m_f')} \dots\dots\dots (4.15)$$

여기서, $C_0 = 1.4373$, $C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$, $C_2 = 3.12 \times 10^{-8}$, $C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$,
 m_a :공기량, m_f' :잔류가스내의 연료량, L_o : 이론적 공기량.

식 (열전달계수)로 표시되는 열전달계수는 다음의 식을 이용한다^[18].

$$\alpha = 0.49 \frac{\sigma}{D} Re^{0.7} + C_4 \frac{T_w^4 - T^4}{T_w - T} \dots\dots\dots (4.16)$$

여기서, T_w : 벽면온도, $C_4 = 3.27 \times 10^{-8}$.

또, 압축·팽창 과정에 있어서는 실린더내 가스의 압력과 온도가 크기 때문에 식 (열전달계수)에 있어서 가스의 열전도율 α 와 동점성계수 ν 는 다음의 식을 이용한다^[18].

$$\sigma = \frac{1}{4}(9\kappa - 5) \frac{R}{\kappa - 1} \mu \dots\dots\dots (4.17)$$

$$\nu = \mu / \rho \dots\dots\dots (4.18)$$

$$\mu = \mu_{os} \frac{T_{os} + C_5}{T + C_5} \times \left(\frac{T}{T_{os}} \right)^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots (4.19)$$

여기서, μ :점성계수, $\mu_{os} = 1.71 \times 10^{-7}$, $C = 120$.

4.3 NO 생성량 계산방법

Zeldovich mechanism은 화학적인 연-공혼합에서 연소계에 적용할 수 있으므로 Zeldovich mechanism을 이용하여 NO 농도 계산을 할 수 있다. 연소실내 영역을 미연영역과 기연영역 두 영역으로 구분하고 혼합상태는 균일하다고 가정하며 여기서 연소형태는 Zeldovich mechanism을 적용해서 화학 비평형 계산을 이용하여 NO를 계산한다. Zeldovich mechanism 반응식의 속도상수는 Table 4.1와 같으며 속도상수는 단지 온도만의 함수로 표시된다^[20].

Table 4.1 Rate constants for NO formation mechanism^[20]

Reaction	Rate constant($cm^3/mol/s$)	Temperature (K)
$O + N_2 \rightarrow NO + N$	$k_1^+ = 7.6 \cdot 10^{13} \exp(-38,000/T)$	2,000~5,000
$N + NO \rightarrow N_2 + O$	$k_1^- = 1.6 \cdot 10^{13}$	300~5,000
$N + O_2 \rightarrow NO + O$	$k_2^+ = 6.4 \cdot 10^9 \exp(-3,150/T)$	300~3,000
$O + NO \rightarrow O_2 + N$	$k_2^- = 1.5 \cdot 10^9 \exp(-19,500/T)$	1,000~3,000
$N + OH \rightarrow NO + H$	$k_3^+ = 4.1 \cdot 10^{13}$	300~2,500
$H + NO \rightarrow OH + N$	$k_3^- = 2.0 \cdot 10^{14} \exp(-23,650/T)$	2,200~4,500

위 Zeldovich mechanism 반응식에서 순반응 속도상수를 k^+ , 역반응 속도상수를 k^- 라 하면 NO와 N 생성률은 다음과 같이 수식화된다^[20].

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+[O][N_2] + k_2^+[N][OH] + k_3^+[N][OH] - k_1^-[NO][N] - k_2^-[NO][O] - k_3^-[H][NO] \dots \dots \dots (4.20)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = k_1^+[O][N_2] + k_2^-[NO][O] + k_3^-[NO][H] - k_1^-[NO][N] - k_2^+[O_2][N] - k_3^+[N][OH] \dots \dots \dots (4.21)$$

4.4 과급기 효율 계산방법

4.4.1 입력데이터 및 가정

연료의 유량(M_f)은 연비(b_e)와 제동출력(P_e)과의 관계식은 다음 식으로 표시된다^[21].

$$M_f = \frac{b_e \cdot P_e}{3600} (kg/s)$$

유량의 경우에는 시스템내에서는 가스누설은 없고 가정하고 질량은 보존된다고 가정한다. 각 부위의 질량 유량은 아래와 같다^[21].

$$M_{cout} = M_{ein}$$

$$M_{tin} = M_{cout} = M_{ein} + M_f$$

$$M_{cout} = M_{tin}$$

또한 계산된 공기입구유량(M_{ein})과 연료 유량(M_f)으로부터 공기과잉률(λ)이 구해진다^[21].

$$\lambda = \frac{M_{ein}}{M_f \cdot L_{min}}$$

온도와 압력의 경우 시스템내에 압력손실과 온도손실은 없다고 가정한다. 압축기 출구 온도, 압력(T_{cout}, P_{cout})이 엔진 입구 온도, 압력(T_{ein}, P_{ein})와 동일하고 엔진 출구 온도, 압력(T_{cout}, P_{cout})과 터빈입구 온도, 압력(T_{tin}, P_{tin})은 동일하다고 가정한다^[21].

$$T_{cout} = T_{ein}$$

$$T_{cout} = T_{tin}$$

$$P_{cout} = P_{ein}$$

$$P_{cout} = P_{tin}$$

4.4.2 과급기 효율 계산과정

과급기는 연료의 열에너지가 전환되어 배기가스로 방출되는 에너지로부터 터빈을 구동시키고, 압축기는 터빈과 동일 축에 연결되어져 터빈의 에너지를 전달 받아 임펠러를 회전시켜 통과하는 공기에 이 에너지를 전달시키므로, 터빈이 한일의 양과 압축기가 한 일이 같다는 에너지 평형법칙이 성립되어진다. 즉, 과급기의 효율을 이용하여 터빈의 발생 마력과 압축기의 구동마력이 동일하다는 에너지 평형식에 의해 아래의 식으로 압축기의 압력비를 구할 수 있다^[21].

$$\pi_c = \left[\eta_{tc} \frac{M_{tin} \cdot C_{pg} \cdot T_{tin}}{M_{cout} \cdot C_{pa} \cdot T_{cin}} \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{1-k_g}{k_g}} \right) + 1 \right]^{\frac{k_a}{k_a-1}} \dots\dots\dots (4.31)$$

식 (4.31)을 다시 정리하면 아래와 같다.

$$\eta_{tc} = \frac{(\pi_c^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1) \cdot M_{cout} \cdot C_{pa} \cdot T_{cout}}{\left(1 - \pi_t^{\frac{1-k_g}{k_g}} \right) \cdot M_{tin} \cdot C_{pg} \cdot T_{tin}} \dots\dots\dots (4.32)$$

이때 각 부하별로 EIVC 및 LIVC 적용시 압축기 출구 유량(M_{cout})과 터빈 입구 유량(M_{tin})의 비 $\frac{M_{cout}}{M_{tin}}$ 은 연구 대상엔진의 수치와 동일한 것으로 가정하였으며, 비열비 k 는 아래의 식 (4.33)을 이용하여 계산하였다^[22].

$$k = 1.4373 - 1.318 \times 10^{-4} \cdot T + 3.12 \times 10^{-8} \cdot T^2 - 4.8 \times 10^{-2} / \lambda \dots\dots\dots (4.33)$$

식 (4.32)를 통해 과급기 효율(η_{tc})을 구할 수 있다.

4.5 시뮬레이션 대상엔진 및 계산 모델

4.5.1 시뮬레이션 대상엔진

Table 4.2 및 Fig. 4.3은 시뮬레이션 대상엔진의 명세를 나타내고 있다.

Table 4.2 Specification of reference engine^[23]

Item	Specification
Model Name	MAN 12V28/33D STC
Engine Type	4-stroke, V-type, sequential turbo-charging
Cylinder bore / Stroke	280mm / 330mm
Power / Speed	5,460kW / 1,000rpm
Compression Ratio / Vee	14.1 / 52°
IVO-IVC / EVO-EVC	310-585 / 120-420(°CA)
P_{max} / P_{me}	186.4bar / 26.9bar
SFOC	192.1g/kW·h @ 100% load

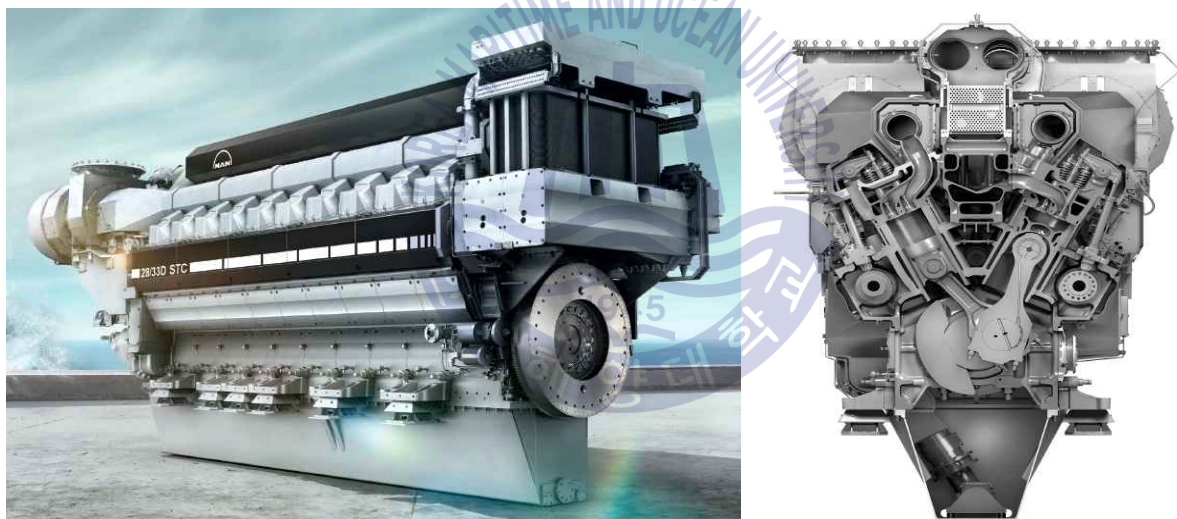


Fig. 4.3 Overview of V28/33D STC^[23]

4.5.2 계산모델 및 조건

4행정 디젤기관 성능예측 시뮬레이션 프로그램을 통해 시뮬레이션 대상엔진을 1실린더 엔진으로 단순화하여 구현함으로써 흡기 매니폴드에 의한 관성 및 맥동효과가 최대한 배제된 상태에서 실린더 내부 압력 및 온도의 관찰에 집중하였다. 입력 데이터 중 캠리프트는 엔진 제작사로부터 확보가 불가능하여 확보가 가능했던 Project Guide 자료에 수록된 엔진 단면도의 확대를 통해 근사치를 산출하여 사용하였다. 마찬가지로 입력 데이터인 열발생율 자료 역시 제

작사로부터 확보가 불가능하였고 이를 극복하기 위해 예혼합연소(Pre-mixed combustion) 및 확산연소(Diffusion combustion)의 특성을 반영할 수 있는 Double wiebe 함수를 사용하였으며 Table 4.3과 같이 부하별 P_{max} , P_{mi} , SFOC 가 공장시운전 결과와 비교했을 때 가장 타당한 값을 나타내는 Wiebe index 및 Duration을 선정하였다.

Table 4.3 Combination of Double Wiebe function

RPM	Load	Function	Wiebe Index	Duration(°CA)	Rate
630	25%	A	0.5	39	0.65
		B	3.2	52	0.35
800	50%	A	0.5	40	0.45
		B	3.0	53	0.55
910	75%	A	0.6	41	0.30
		B	2.0	54	0.70
1000	100%	A	0.7	42	0.25
		B	1.8	55	0.75

* A : Pre-mixed combustion B : Diffusion combustion

Fig 4.4는 시뮬레이션에 사용된 계산모델이다. V1은 흡기측 대기, V2는 배기 측 대기를 나타내고, V3는 실린더, V4는 공기냉각기를 나타낸다. P1 및 P2는 흡기 파이프, P2는 배기 파이프를 나타내며 BT는 각 볼륨과 파이프가 연결되는 오리피스스를 의미한다.

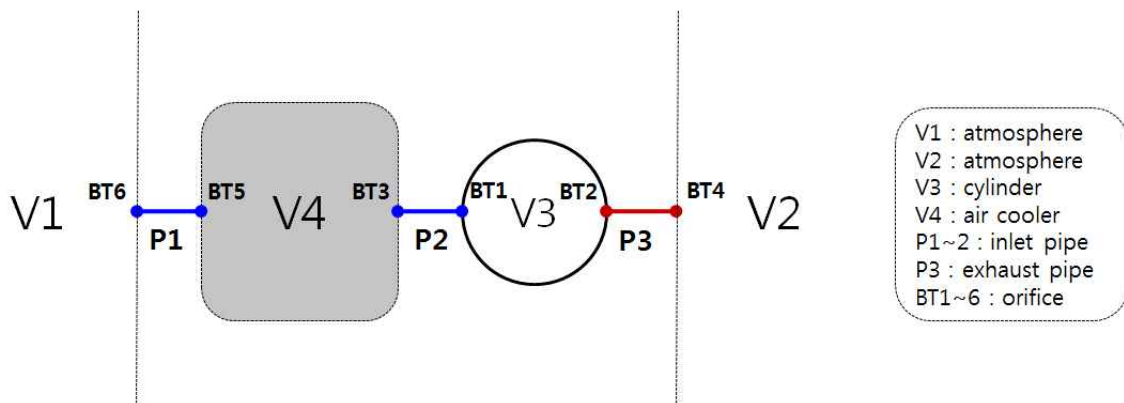


Fig. 4.4 Calculation model for intake & exhaust system

4.6 시뮬레이션 결과 고찰

부하별 공장시운전 및 시뮬레이션 결과는 Table 4.4 및 Fig 4.5와 같으며 최고폭발압력(P_{max})의 경우 최대 2.6% 이내의 값이 산출되었다. 시뮬레이션 결과 산출된 도시평균유효압력(P_{mi})는 계측치인 제동평균유효압력(P_{me})에 비해 높은 값이 산출되었고 시뮬레이션 결과 산출된 도시연료소비율(b_i) 값은 계측치인 제동연료소비율(b_e)에 비해 낮은 값이 산출된 것으로 보아 타당한 경향을 보이며 시뮬레이션 모델이 신뢰성을 가진다고 판단하였다.

Table 4.4 Comparison of measured and calculated results

RPM	Output	Shop trial test Data	Simulation Results	Difference
630	P_{max} (bar)	108.6	107.1	-1.4%
	P_{me}/P_{mi} (bar)	10.7(P_{me})	12.0(P_{mi})	+12.1%
	b_e/b_i (g/kW·h)	196.3(b_e)	179.6(b_i)	-8.5%
800	P_{max} (bar)	122.7	124.0	+1.1%
	P_{me}/P_{mi} (bar)	16.8(P_{me})	18.7(P_{mi})	+11.3%
	b_e/b_i (g/kW·h)	200.0(b_e)	184.3(b_i)	-7.9%
910	P_{max} (bar)	152.8	156.7	+2.6%
	P_{me}/P_{mi} (bar)	22.2(P_{me})	24.4(P_{mi})	+9.9%
	b_e/b_i (g/kW·h)	192.9(b_e)	179.2(b_i)	-7.1%
1000	P_{max} (bar)	186.4	187.9	+0.8%
	P_{me}/P_{mi} (bar)	26.9(P_{me})	29.2(P_{mi})	+8.6%
	b_e/b_i (g/kW·h)	192.1(b_e)	180.9(b_i)	-5.8%

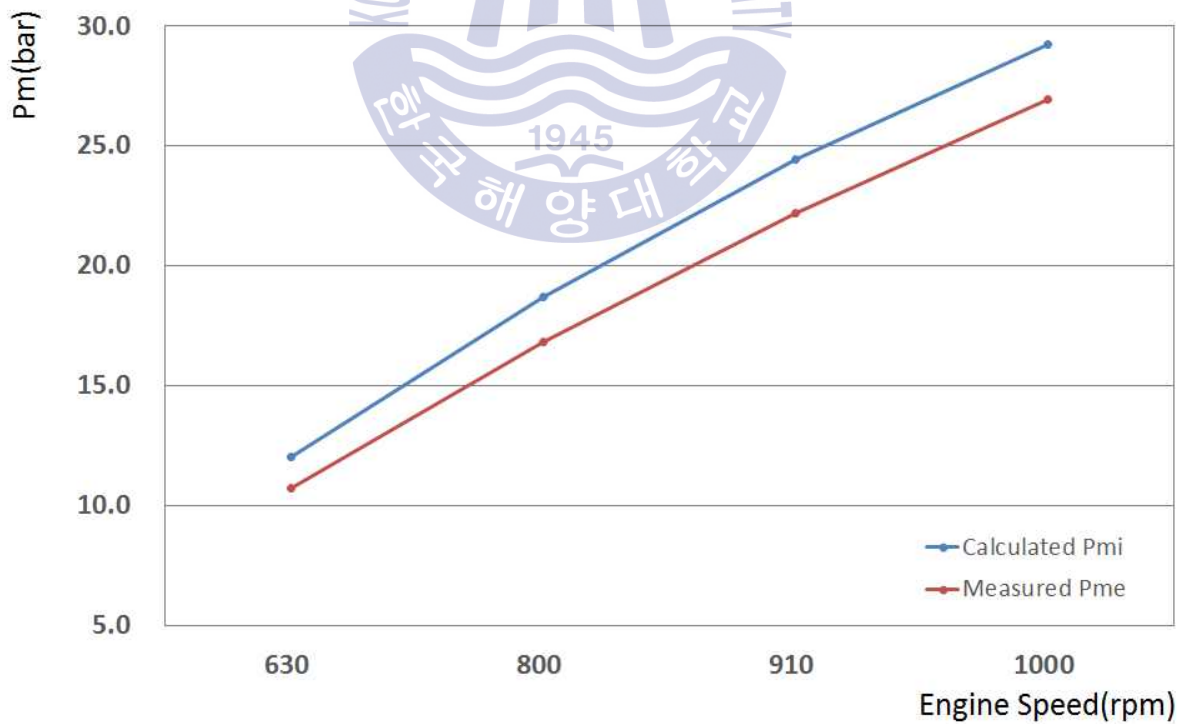
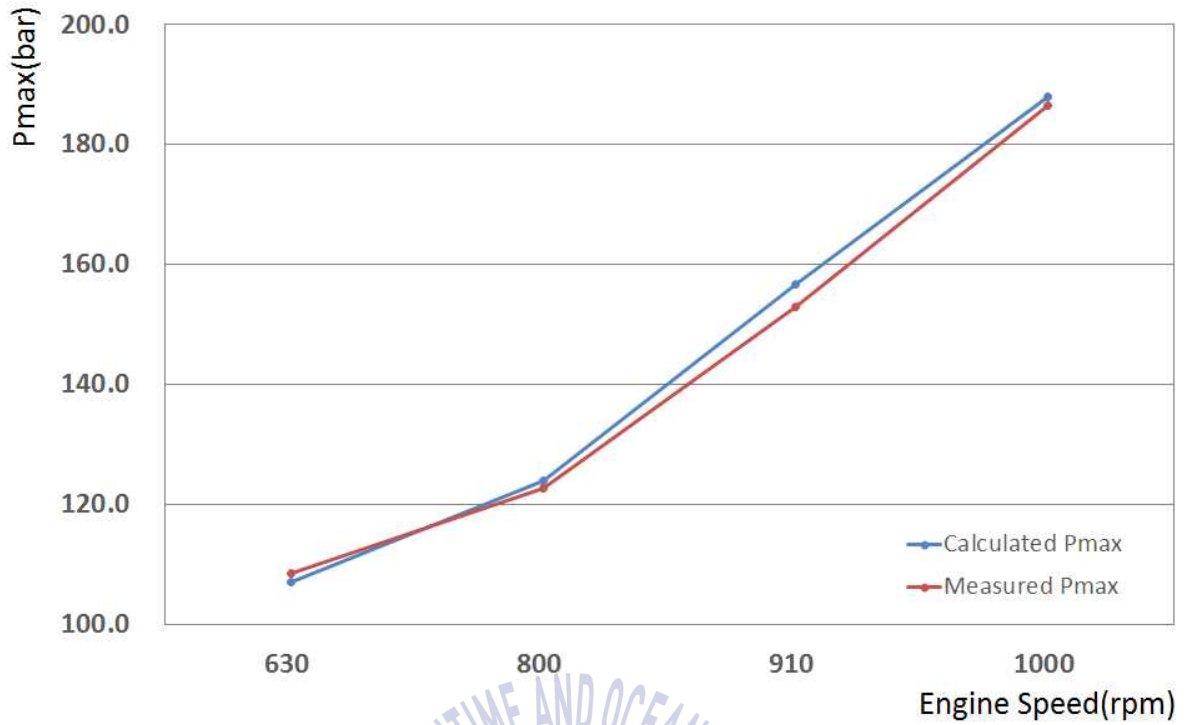


Fig. 4.5 Comparison of measured and calculated results

제 5 장 밀러 사이클 적용시 성능예측

5.1 밀러 사이클 적용

본 장에서는 4장에서 검증된 엔진 성능 시뮬레이션 모델에 대하여 25, 50, 75, 100% 부하 조건에서 밀러 사이클을 적용하여 흡기밸브 닫힘시기 및 과급압력을 변화시키면서 엔진의 성능 변화를 시뮬레이션하였다. 이러한 시뮬레이션을 통하여 엔진의 최고폭발압력, 도시평균유효압력, 연료소비율, 실린더 내 최고온도 및 NOx 발생량의 변화를 비교 분석함으로써 최적의 밸브 타이밍 및 과급압력을 도출하였다. NOx 발생량의 경우 엔진 제작사로부터 100% 부하시 측정값만을 확보할 수 있었던 관계로 100% 부하 조건에서만 산출하였다. 또한 2단 과급을 적용했을 때 1단 과급에 비해 10% 정도의 과급기 효율 향상이 가능하다는 연구결과^[24]를 근거로 10%의 과급기 효율 향상이 가능하다고 가정한 후 최적의 밸브 타이밍을 도출하였다.

5.1.1 EIVC 적용

EIVC 적용을 위하여 BDC 이후 45[°CA]에서 닫히던 흡기밸브를 BDC 이전 15, 30, 45[°CA]로 변경하여 시뮬레이션을 실시하였다.

아래 Fig 5.1은 EIVC 적용에 따른 밸브 타이밍 변화 개념을 보여준다.

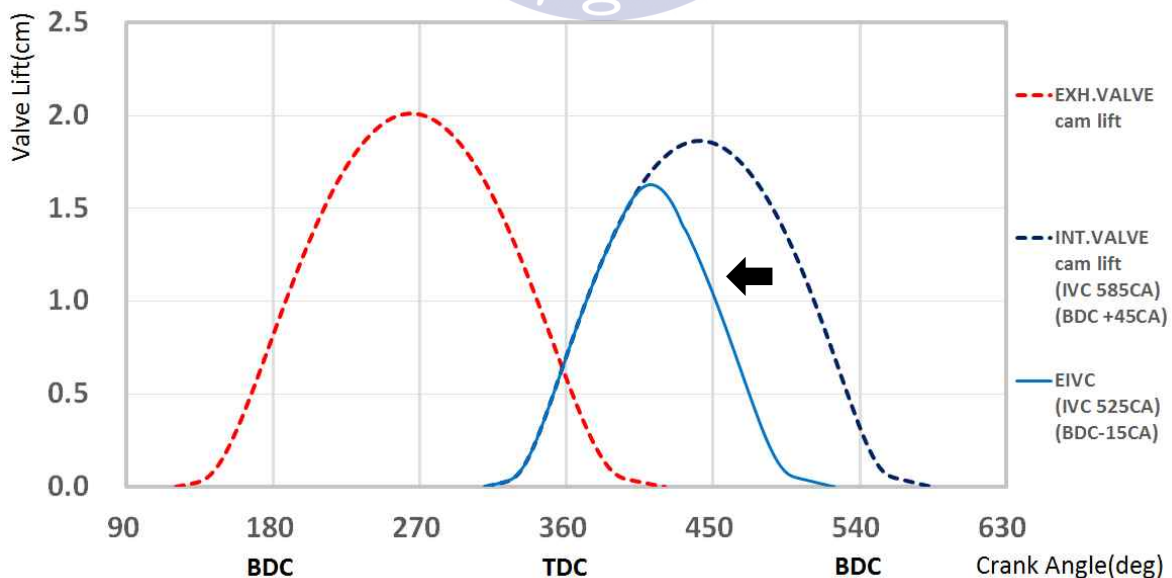


Fig. 5.1 Valve timing for the EIVC concept

EIVC 적용시 과급압력을 증가시키지 않으면 흡입공기량의 감소에 따라 Fig 5.2와 같이 시뮬레이션 대상엔진의 P-v 선도와 차이가 발생하게 된다. 따라서 각각의 케이스를 객관적으로 비교하기 위하여 EIVC 적용시 과급압력을 증가시킴으로써 Fig 5.3과 같이 시뮬레이션 대상엔진과 최대한 같은 P-v 선도를 가지도록 하였다. 과급압력은 IVC를 BDC 이전 15, 30, 45[°CA]로 변경할 경우 각각 시뮬레이션 대상엔진이 555, 570, 585[°CA] 일 때의 실린더 내부 압력과 일치하게끔 하는 과급압력을 산출하였다. 그 이유는 EIVC 특성상 IVC 시점부터 BDC 까지 열팽창이 일어나 실린더 내부 압력 및 온도의 감소가 발생하기 때문에 이를 보상하여 시뮬레이션 대상엔진과 최대한 같은 P-v 선도를 가지도록 하기 위함이다.

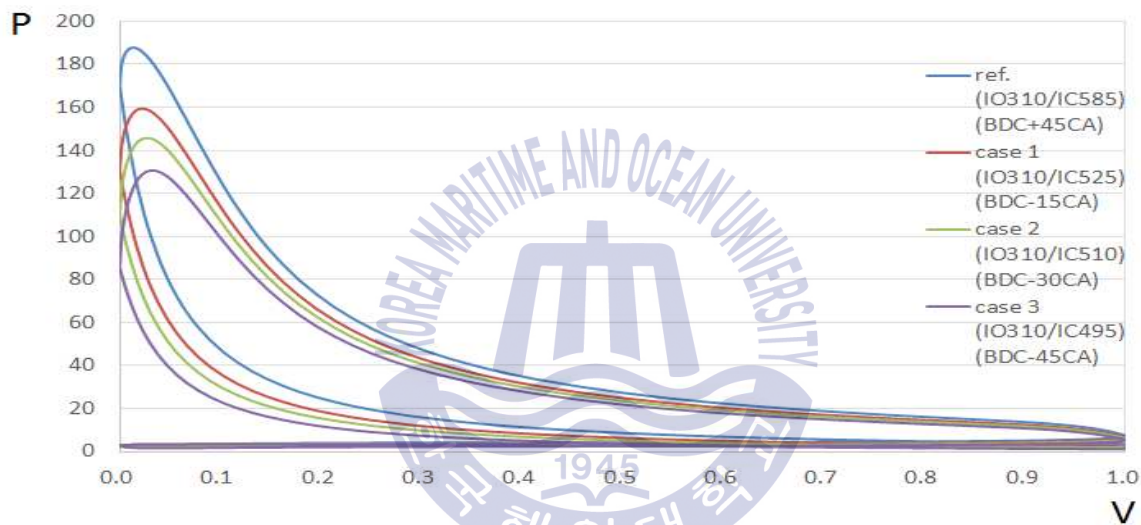


Fig. 5.2 P-v diagram @ 100% load before increased boost pressure

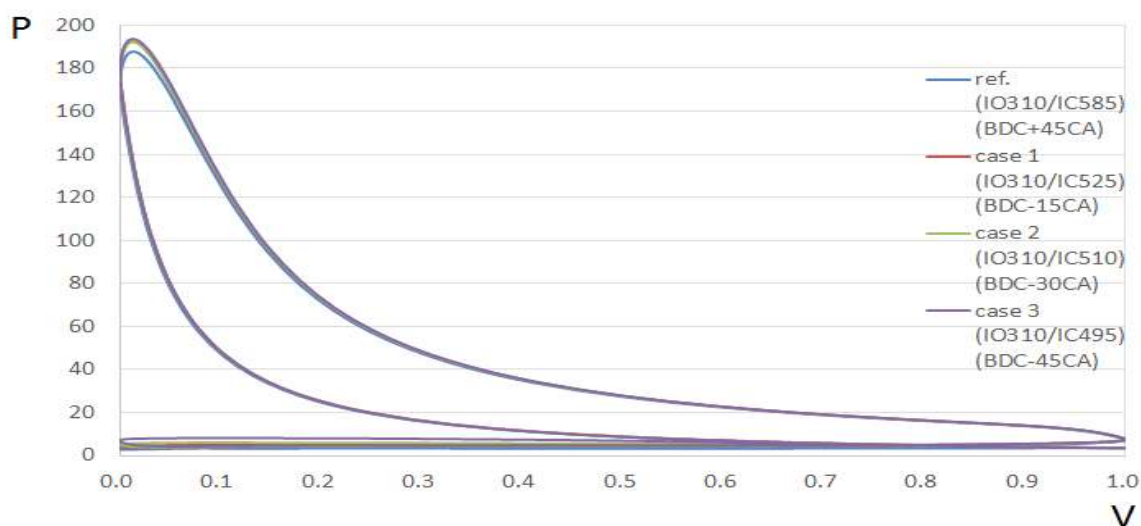


Fig. 5.3 P-v diagram @ 100% load after increased boost pressure

흡기온도는 공기냉각기를 지나기 전인 압축기 출구 공기온도를 입력하였고 과급압력 상승에 따라 함께 상승되는 압축기 출구 공기온도(T_2)는 아래의 식을 토대로 산출하였다^[21].

$$T_2 = T_1 [1 + (\pi_c^{(k_a - 1/k_a)} - 1) / \eta_c] \quad (5.1)$$

식 (5.1)을 다시 정리하면 아래와 같다.

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{(k_a - 1/k_a)} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (5.2)$$

또한 식 (5.1)에서 필요한 압축기 효율(η_c)은 시뮬레이션 대상엔진의 공장시운전 결과에 명시되어 있는 압축기 입구 공기온도(T_1), 압축기 출구 공기온도(T_2), 과급압력 수치를 활용하여 식 (5.2)을 토대로 산출하였다. 산출된 각 부하별 압축기 효율은 Table 5.1과 같다.

Table 5.1 Compressor efficiency of reference engine

RPM	Load (%)	η_c (%)
630	25	69
800	50	73
910	75	78
1000	100	75

5.1.2 LIVC 적용

LIVC 적용을 위하여 BDC 이후 45[°CA]에서 닫히던 흡기밸브를 BDC 이후 15, 30, 60, 75, 90, 105, 120[°CA]로 변경하여 시뮬레이션을 실시하였다.

아래 Fig 5.3은 적용에 따른 밸브 타이밍 변화 개념을 보여준다.

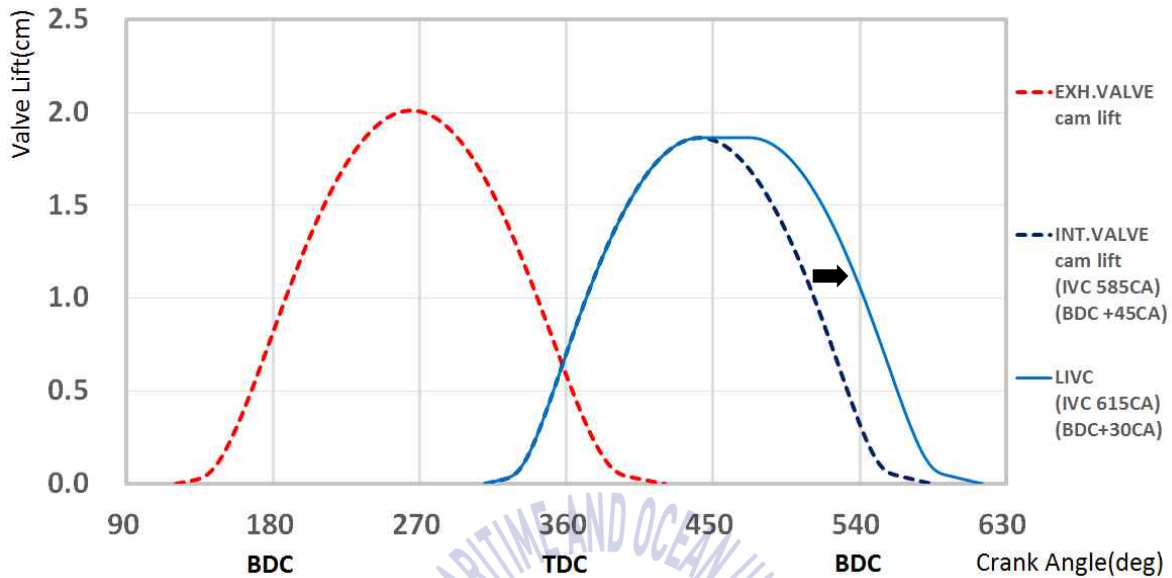


Fig. 5.4 Valve timing for the LIVC concept

LIVC 적용시 요구되는 과급압력은 EIVC 적용시와 마찬가지로 각각의 케이스를 객관적으로 비교하기 위하여 LIVC 적용시 과급압력을 증가시킴으로써 시뮬레이션 대상엔진과 최대한 같은 P-v 선도를 가지도록 하였다. 과급압력은 IVC를 BDC 이후 15, 30, 60, 75, 90, 105, 120[°CA]로 변경할 경우 각각 시뮬레이션 대상엔진이 555, 570, 600, 615, 630, 645, 660[°CA] 일 때의 실린더 내부 압력과 일치하게끔 하는 과급압력을 산출하였다.

또한 흡기온도는 공기냉각기를 지나기 전인 압축기 출구 공기 온도로 입력하였으며 과급압력 상승에 따라 함께 상승되는 압축기 출구 공기온도는 EIVC 적용시와 마찬가지로 식 (5.1)을 토대로 산출하였다.

5.2 밀러 사이클 적용 결과 고찰

25, 50, 75, 100% 부하 조건에서 밀러 사이클을 적용 후 P_{max} , P_{mi} , SFOC, T_{max} , NOx 발생량의 변화를 관찰하였다. NOx 발생량은 제작사로부터 100% 부하시 측정값만을 확보할 수 있었던 관계로 100% 부하 조건에서만 산출하였다.

5.2.1 25% 부하 조건

25% 부하(RPM 630) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 P_{mi} , P_{max} 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.2, Fig 5.5, Fig 5.6과 같다.

Table 5.2 Simulation Results(P_{mi} , P_{max}) @ 25% load

IVC (°CA)	P_{mi} (bar)	P_{max} (bar)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	13.1	110.5	3.77	73.7
BDC -30	12.6	109.7	2.98	65.6
BDC -15	12.3	109.5	2.56	60.8
BDC	12.1	110.0	2.35	58.0
BDC +15	12.0	108.3	2.14	55.4
BDC +30	11.9	107.3	2.07	54.9
BDC +45 (ref.)	12.0	107.1	2.10	55.3
BDC +60	12.1	107.5	2.20	56.5
BDC +75	12.2	108.1	2.38	58.6
BDC +90	12.5	108.8	2.67	62.0
BDC +105	12.8	109.5	3.13	71.5
BDC +120	13.3	110.4	3.90	85.5

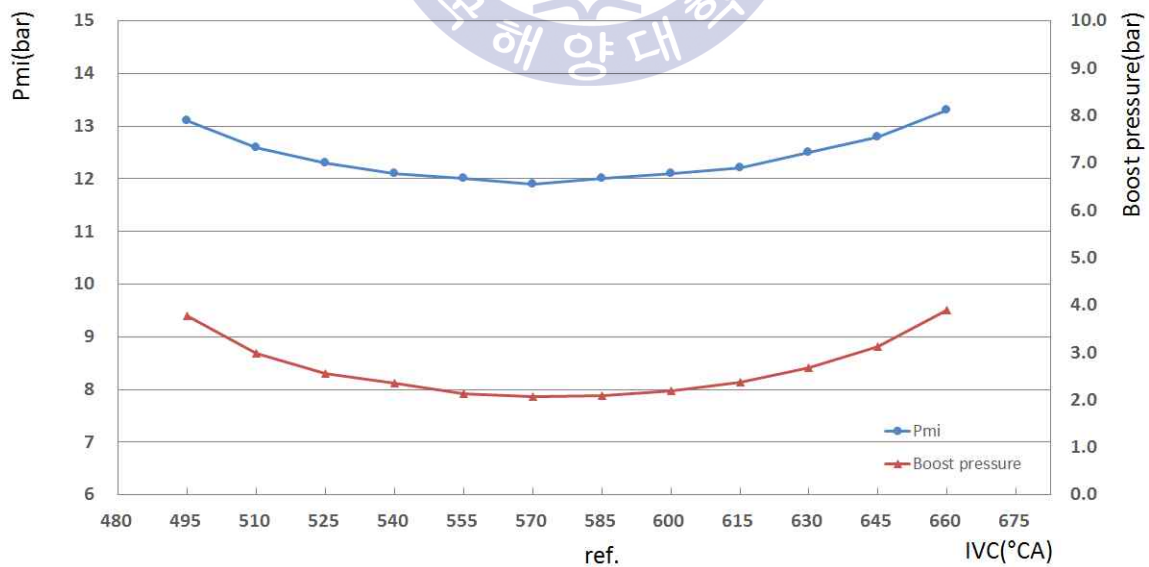


Fig. 5.5 Calculation results for P_{mi} and boost pressure @ 25% load

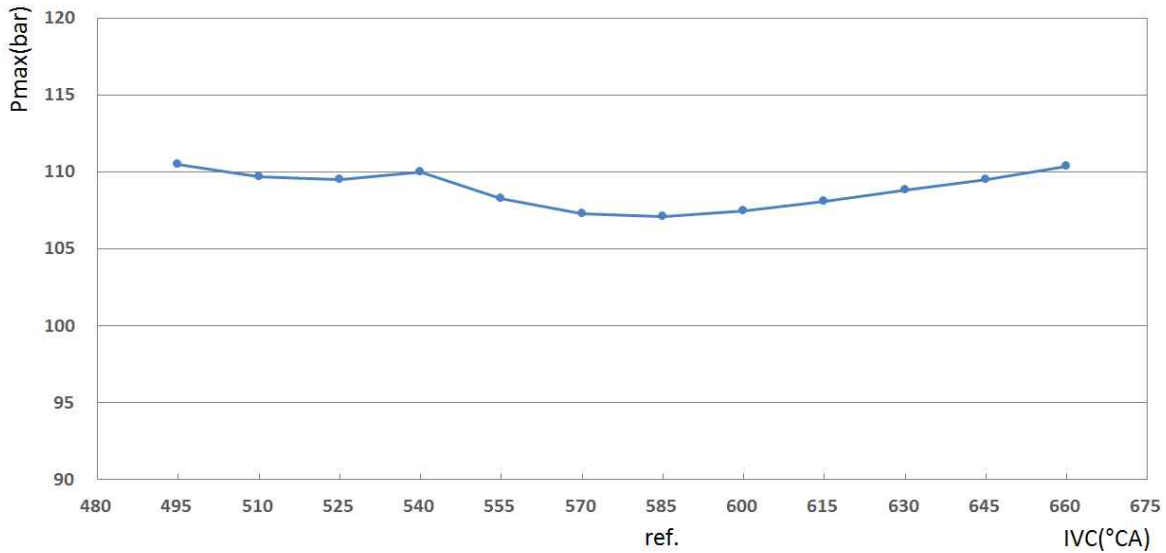


Fig. 5.6 Calculation results for P_{max} @ 25% load

25% 부하에서 대상엔진의 압축기 효율은 69%로 계산되었고 과급기 효율은 55.3%로 계산되었으므로 터빈 효율은 약 80%로 계산된다.

대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 최대 적용 가능한 IVC의 범위는 525 ~ 630(°CA)로 판단된다.

P_{mi} 는 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 증가에 따라서 함께 증가하는 경향을 확인할 수 있다. 이는 과급압력이 증가될수록 실린더 내로 유입되는 공기량이 늘어나게 되었기 때문이다. EIVC의 경우 IVC 525(°CA)에서 P_{mi} 는 0.3 bar 증가하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 P_{mi} 는 0.5 bar 증가하였다.

BDC를 기준으로 동일한 크랭크 각도를 앞당기거나 늦춘 EIVC와 LIVC의 경우를 비교해보면 EIVC가 LIVC에 비해 높은 과급압력과 과급기 효율을 요구하는 것을 확인할 수 있다. 이는 EIVC는 BDC 이전에 흡기밸브가 닫히기 때문에 흡기밸브의 개방기간이 짧아 충분한 공기가 공급되기 위해서는 높은 과급압력이 필요하기 때문이다.

P_{max} 는 107.3 ~ 109.5 bar 범위에서 산출되었으며 공장시운전 결과값인 107 ~ 110 bar에 근접한 것으로 보아 제한사항은 없을 것으로 판단된다.

25% 부하(RPM 630) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 T_{max} , SFOC 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.3, Fig 5.7, Fig 5.8과 같다.

Table 5.3 Simulation Results(T_{max} , SFOC) @ 25% load

IVC (°CA)	T_{max} (K)	SFOC (g/kW·h)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	1309.4	163.5	3.77	73.7
BDC -30	1340.4	169.9	2.98	65.6
BDC -15	1393.4	174.2	2.56	60.8
BDC	1409.5	176.9	2.35	58.0
BDC +15	1444.1	179.4	2.14	55.4
BDC +30	1458.8	180.2	2.07	54.9
BDC +45 (ref.)	1453.3	179.6	2.10	55.3
BDC +60	1437.6	178.1	2.20	56.5
BDC +75	1410.1	175.6	2.38	58.6
BDC +90	1372.5	172.1	2.67	62.0
BDC +105	1324.1	167.5	3.13	71.5
BDC +120	1262.1	161.5	3.90	85.5

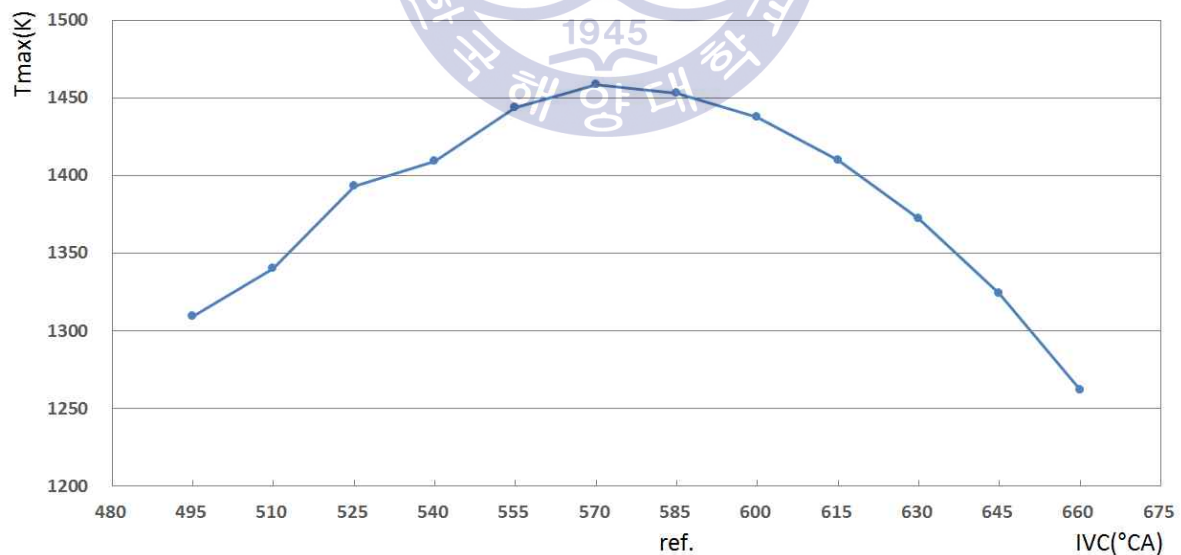


Fig. 5.7 Calculation results for T_{max} @ 25% load

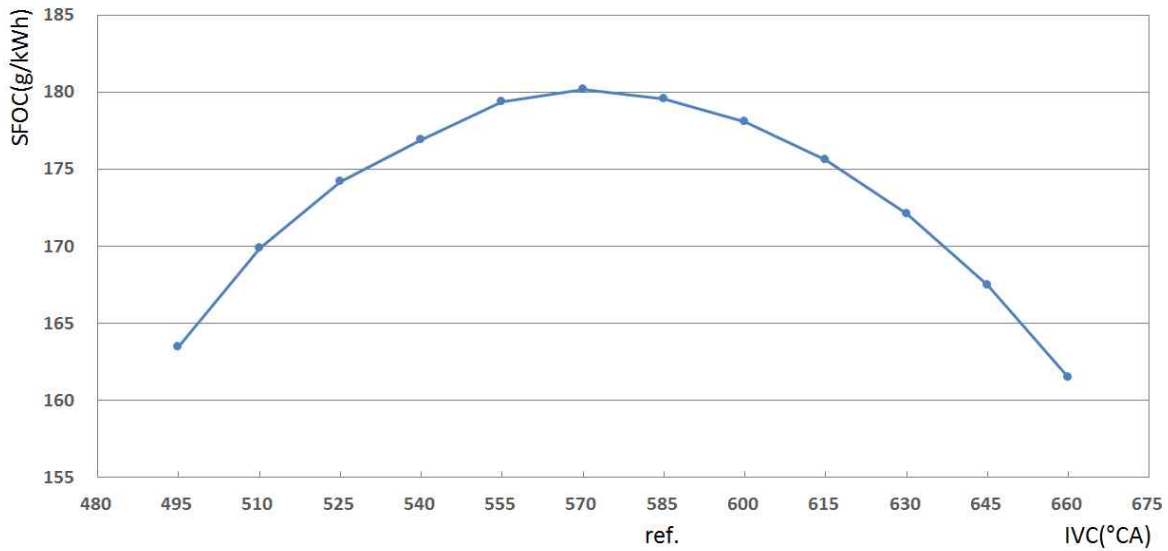


Fig. 5.8 Calculation results for SFOC @ 25% load

T_{max} 는 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 및 P_{mi} 증가와는 반대로 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 이는 과급압력이 증가될수록 실린더 내로 유입되는 공기량이 늘어나게 되어 공연비가 증가함에 따라 T_{max} 가 상대적으로 내려갔기 때문이다. EIVC의 경우 IVC 525(°CA)에서 T_{max} 는 59.9K 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 T_{max} 는 80.8K 감소하였다.

SFOC는 과급압력 및 P_{mi} 변화 경향과는 반대로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 감소하는 경향을 확인할 수 있다. EIVC의 경우 IVC 525(°CA)에서 5.4 g/kW·h 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 7.5 g/kW·h 감소하였다.

따라서 대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 25% 부하에서는 IVC 630(°CA)가 최적의 밸브 타이밍으로 판단된다.

5.2.2 50% 부하 조건

50% 부하(RPM 800) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 P_{mi} , P_{max} 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.4, Fig 5.9, Fig 5.10과 같다.

Table 5.4 Simulation Results(P_{mi} , P_{max}) @ 50% load

IVC (°CA)	P_{mi} (bar)	P_{max} (bar)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	20.5	128.0	5.02	91.8
BDC -30	19.8	127.0	3.90	80.0
BDC -15	19.3	126.9	3.31	71.2
BDC	19.0	127.2	2.99	67.3
BDC +15	18.8	125.5	2.70	63.1
BDC +30	18.7	124.3	2.58	61.0
BDC +45 (ref.)	18.7	124.0	2.60	61.3
BDC +60	18.8	124.3	2.71	63.0
BDC +75	19.0	124.8	2.91	66.1
BDC +90	19.3	125.5	3.24	70.6
BDC +105	19.7	126.3	3.77	77.5
BDC +120	20.3	127.3	4.64	87.1

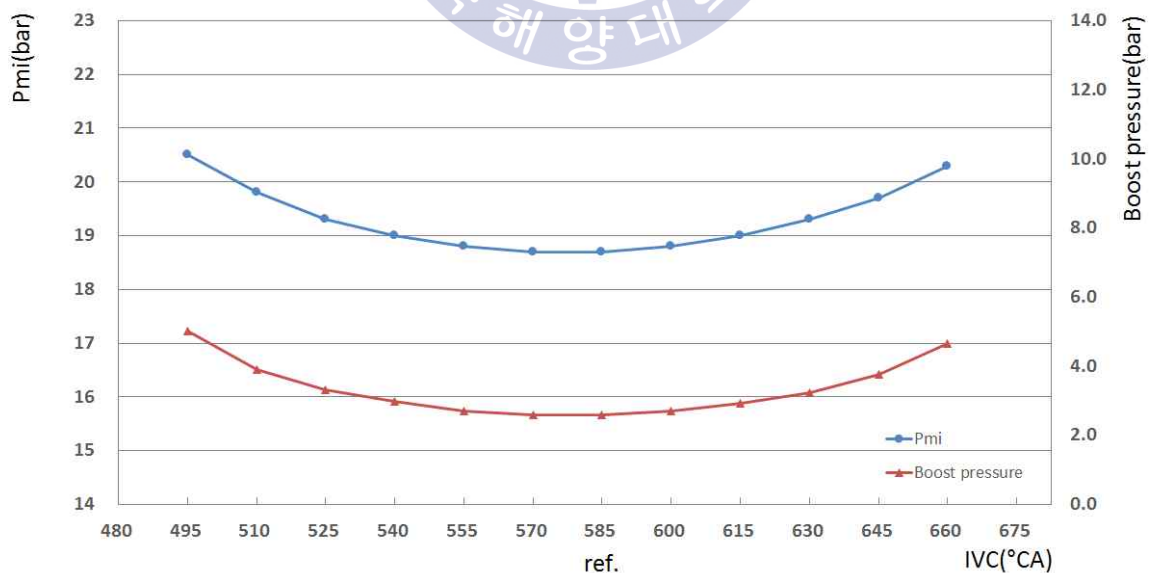


Fig. 5.9 Calculation results for P_{mi} and Boost pressure @ 50% load

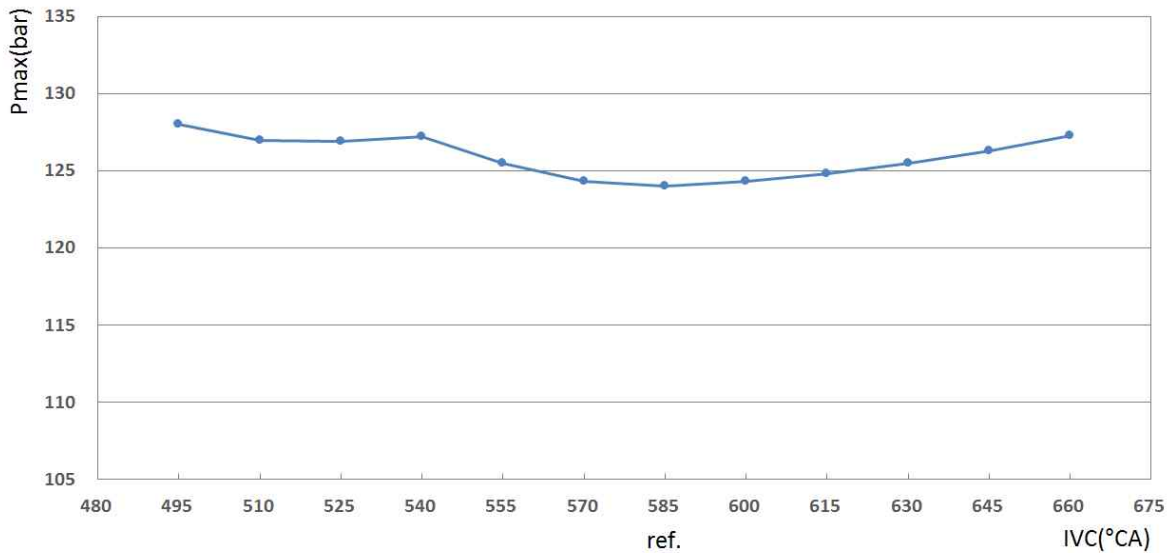


Fig. 5.10 Calculation results for P_{max} @ 50% load

50% 부하에서 대상엔진의 압축기 효율은 73%로 계산되었고 과급기 효율은 61.3%로 계산되었으므로 터빈 효율은 약 84%로 계산된다.

대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 최대 적용 가능한 IVC의 범위는 525 ~ 630(°CA)로 판단된다.

P_{mi} 는 25% 부하에서와 마찬가지로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 증가에 따라서 함께 증가하는 경향을 확인할 수 있다. EIVC의 경우 IVC 525(°CA)에서 P_{mi} 는 0.6 bar 증가하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 P_{mi} 는 0.6 bar 증가하였다.

BDC를 기준으로 동일한 크랭크 각도를 앞당기거나 늦춘 EIVC와 LIVC의 경우를 비교해보면 25% 부하에서와 마찬가지로 EIVC가 LIVC에 비해 높은 과급압력과 과급기 효율을 요구하며 25% 부하에서보다 더욱 차이가 커진 것을 확인할 수 있다. 이는 부하 증가에 따라 RPM이 증가하여 흡기밸브의 개방기간이 더욱 짧아졌기 때문이다.

P_{max} 는 124.3 ~ 126.9 bar 범위에서 산출되었으며 공장시운전 결과값인 120 ~ 128 bar에 근접한 것으로 보아 제한사항은 없을 것으로 판단된다.

50% 부하(RPM 800) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 T_{max} , SFOC 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.5, Fig 5.11, Fig 5.12와 같다.

Table 5.5 Simulation Results(T_{max} , SFOC) @ 50% load

IVC (°CA)	T_{max} (K)	SFOC (g/kW·h)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	1501.1	168.2	5.02	91.8
BDC -30	1565.7	174.2	3.90	80.0
BDC -15	1605.6	178.4	3.31	71.2
BDC	1627.6	181.0	2.99	67.3
BDC +15	1665.0	183.5	2.70	63.1
BDC +30	1684.3	184.6	2.58	61.0
BDC +45 (ref.)	1682.1	184.3	2.60	61.3
BDC +60	1666.0	183.1	2.71	63.0
BDC +75	1639.8	181.1	2.91	66.1
BDC +90	1601.8	178.4	3.24	70.6
BDC +105	1550.2	174.5	3.77	77.5
BDC +120	1484.4	169.5	4.64	87.1

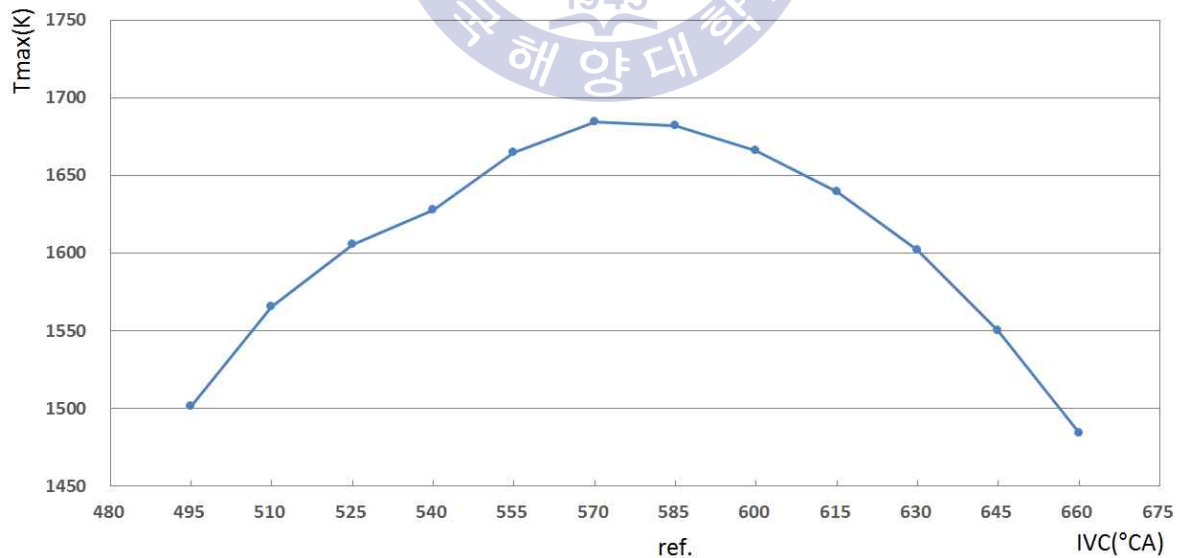


Fig. 5.11 Calculation results for T_{max} @ 50% load

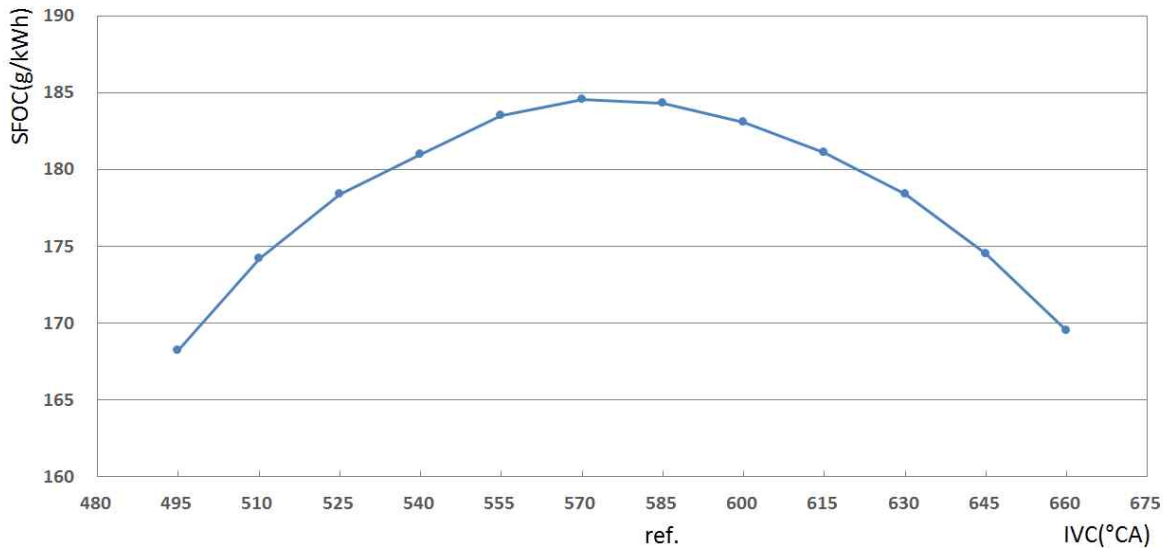


Fig. 5.12 Calculation results for SFOC @ 50% load

T_{max} 는 25% 부하에서와 마찬가지로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 및 P_{mi} 증가와는 반대로 감소하는 경향을 확인할 수 있다. EIVC의 경우 IVC 525(°CA)에서 T_{max} 는 76.5K 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 T_{max} 는 80.3K 감소하였다.

SFOC는 과급압력 및 P_{mi} 변화 경향과는 반대로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 감소하는 경향을 확인할 수 있다. EIVC의 경우 IVC 525(°CA)에서 5.9 g/kW·h 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 5.9 g/kW·h 감소하였다.

따라서 대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 50% 부하에서도 IVC 630(°CA)가 최적의 밸브 타이밍으로 판단된다.

5.2.3 75% 부하 조건

75% 부하(RPM 910) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 P_{mi} , P_{max} 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.6, Fig 5.13, Fig 5.14와 같다.

Table 5.6 Simulation Results(P_{mi} , P_{max}) @ 75% load

IVC (°CA)	P_{mi} (bar)	P_{max} (bar)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	27.0	161.7	7.07	94.9
BDC -30	26.0	160.5	5.45	81.9
BDC -15	25.4	160.6	4.60	73.7
BDC	25.0	160.4	4.11	68.4
BDC +15	24.6	158.6	3.69	64.0
BDC +30	24.4	157.2	3.50	61.8
BDC +45 (ref.)	24.4	156.7	3.50	61.7
BDC +60	24.6	157.1	3.64	63.2
BDC +75	24.8	157.7	3.90	66.1
BDC +90	25.2	158.5	4.33	70.7
BDC +105	25.8	159.2	5.00	77.3
BDC +120	26.5	160.3	6.11	87.2

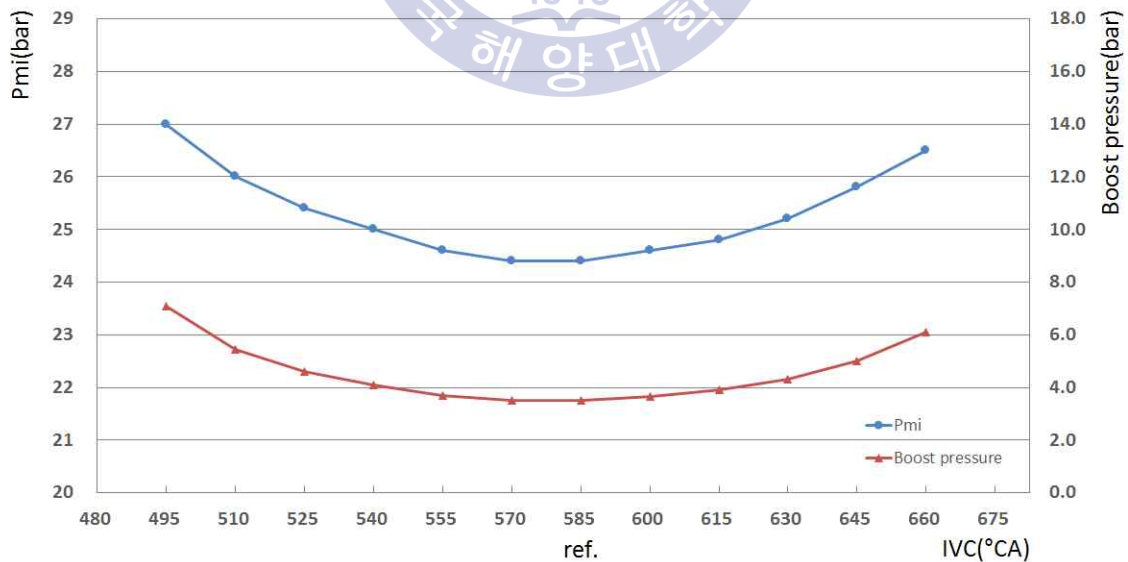


Fig. 5.13 Calculation results for P_{mi} and Boost pressure @ 75% load

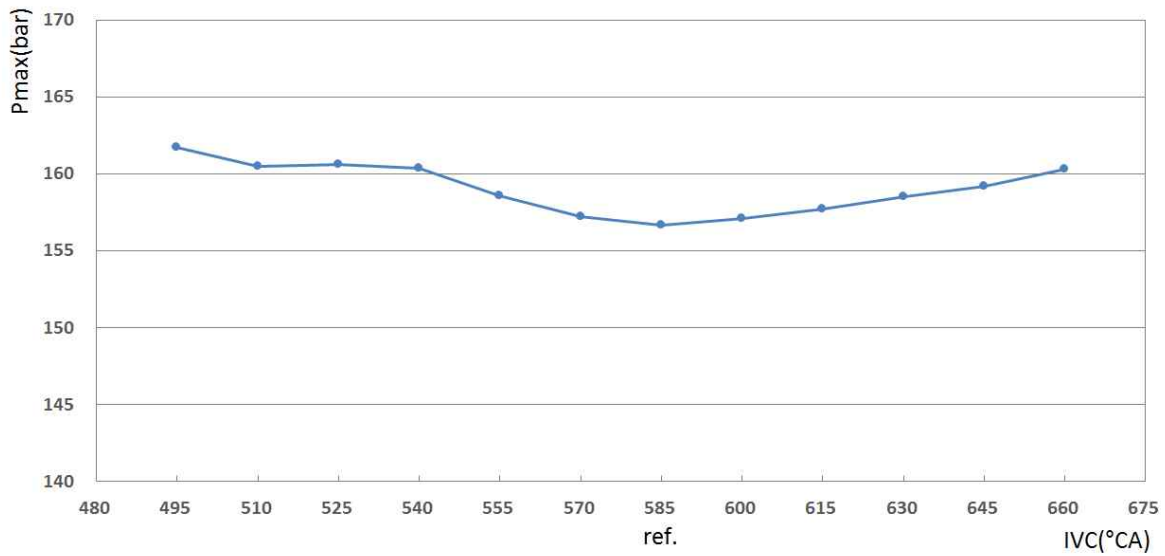


Fig. 5.14 Calculation results for P_{max} @ 75% load

75% 부하에서 대상엔진의 압축기 효율은 78%로 계산되었고 과급기 효율은 61.7%로 계산되었으므로 터빈 효율은 약 79%로 계산된다.

대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 최대 적용 가능한 IVC의 범위는 540 ~ 630(°CA)로 판단된다.

P_{mi} 는 50% 부하에서와 마찬가지로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 증가에 따라서 함께 증가하는 경향을 확인할 수 있다. IVC 540(°CA)에서 P_{mi} 는 0.6bar 증가하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 P_{mi} 는 0.8 bar 증가하였다.

BDC를 기준으로 동일한 크랭크 각도를 앞당기거나 늦춘 EIVC와 LIVC의 경우를 비교해보면 50% 부하에서와 마찬가지로 EIVC가 LIVC에 비해 높은 과급압력과 과급기 효율을 요구하며 50% 부하에서보다 더욱 차이가 커진 것을 확인할 수 있다.

P_{max} 는 157.1 ~ 160.4 bar 범위에서 산출되었으며 공장시운전 결과값인 151 ~ 154 bar 와는 약 3%의 차이를 보였으며 큰 제한사항은 없을 것으로 판단된다.

75% 부하(RPM 910) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 T_{max} , SFOC 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.7, Fig 5.15, Fig 5.16과 같다.

Table 5.7 Simulation Results(T_{max} , SFOC) @ 75% load

IVC (°CA)	T_{max} (K)	SFOC (g/kW·h)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	1471.9	162.1	7.07	94.9
BDC -30	1537.6	168.3	5.45	81.9
BDC -15	1578.1	172.5	4.60	73.7
BDC	1606.1	175.4	4.11	68.4
BDC +15	1642.5	178.1	3.69	64.0
BDC +30	1661.9	179.3	3.50	61.8
BDC +45 (ref.)	1662.0	179.2	3.50	61.7
BDC +60	1647.0	178.1	3.64	63.2
BDC +75	1621.9	176.3	3.90	66.1
BDC +90	1585.8	173.5	4.33	70.7
BDC +105	1539.5	170.0	5.00	77.3
BDC +120	1478.1	165.4	6.11	87.2

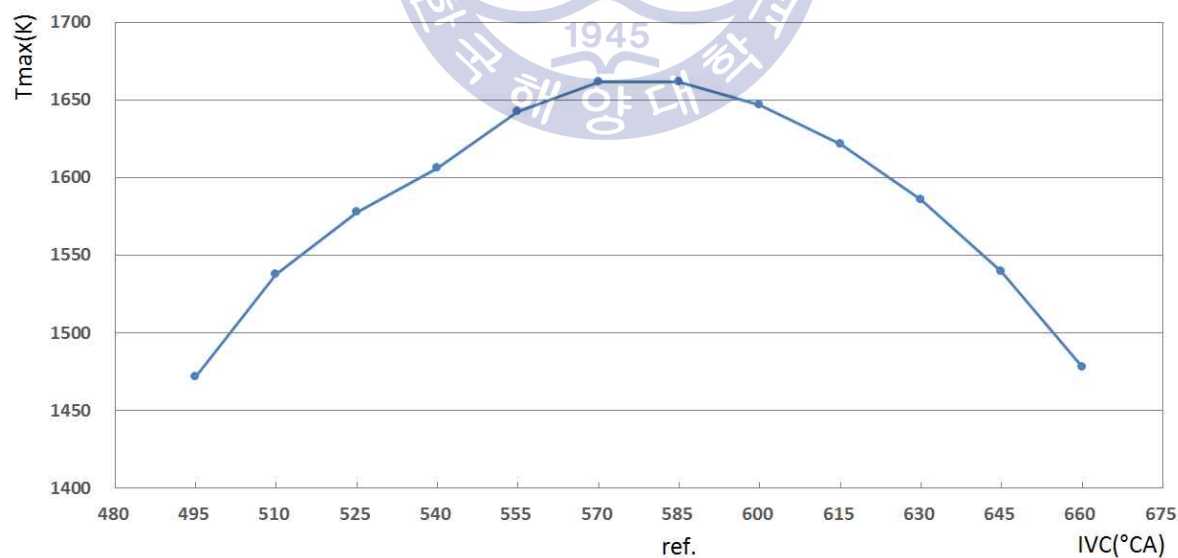


Fig. 5.15 Calculation results for T_{max} @ 75% load

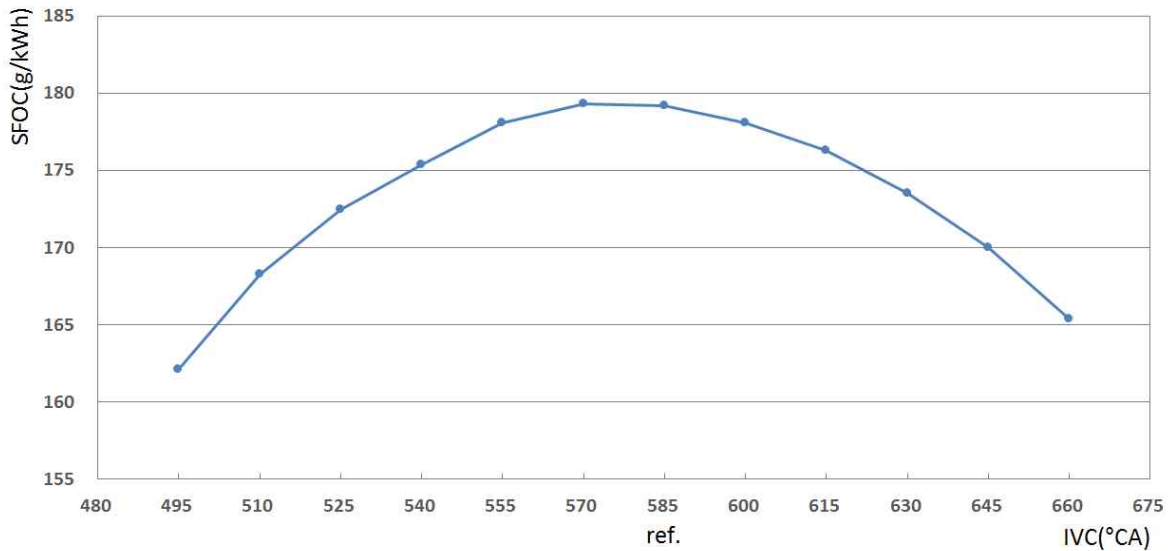


Fig. 5.16 Calculation results for SFOC @ 75% load

T_{max} 또한 50% 부하에서와 마찬가지로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 및 P_{mi} 증가와는 반대로 감소하는 경향을 확인할 수 있다. IVC 540(°CA)에서 T_{max} 는 55.9K 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 T_{max} 는 76.2K 감소하였다.

BDC를 기준으로 동일한 크랭크 각도를 앞당기거나 늦춘 EIVC와 LIVC의 경우를 비교해보면 50% 부하에서와 마찬가지로 EIVC가 LIVC에 비해 T_{max} 가 더 낮은 것을 확인할 수 있다.

SFOC는 과급압력 및 P_{mi} 변화 경향과는 반대로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 감소하는 경향을 확인할 수 있다. IVC 540(°CA)에서 4.8 g/kW·h 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 5.7 g/kW·h 감소하였다.

따라서 대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 75% 부하에서도 IVC 630(°CA)가 최적의 밸브 타이밍으로 판단된다.

5.2.4 100% 부하 조건

100% 부하(RPM 1,000) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 P_{mi} , P_{max} 및 요구되는 과급기 효율의 변화는 Table 5.8, Fig 5.17, Fig 5.18과 같다.

Table 5.8 Simulation Results(P_{mi} , P_{max}) @ 100% load

IVC (°CA)	P_{mi} (bar)	P_{max} (bar)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	32.6	193.7	9.37	97.4
BDC -30	31.3	192.4	7.20	83.6
BDC -15	30.5	192.5	6.05	75.1
BDC	30.0	192.3	5.38	69.2
BDC +15	29.5	190.3	4.81	64.3
BDC +30	29.2	188.4	4.52	61.6
BDC +45 (ref.)	29.2	187.9	4.50	61.2
BDC +60	29.4	188.1	4.66	62.6
BDC +75	29.7	188.7	4.98	65.5
BDC +90	30.2	189.8	5.52	70.3
BDC +105	30.8	190.8	6.37	77.4
BDC +120	31.7	191.6	7.73	85.0

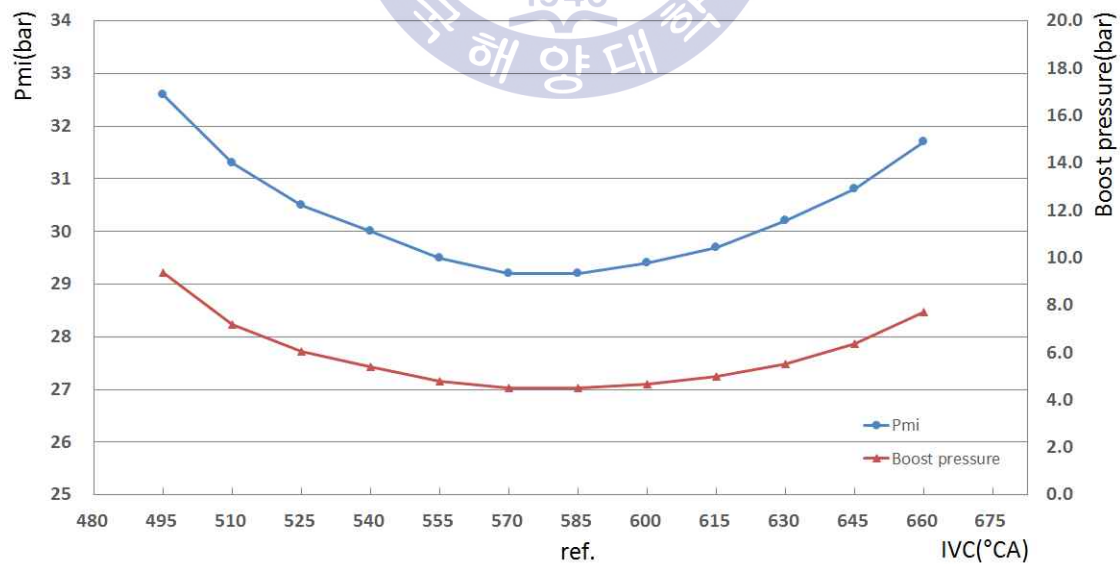


Fig. 5.17 Calculation results for P_{mi} and Boost pressure @ 100% load

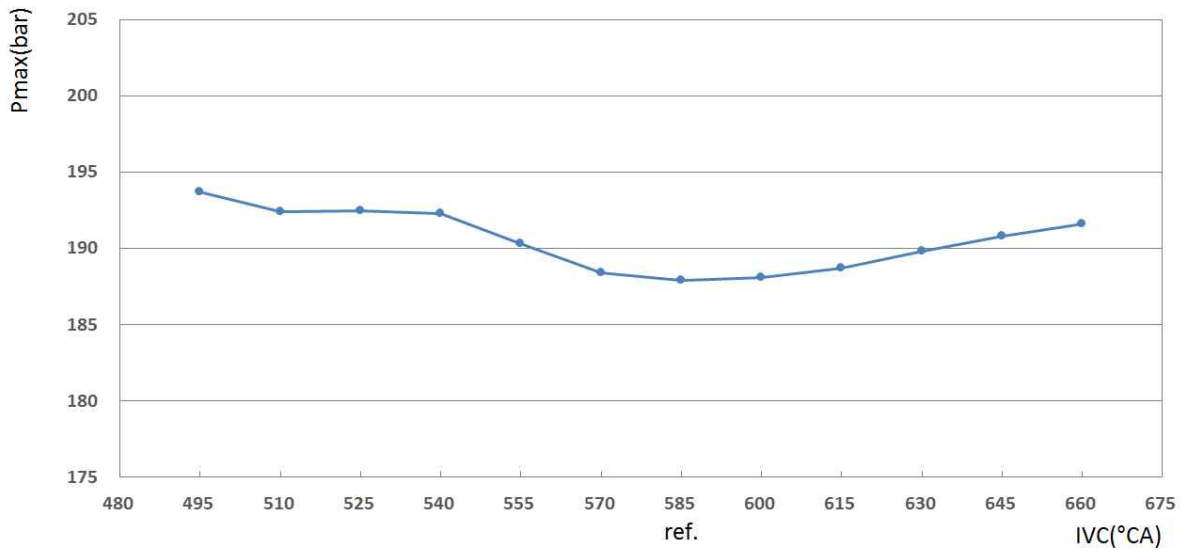


Fig. 5.18 Calculation results for P_{max} @ 100% load

100% 부하에서 대상엔진의 압축기 효율은 75%로 계산되었고 과급기 효율은 61.2%로 계산되었으므로 터빈 효율은 약 82%로 계산된다.

대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 최대 적용 가능한 IVC의 범위는 540 ~ 630(°CA)로 판단된다.

P_{mi} 는 부분 부하에서와 마찬가지로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 증가에 따라서 함께 증가하는 경향을 확인할 수 있다. IVC 540(°CA)에서 P_{mi} 는 0.8 bar 증가하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 P_{mi} 는 1.0 bar 증가하였다.

BDC를 기준으로 동일한 크랭크 각도를 앞당기거나 늦춘 EIVC와 LIVC의 경우를 비교해보면 부분 부하에서와 마찬가지로 EIVC가 LIVC에 비해 높은 과급압력과 과급기 효율을 요구하며 부분 부하에서보다 더욱 차이가 커진 것을 확인할 수 있다.

P_{max} 는 188.1 ~ 192.3 bar 범위에서 산출되었으며 공장시운전 결과값인 182 ~ 193 bar에 근접한 것으로 보아 제한사항은 없을 것으로 판단된다.

100% 부하(RPM 1,000) 조건에서 EIVC 및 LIVC를 적용하였을 때 T_{max} , NOx 및 SFOC의 변화는 Table 5.9, Fig 5.19, Fig 5.20과 같다.

Table 5.9 Simulation Results(T_{max} , NOx, SFOC) @ 100% load

IVC (°CA)	T_{max} (K)	NOx (g/kW·h)	SFOC (g/kW·h)	Boost pressure (bar)	η_{tc} (%)
BDC -45	1428.7	3.89	162.2	9.37	97.4
BDC -30	1488.8	5.23	168.8	7.20	83.6
BDC -15	1528.1	6.75	173.4	6.05	75.1
BDC	1556.8	8.40	176.6	5.38	69.2
BDC +15	1592.7	9.75	179.5	4.81	64.3
BDC +30	1614.8	9.99	181.0	4.52	61.6
BDC +45 (ref.)	1614.9	9.55	181.0	4.50	61.2
BDC +60	1602.5	8.32	180.0	4.66	62.6
BDC +75	1579.1	7.22	178.1	4.98	65.5
BDC +90	1544.7	5.59	175.4	5.52	70.3
BDC +105	1500.3	4.81	171.6	6.37	77.4
BDC +120	1448.6	3.10	167.1	7.73	85.0

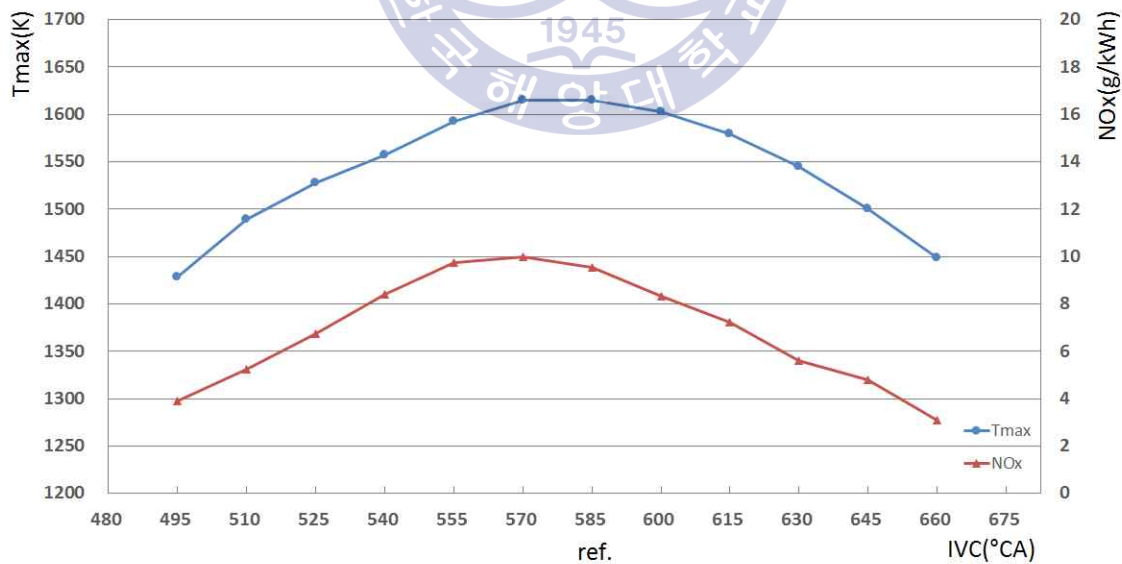


Fig. 5.19 Calculation results for T_{max} and NOx @ 100% load

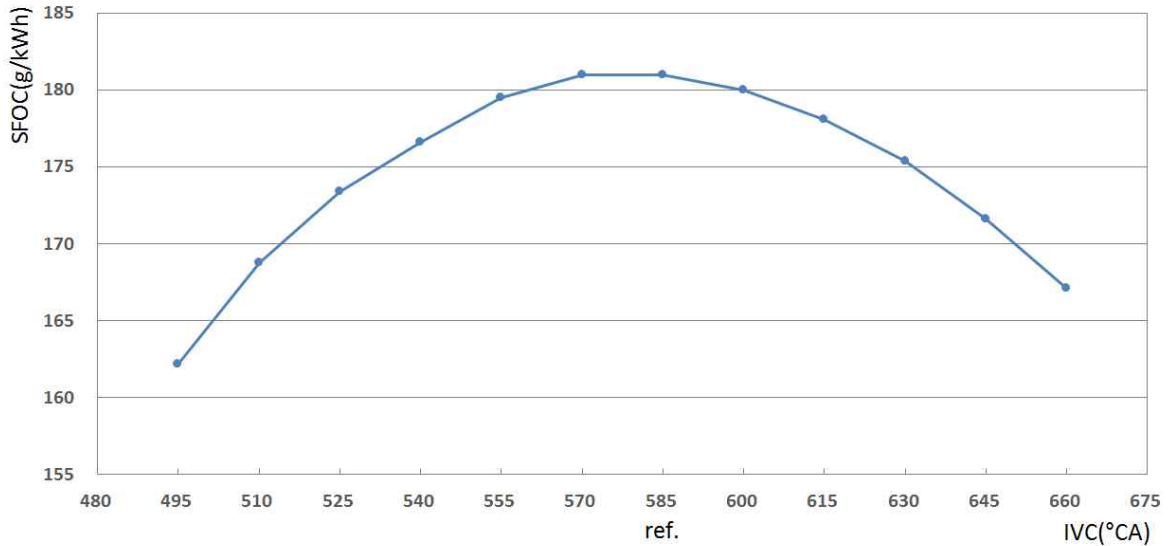


Fig. 5.20 Calculation results for SFOC @ 100% load

T_{max} 및 NOx는 부분 부하에서와 마찬가지로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 과급압력 및 P_{mi} 증가와는 반대로 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 시뮬레이션 결과 산출된 T_{max} 및 NOx의 변화 경향이 서로 유사한 것으로 보아 T_{max} 가 NOx 발생에 큰 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있었다. IVC 540(°CA)에서 T_{max} 는 58.1K, NOx는 1.15 g/kW·h 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 T_{max} 는 70.2K, NOx는 3.96 g/kW·h 감소하였다.

SFOC는 과급압력 및 P_{mi} 변화 경향과는 반대로 대상엔진의 IVC인 585(°CA) 보다 IVC를 앞당기거나 늦출수록 감소하는 경향을 확인할 수 있다. IVC 540(°CA)에서 4.4 g/kW·h 감소하였고 LIVC의 경우 IVC 630(°CA)에서 5.6 g/kW·h 감소하였다.

따라서 대상엔진의 과급기 효율보다 10%의 효율 향상이 가능하다고 가정한다면 100% 부하에서도 IVC 630(°CA)가 최적의 밸브 타이밍으로 판단된다.

제 5 장 결 론

본 논문에서는 000급 함정의 주 추진 엔진으로 탑재 및 운용중인 MAN 12V 28/33D STC 엔진의 성능을 4행정 기관 성능예측 시뮬레이션 프로그램을 통해 예측하였다. 밀러 사이클의 효과를 극대화 하기 위하여 대상엔진에 여러 가지 형태의 밀러 사이클을 적용해 보았으며 각각 필요한 과급압력을 산출하고 최고 폭발압력, 평균유효압력, 연료소비율, 실린더 내부 최고온도, NO_x 생성량 및 요구되는 과급기 효율의 변화를 비교 분석하였다.

본 논문의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 시뮬레이션 결과 도출된 최고폭발압력, 평균유효압력, 연료소비율 등의 주요 엔진 성능 변수들이 공장 시운전 결과와의 비교에서 양호한 결과를 나타내고 있는 것을 확인함으로써 프로그램의 신뢰성을 확인하였다.
2. 대상엔진에 밀러 사이클 적용시 평균유효압력이 증가하고 연료소비율, 실린더 내부 최고온도 및 NO_x 생성량이 감소하였다. 따라서 밀러 사이클 효과가 나타났다고 판단된다.
3. BDC를 기준으로 동일한 크랭크 각도를 앞당기거나 늦춘 EIVC와 LIVC의 경우 EIVC가 LIVC에 비해 높은 과급압력과 과급기 효율이 요구되었다. 이는 EIVC는 BDC 이전에 흡기밸브가 닫히기 때문에 흡기밸브의 개방기간이 짧아 충분한 공기가 공급되기 위해서는 높은 과급압력이 필요하기 때문이다. 따라서 실용화 등을 고려하면 LIVC의 경우가 유리할 것으로 판단된다.
4. 밀러 사이클 효과의 극대화를 위해 요구되는 과급압력을 충분히 달성하기 위해서는 고효율의 과급기가 요구되며 이를 위해서는 2단 과급(2-stage turbocharging)의 적용이 필요하다고 판단된다.

참고문헌

- [1] 김동욱, 2002. *군함에 의한 해양오염의 국제법적 규제*, 고려대학교 대학원 법학과 박사 논문, p.2.
- [2] 국방부 · 환경부, 2011. *군 환경과 녹색성장 실천(간부용)*, p.185.
- [3] 조권희, 박권하, 이상득, 김정렬, 최재성, 2012. *선박용 디젤엔진의 배기 저감기술 및 계측*, 다솜출판사, pp.65~204.
- [4] IMO, 2016. *MARPOL 73/78 Annex VI Regulation 13*
- [5] MAN Diesel & Turbo, 2016. *Emission Project Guide*, pp.9~67.
- [6] 이건무, 송호석, 2008. *해양에서의 황산화물 오염 규제에 대한 소고*, 한국해양환경공학회지, Vol.11, No.4, pp.221~226.
- [7] 전효중, 최재성, 남정길, 2011. *내연기관강의*, 효성출판사, p.517.
- [8] Dansk Teknologi, 2010. *Reduction of NOx Emissions from shipping*, pp.8~9.
- [9] MAN Diesel & Turbo Korea, 2016. *Welcome ROK Navy to MAN Diesel & Turbo Korea*, pp.26~54.
- [10] 정찬문, 이종태, 조진우, 1995. *저압축 고폽창 기관의 기술과 개발동향*, 자동차공학회지, Vol. 17, No.1, pp.6~19.

- [11] 박창섭, 1996. 저 압축 고 팽창 기관에 관한 기초 연구, 한국해양대학교 대학원 기관공학과 석사 논문, pp.13~14.
- [12] 최낙정, 최두석, 2013. 내연기관공학, 테크미디어, pp.117~121.
- [13] 김동훈, 김기두, 하지수, 김호익, 김주태, 2002. Miller 사이클을 이용한 중형 디젤기관 성능 개선, 한국박용기관학회지, Vol 26, No.2, pp.249~250.
- [14] 이민호, 2007. 밀러 사이클 기술과 희박연소 시스템에 의한 천연가스 엔진의 성능 향상, 명지대학교 대학원 기계공학과 박사 논문, p.11.
- [15] 이주희, 2007. 밀러 사이클을 적용한 산업용 엔진의 열효율 향상에 관한 실험적 연구, 계명대학교 대학원 자동차공학과 석사 논문, pp.3~4.
- [16] 장태익, 2002. 롱-스트로크 디젤기관의 아트킨슨 사이클화에 의한 열효율 향상에 관한 연구, 성균관대학교 대학원 기계설계공학과 박사 논문, p.8.
- [17] 서문진, 2008. 4행정 사이클 디젤기관의 성능 예측에 관한 연구, 창원대학교 대학원 기계공학과 박사 논문, pp.1~2.
- [18] 전효중, 최재성, 김의간, 1990. 동작가스 유동해석을 위한 수학적 모델링, 연구자료, pp.8~17.
- [19] 최재성, 1989. 흡·배기계통을 포함한 4행정 디젤기관의 성능예측 시뮬레이션 프로그램의 개발, 한국박용기관학회지, Vol.13, No.3, pp.250~257.
- [20] 배병렬, 남정길, 최재성, 1999. 디젤기관의 연소실내 NO 생성농도 예측에 관한 연구, 한국박용기관학회지 제23권 제4호, pp.543~551.

- [21] 배진우, 이지웅, 정균식, 최재성, 2015. 선박용 디젤엔진의 2단과급 시스템 설계를 위한 매칭성능 예측, 한국마린엔지니어링학회지, Vol.39, No.6, pp.626~632.
- [22] 최재성, 2015. 내연기관특론, 한국해양대학교 기관공학과 대학원교재, pp.50~78.
- [23] MAN Diesel & Turbo, 2015. *MAN V28/33D STC Project Guide - Marine, Four-stroke diesel engine compliant with IMO tier II and EPA Tier 2*
- [24] Yi Cui, Zhilong Hu, Kangyao Deng, Qifu Wang, 2014. *Miller Cycle Regulatable, Two-Stage Turbocharging System Design for Marine Diesel Engines*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.136, p.022201-7.



감사의 글

지난 2년간의 시간을 되돌아보며 본 논문을 마무리하고자 합니다.

학부 및 대학원 수업과 마린엔지니어링 학회장 임무로 바쁜 일정들 속에서도 논문이 완성될 수 있도록 아낌없는 조언을 해주신 최재성 지도교수님께 진심으로 감사의 인사를 드립니다. 그리고 논문의 완성도를 위해 성심성의껏 지도해주시고 심사해주신 조권희 교수님, 길병래 교수님께도 깊은 감사의 인사를 드립니다. 또한 알찬 수업으로 연료전지 시스템에 대해 눈을 뜨게 해주신 김명환 교수님, 조선·해양분야에 대해 국제적인 시야를 갖게 해주신 이강기 교수님께도 진심으로 감사의 인사를 드립니다.

2년간의 위탁교육 기간 동안 내연기관 연구실에서 즐겁고 보람찬 시간을 보낼 수 있도록 많은 도움을 주신 정균식, 노범석, 이지웅 선배님께 감사드리며, 특히 사관학교 기수로는 후배이지만 연구실 선배로서 대학원 생활의 멘토 역할을 해준 백현민 소령(진)에게 깊은 감사의 말을 전합니다. 함께 대학원 생활을 하며 많은 도움을 주신 한기영·장민국씨, 임안·장지우 소령, 정창식 대위, 김다름 대위(진)에게도 깊은 감사를 드립니다. 또한 열악한 인력 운용 사정에도 학업의 기회를 제공해주신 해군에 진심으로 감사의 인사를 드립니다.

항상 자식이 잘되기를 바라시며 기도해주시는 아버지·어머니, 언제나 많은 사랑과 도움을 주시는 장인어른·장모님, 조카를 많이 사랑해주는 처남에게도 마음 속 깊이 감사의 인사를 드립니다. 또한 어린 시절부터 손자를 사랑으로 아껴주시다가 안타깝게도 위탁교육 기간 중에 세상을 떠나신 외할머니께 진심으로 감사의 인사를 드립니다.

마지막으로, 지난 2년간의 위탁교육 기간 동안 남편만 바라보고 가족들을 위해 헌신적으로 노력한 아내와 위탁교육 기간 중에 우리 가족에게 찾아온 보물, 사랑스러운 아들 찬유와 함께 이 기쁨을 나누고 싶습니다. 감사합니다.

해군본부 보안성 검토필, 해군본부 인사참모부 인사기획과-5327호('16.12.22.)