



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](#)

2022 년 2 월

석사학위논문

오프로드 모빌리티용 800cc 소형
가솔린 엔진의 노킹 예측 및 점화시기
최적화에 대한 수치적 연구

조선대학교 대학원

기계공학과

김 승 민

오프로드 모빌리티용 800cc 소형
가솔린 엔진의 노킹 예측 및 점화시기
최적화에 대한 수치적 연구

A numerical study on prediction and optimization of
knocking under 800cc down-sized gasoline engine for
off-road mobility

2022년 2월 25일

조선대학교 대학원

기계공학과

김 승 민

오프로드 모빌리티용 800cc 소형
가솔린 엔진의 노킹 예측 및 점화시기
최적화에 대한 수치적 연구

지도교수 박 정 수

이 논문을 공학석사학위신청 논문으로 제출함

2021년 10월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 승 민

김승민의 석사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 조 흥 현 印

위 원 조선대학교 교수 오 동 욱 印

위 원 조선대학교 교수 박 정 수 印

2021년 12월

조선대학교 대학원

CONTENTS

CONTENTS	i
LIST OF FIGURES	iv
LIST OF TABLES	viii
INDEX	ix
ABSTRACT	xi

I . INTRODUCTION

A. Research background	1
1. Spark ignition engine	7
2. Turbocharger	8
B. Research trends	10
C. Research objective	15

II . NUMERICAL METHODOLOGY

A. Modeling overview	16
-----------------------------------	----

B. Experimental set up 18

C. Detailed 1D modeling 19

III . MODELING THEORY

A. Two-zone model 21

B. Extended zeldovich mechanism 24

C. Knock analysis 25

D. Design of experiment 28

1. Full factorial design 29

2. Quadratic polynomial regression analysis 30

3. Multi objective pareto optimization 31

IV . RESULTS AND DISCUSSION

A. Comparison of 1D simulation and Experimental results · 33

B. Effect of operating parameters 35

1. Effect of spark timing 35

2. Effect of boost pressure..... 42

3. Effect of intake valve overlap	54
C. Multi objective pareto solution	60
V . CONCLUSIONS	69
REFERENCES	75

LIST OF FIGURES

Figure 1 Changes in the number of vehicle registration in south korea.....	2
Figure 2 Emissions by the source of air pollutants nationwide and in the metropolitan area (2016)	2
Figure 3 Comparison of non-road vehicle Tier regulations and passenger/commercial vehicle Euro regulations	5
Figure 4 Spark ignition engine	7
Figure 5 Turbocharger	9
Figure 6 Overall process of numerical study for off-road MPI Turbo SI engine	16
Figure 7 Schematic diagram of Engine testing device from KATECH, south korea	18
Figure 8 1D-model map	20
Figure 9 Two-zone and Equation the induction time integral diagram.....	25
Figure 10 Process to design of experimental	28
Figure 11 Quadratic polynomial regression analysis.....	30
Figure 12 Reference 1-D model simulation results ($\pm 5\%$)	34

Figure 13 (a) Knocking occurrence, torque change and NOx emission amounts according to spark timing change at 1600 rpm 39

Figure 13 (b) Knocking occurrence, torque change and NOx emission amounts according to spark timing change 1800 rpm 40

Figure 13 (c) Knocking occurrence, torque change and NOx emission amounts according to spark timing change 2500 rpm 41

Figure 14 (a) Predicting knocking phenomenon according to changes in spark timing and boost pressure. at 1600 rpm 45

Figure 14 (b) Predicting NOx amounts according to changes in spark timing and boost pressure at 1600 rpm 46

Figure 14 (c) Predicting torque tendency according to changes in spark timing and boost pressure at 1600 rpm 47

Figure 15 (a) Predicting knocking phenomenon according to changes in spark timing and boost pressure. at 1800 rpm 48

Figure 15 (b) Predicting NOx amounts according to changes in spark timing and boost pressure at 1800 rpm 49

Figure 15 (c) Predicting torque tendency according to changes in spark timing and boost pressure at 1800 rpm 50

Figure 16 (a) Predicting knocking phenomenon according to changes in spark timing and boost pressure. at 2500 rpm 51

Figure 16 (b) Predicting NOx amounts according to changes in spark timing and boost pressure at 2500 rpm	52
Figure 16 (c) Predicting torque tendency according to changes in spark timing and boost pressure at 2500 rpm	53
Figure 17 (a) Torque and NOx tendencies according to changes in IVO at 1600 rpm	57
Figure 17 (b) Torque and NOx tendencies according to changes in IVO at 1800 rpm	58
Figure 17 (c) Torque and NOx tendencies according to changes in IVO at 2500 rpm	59
Figure 18 (a) Torque sensitivities of operation parameters	62
Figure 18 (b) NOx sensitivities of operation parameters	63
Figure 19 (a) Pareto optimum solution according to Brake torque and BSNOx	64
Figure 19 (b) Design points of pareto optimum solution	65
Figure 20 (a) Pareto optimum solution at design points 1 (maximized Brake torque) and 4 (minimized BSNOx) under spark timing ..	66
Figure 20 (b) Pareto optimum solution at design points 1(maximized Brake torque) and 4(minimized BSNOx) under boost pressure	67
Figure 20 (c) Pareto optimum solution at design points 1 (maximized	

Brake torque) and 4 (minimized BSNO _x) under intake valve overlap	68
Figure 21 (a) Comparison of Pareto Solution and DoE Simulation Results at 1600 rpm	72
Figure 21 (b) Comparison of Pareto Solution and DoE Simulation Results at 1800 rpm	73
Figure 21 (c) Comparison of Pareto Solution and DoE Simulation Results at 2500 rpm	74

LIST OF TABLES

Table 1 Advance research	14
Table 2 Engine specification	17
Table 3 Experimental conditions for Gasoline MPI Turbo SI engine	19
Table 4 a_i to f_i model constants	27
Table 5 Input variables and ranges	29

INDEX

1D	One-dimensional
3D	Three-dimensional
aTDC	After top dead center
CA	Crank angle
CAFÉ	Corporate Average Fuel Economy
CO	Carbon monoxide
DI	Direct injection
DOC	Diesel oxidation catalyst
DoE	Design of experiment
DPF	Diesel particulate filter
DPI	Dual port injection
EVC	Exhaust valve closed timing
GA	Genetic algorithms
IVO	Intake valve opening timing
MO	Multi-objective
MOGA	Multi-objective genetic algorithm
MOP	Maximum intake valve opening position
MPI	Multi point injection
NA	Naturally aspirated
NO _x	Nitric oxides
PFI	Port fuel injection
PM	Particulate matter
RON	Research octane number
SCR	Selective catalytic reduction
SI	Spark ignition
SITurb	SI Turbulent Flame combustion model
UTV	Utility terrain vehicles

VCR	Variable compression ratio
VVT	Variable valve timing
WGT	Waste gate turbocharger
WOT	Wide-open throttle

ABSTRACT

A numerical study on prediction and optimization of knocking under 800cc down-sized gasoline engine for off-road mobility

SEUNGMIN KIM

Advisor : Prof. JUNGSOO PARK, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

This study uses 1D-simulation to develop off-road gasoline MPI turbo engine. The SI Turbulent flame model of GT-suite, an operational performance predictable program, present turbocharger matching and operation optimal design points. In order to optimize engine performance, SI Turbulent model use three operation parameters of spark timing, intake valve overlap, and boost pressure. Spark timing, one of the variables, determines the initial state of combustion and thermal efficiency as the main variables of the engine. The maximum brake torque (MBT) point can be identified for spark timing, and abnormal combustion phenomena such as knocking can be identified. The parameter spark timing is related to engine performance and emissions of exhaust pollutants is predictable. If the spark timing is set to variables, engine performance and emissions can be relationship confirmed

and predicted. Intake valve overlap can predict performance and exhaust gas by controlling air flow and combustion chamber flow, and can control performance by grasping the flow in cylinder. In addition, criterion can be set to take into account the optimum operating point of the non-road vehicle while investigating the performance and exhaust gas emissions accompanying changes in boost pressure. With these parameters, DoE (Design of Experiment) of 1D-simulation is performed and the driving performance and knocking phenomenon for each RPM are predicted during WOT(Wide Open Throttle) of gasoline MPI Turbo SI engine. The Multi-Objective Pareto technique was also used to optimize engine performance and emissions of exhaust gases, and to present optimized design points for the target engine, the downsized gasoline MPI Turbo SI engine. The results of the Pareto optimal solution showed a torque increase of maximum 12.78% and a NOx decrease of 54.31%.

I . INTRODUCTION

A. Research background

대한민국은 2014년 기준 미국, 독일, 일본, 중국을 이어 5번째로 큰 자동차산업국이라는 지위를 유지하고 있다. 자동차산업은 반도체 산업과 함께 더불어 국가 경제를 주도하는 국가 기간산업으로 빠른 속도로 성장하고 있다. 이러한 빠른 성장은 국민 경제에 크게 기여 하면서 소득 증가와 더불어 자동차 보유 대수 또한 급증시키고 있다. Fig. 1은 우리나라 자동차 등록 대수의 변화를 그래프로 표현한 것으로 2020년 자동차 등록 대수는 2000년에 비해 2배 이상 상승한 것을 확인 가능하다. 이처럼 일상생활을 하는데 있어 자동차의 영향이 상당히 빠르게 증가하고 있음을 알 수 있다.

자동차의 보급으로 일상생활에 미치는 편리함은 증가하였지만 이와 반대로 자동차가 배출하는 배기가스로 인하여 대기오염 등 각종 공해가 중대한 사회문제를 발생시키고 있다. 과거 산업, 난방, 발전 등이 대기오염의 주된 원인이 되었다면 현재는 도시 대기오염의 주범으로 승용/상용 자동차가 공해를 일으키는 대표적인 주범으로 지목되고 있다. Fig. 2는 2019년에 발표된 미세먼지 종합관리 보고서의 발췌한 그래프로 대기오염 물질 중 하나인 질소산화물(NOx) 배출에 있어 수송 부문(On & Off-road 포함)이 전체 배출량의 75%를 차지하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 자동차의 배기가스 오염물질은 직, 간접적인 영향으로 환경뿐만 아니라 인체에 영향을 준다.

특히 배출가스 중에 매연(soot)으로 대변되는 입자상물질(Particulate matter, PM)은 도시에서 발생할 수 있는 다른 입자들보다 많은 빛을 흡수할 수 있기 때문에 대기 및 시야를 탁하게 만들 뿐만 아니라 흡입을 하게 되면 인체 호흡기에 흡착되어 호흡기 질환을 유발하게 된다. 또한 질소산화물(NOx)은 광화학 스모그, 산성비 및 오존(O₃) 발생 원인이 된다. 이러한 배기가스 오염물질들은 상기 작용, 상승작용 및 길항작용 등 상호작용을 통해 예측하기 어려운 복합물질을 생성함으로써 환경과 인체에 영향을 미치고 있는 중이다. 이와 관련하여 포드 자동차의 수석 연구원이었던 Richard Parry-Jones는 “우리는 현재 생태계를 시

형 하고 있는 중이다.” 라 언급하면서 대기오염으로 인하여 우리의 생활을 변화 되고 있음을 알렸다.

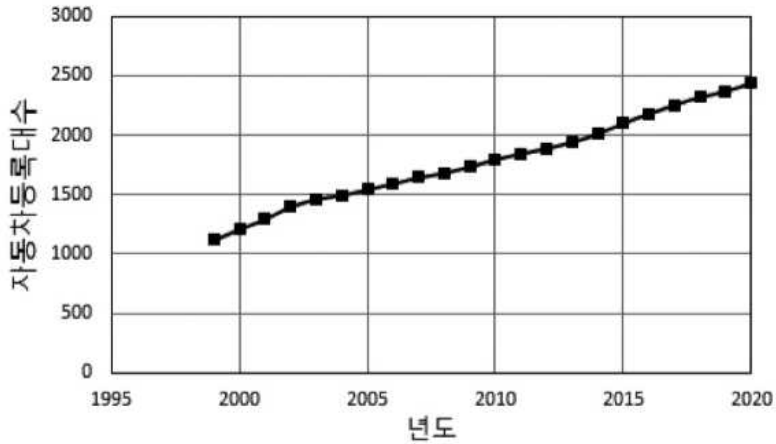


Figure 1 Changes in the number of vehicle registration in south korea
(출처 : 국토교통부 자동차등록현황보고)

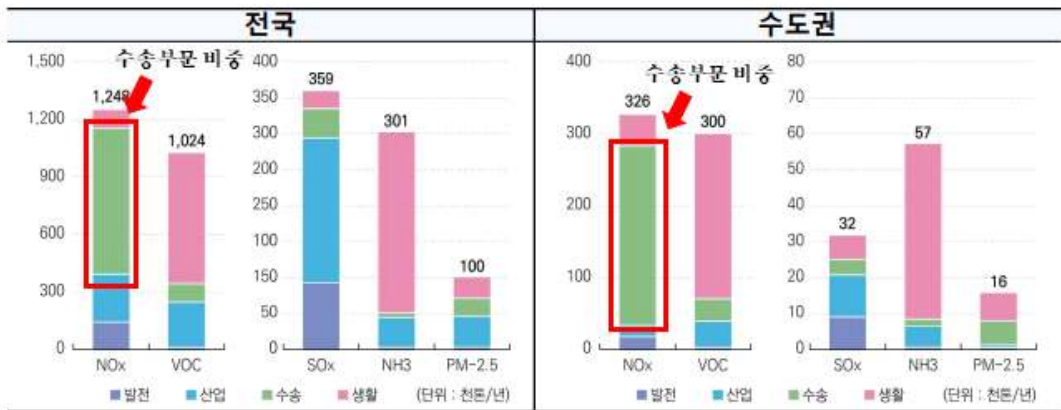


Figure 2 Emissions by the source of air pollutants nationwide and in the metropolitan area (2016)

하지만 일상생활의 편리함과 산업적인 측면 때문에 내연기관 차량 보급은 우리나라 뿐만 아니라 전 세계적으로 증가되고 있는 추세이다. 메사추세츠 공과대학

(MIT)의 기계공학과 교수 존 헤이우드(John Heywood)는 “2050년까지 경량 차량의 60%가 내연기관에 의존할 것이며, 그 일부가 하이브리드 시스템과 터보차저를 탑재할 것이고, 배터리 전기차(BEV) 판매량은 전체 15%로 추정된다.” 이야기하며, 내연기관에 대한 의존은 계속될 것으로 예상했다.

이에 따라 전 세계는 경각심을 가지고 대기오염을 줄이기 위하여 EURO 6 또는 Tier-5 등 강력한 배기가스 규제를 강화 시키고 있다. 우리나라의 경우 2005년 EURO 3 규제가 도입이 된 이후 유럽과 미국의 강화된 규제에 맞춰 적용하고 있다. 승용/상용 자동차산업은 배기가스 내 오염물질 저감을 위한 엄격한 규제에 대응해야 하는 과제에 직면해 있으며, 이를 해결하기 위해 화석연료인 디젤과 가솔린에서 벗어난 친환경 연료로의 전환 또는 하이브리드 차량이나 연료전지 차량 그리고 전기차량으로의 전환을 서두르고 있다. 또한 Yoon과 Park이 lambda 및 boost pressure, 수소 첨가를 통해 HCCI(Homogeneous charge compression ignition)엔진의 운전 영역 확대를 확인했던 연구와 같이 새로운 연소 기술개발 또는 후처리장치 등 배기가스 배출 저감을 위한 연구를 진행 중에 있다.[1],[2]

하지만 트랙터나 UTV(Utility terrain vehicle)와 같은 농업용 차량 즉 off-road용 차량은 작업환경 특성상 상당한 부하/고출력 조건에서 작업을 수행하며, 작업 환경에 따라 급격한 부하변동이 빈번하며, 연료의 경제성으로 인하여 디젤엔진을 주된 기관으로 사용하고 있다. off-road 차량의 디젤엔진은 질소산화물(NOx), 일산화탄소(CO), 입자상물질(PM) 등 대기오염을 유발하는 물질을 배출하는데, 승용/상용 자동차산업에 비하여 낮은 규제를 적용 받고 있었다. Fig. 3은 비도로용 차량의 대표적 배기 규제인 미국의 Tier 4-final 규제 내용과 EURO 규제와 PM 및 NOx를 비교한 그래프이다. 두 규제를 비교한 결과를 확인하면 비도로용 배기규제는 승용/상용차량 배기규제에 비해 늦게 등장한 반면, 지속적으로 격차가 줄어들음을 확인할 수 있으며 Tier-4 규제가 활성화되는 시점에서는 Euro 규제와 비슷한 양상으로 흘러가는 모습을 확인할 수 있다.[3] 더 나아가 현재는 Euro 기준과 일치하는 비도로용 규제인 Tier-5을 적용하기 위한 준비 중에 있다. 이에 따라 off-road 차량의 디젤엔진은 배기가스 오염물질 저감을 위하여 DOC(Diesel oxidation catalyst), DPF(Diesel particulate filter) 및 SCR(Selective catalyst reduction) 후처리장치를 장착하는 방법을 사용하여 배출

물질을 줄이는 노력을 하고 있다. 하지만 대형 off-road 차량은 후처리장치를 장착 하는데 있어 용이하나 소형 off-road 차량은 DPF와 더불어 SCR에 필요한 요소수 저장용기 등 커지는 부피에 대응하기 힘들며, 더불어 혹독한 작업 환경과 교체 주기가 빠른 off-road 차량에 장착하여 사용하기에는 고가의 장치이다. 이러한 디젤엔진의 후처리장치는 가격적인 측면에서 경쟁력이 낮게 평가되고 있으며, 또한 작업 환경에서 정비 상황이 생겼을 경우 가솔린엔진 대비 디젤엔진은 복잡한 정비 과정과 소요시간이 오래 걸린다는 단점을 가지고 있다.

Tier 4 Final (2014)

Max Engine Power (kW)	PM	NO _x	NMHC	NO _x +NMHC	CO
	(g/kWh)				
< 19	0.40	-	-	7.5	6.6
19 - 56	0.03	-	-	4.7	5.0
56 - 130	0.02	0.40	0.19	-	5.0
130 - 560	0.02	0.40	0.19	-	3.5
> 560 (generator sets)	0.03	0.67	0.19	-	3.5
> 560 (all except generator sets)	0.04	3.50	0.19	-	3.5

EURO 규제치와의 비교

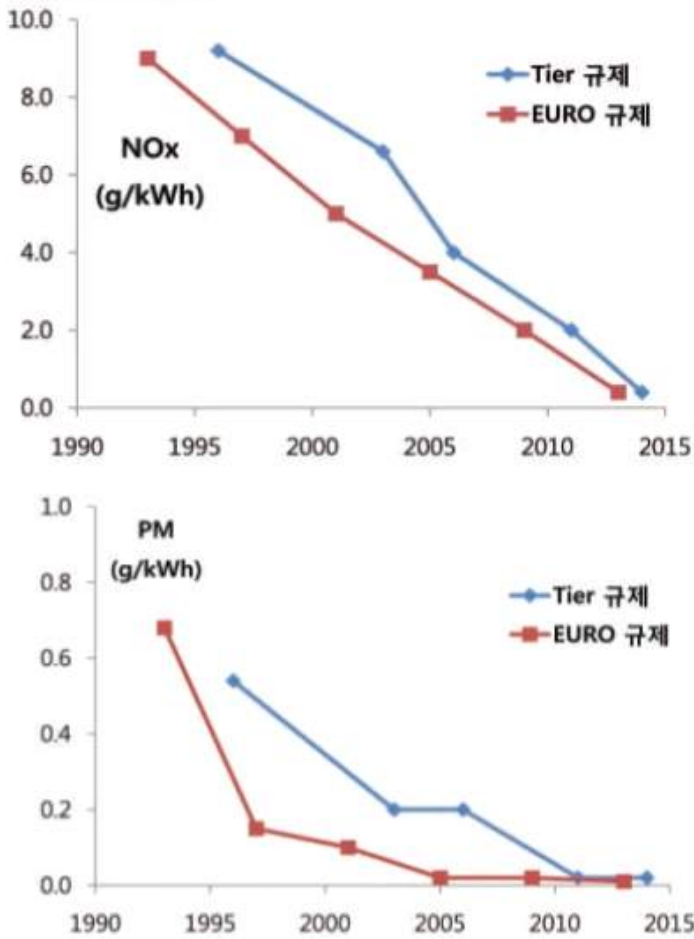


Figure 3 Comparison of non-road vehicle Tier regulations and passenger/commercial vehicle Euro regulation

이러한 점에서 디젤엔진 대비 배출가스 대응이 용이하고, 디젤엔진 후처리장치보다 가격 경쟁력 있는 정화시스템을 사용하는 가솔린엔진으로의 대체가 주목받고 있다. 하지만 가솔린엔진은 저속에서 낮은 출력과 토크를 가지는 단점이 있는데 이를 보완하기 위하여 터보차저를 장착한 고성능 가솔린엔진의 개발이 필요로 하다.

본 저자는 강화된 비도로용 배기가스 규제에 대응을 위한 down-sized 800cc 가솔린 MPI 터보 엔진의 최적화 시키기 위하여 연구 진행하였다. 또한 성능과 배기가스 배출에 영향을 주는 spark timing, boost pressure, intake valve overlap을 변화를 주어 WOT(Wide-open throttle)영역에서 Parametric study를 진행한다. 그 과정에서 Knock 현상과 같은 이상연소현상을 미리 예측을 하며 최적 조건들을 결정한다. 마지막으로 최적화 과정을 통해 규제에 대응할 수 있는 토크 향상과 배출가스 최저 배출이 가능한 최적점을 제시한다.

1. Spark ignition engine

SI엔진은 오토(Otto)사이클의 기본 작동원리를 가지고 있으며, 주로 가솔린엔진에 사용되는 방식이다. 연소실에 들어가기 전 연료와 공기가 혼합된 상태로 들어가며, 연소과정은 점화(Ignition)와 화염발달(Flame development), 화염전파(Flame propagation), 화염종결(Flame termination)로 나눌 수 있다. 연소실에 들어간 혼합물은 피스톤에 압축되며, 압축 말기 즈음에 형성되는 점화와 화염 발달은 화염속도가 느리게 형성되어 smooth combustion이라고도 불리며 초기연소율을 결정짓는 중요한 단계이다. 이후 Spark plug에 의해 점화되면서 화염이 전파되어 연소가 이루어지는데, 이때 발생하는 열에너지를 기계에너지로 변환하면서 유효한 일을 하는 엔진을 SI엔진이라고 한다.

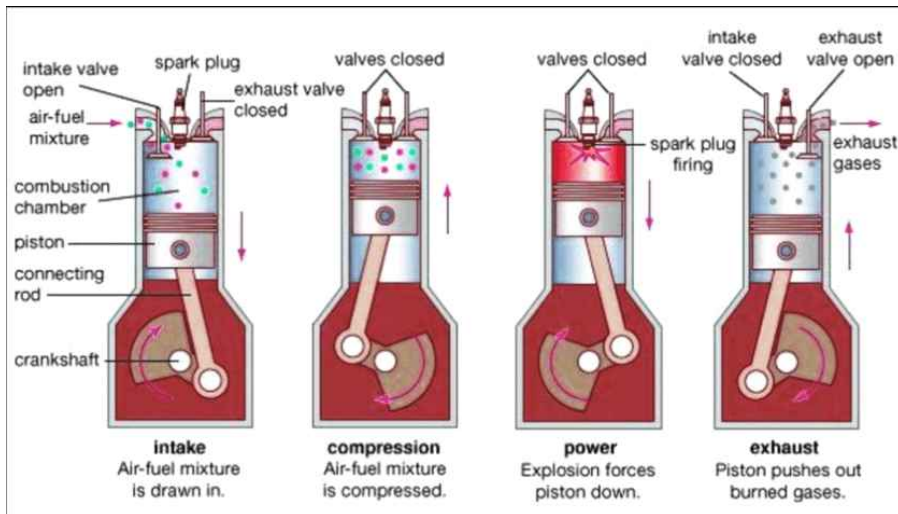


Figure 4 Spark ignition engine

SI엔진은 분사방법에 따라 분류가 된다. 포트에 연료를 분사하는 PFI(Port Fuel Injection), 디젤엔진과 같이 직접 실린더에 연료를 주입하는 DI(Direct Injection)형식과 이 둘의 방식을 접목한 DPI(Dual Port Injection) 형식으로 크게 분류가 된다. 이번 연구에 사용된 엔진의 형식은 PFI 형식에 포함되는 MPI(Multi Point Injection)이며, Turbo MPI 엔진에 대한 연구를 진행한다.

또한 CI(Compression ignition)보다 비교적 느린 연소속도를 지니지만 진동과 소음이 적으며 엔진의 회전이 부드럽다. 그리고 디젤엔진의 폭발성과 압축성을 비교했을 때 상대적으로 부족하지만, 엔진을 빠르게 작동시킬 수 있어 속도를 높이는 데 유리하며, 토크는 디젤엔진에 비해 낮은 경향을 가지나 출력이 높은 특징을 가지고 있다. 그리고 삼원촉매(Three-Way Catalytic, TWC)를 사용하여 대기오염의 주원인인 NOx, CO, PM을 줄일 수 있으며 예혼합을 통해 PM배출이 적다는 장점을 가진다. 그러나 고온 고압에 의해 압축된 혼합물이 점화 플러그에 의해 점화되지 않고 이상연소현상인 Knock현상이나 pre-ignition이 발생하는 문제가 있어 압축비를 높이는 데 제한이 있으며, Throttle valve에 의해 펌핑 손실(Pumping loss)이 발생하여 효율이 저하되는 단점이 있다.

2. Turbocharger

터보차저는 터보와 슈퍼차저를 합성한 단어로 터빈과 여기에 직결된 컴프레서로 구성되어 있다. 배기가스의 힘으로 터빈을 회전시키고 터빈의 회전력으로 압축기를 작동하여 흡입되는 공기를 압축시켜 실린더로 보내 출력을 높이는 장치이다. 터보차저는 Variable geometry turbocharger (VGT)와 Waste gate turbocharger (WGT)로 2가지로 구분할 수 있다. 현재 비도로용 차량 엔진에는 WGT기술을 적용하고 있다. WGT기술은 배기유량이 많아져 과급압이 어느 압력 이상 증가될 때 배기가스 일부를 바이패스 시켜 터빈으로 공급되는 유량을 차단하면서 터빈의 과회전과 펌핑손실을 막는 기술이다. 하지만 엔진 초기 구동과 저부하에서 배출되는 배기가스 유량이 부족하여 원활한 컴프레서 운용이 안되는 단점을 가지고 있다. 이에 반면에 VGT는 vane 각도, 즉 터빈의 날개 각도를 조절해줌으로써 터빈에 공급되는 배기가스의 유동 특성에 변화를 주어 다양한 엔진운전영역에서 과급압을 조절할 수 있는 기술을 말한다.

터보차저는 주로 디젤엔진에서 사용 되어 왔다. 디젤은 연료가 희박한 상태에서 운전이 되는데, 실린더 내 산소를 다 태우지 못하기 때문에 터보차저를 통해 밀도가 높은 압축된 공기를 실린더 내로 유입시키면서 더 많은 연료를 태울 수 있고 엔진 단위 부피당 토크를 증가시킬 수 있는 매력적인 장치이다.

SI 엔진에서도 엔진의 출력을 높이기 위해 사용하게 되었는데, 엔진의 소형화 (down-sized)와 저속화(down-speeding)에도 효과가 있고, 그에 따른 연료 소비 감소 효과를 가능하게 하는 터보차징 기술이 기존의 자연 흡기 엔진을 대체하고 있는 중이다.

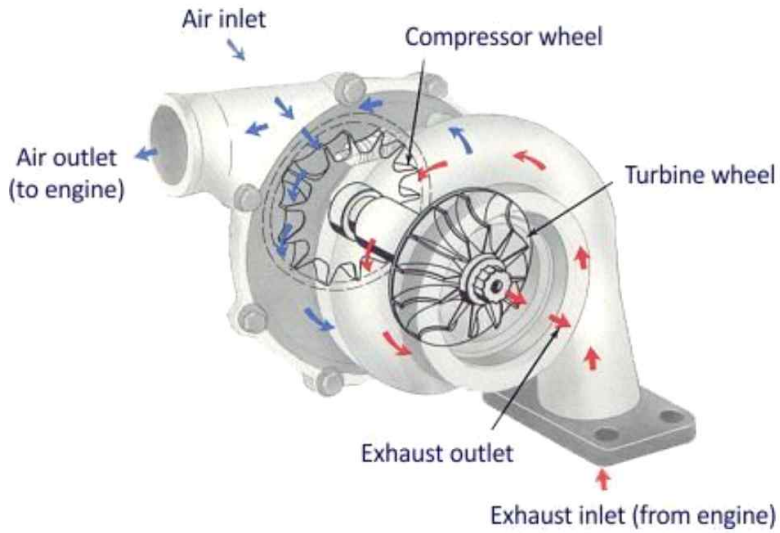


Figure 5 Turbocharger

B. Research trends

Heywood는 엔진의 파워를 증가시키는 파워 부스팅의 여러 방법 중 하나로 터보차저를 소개했다. 터보차저의 터빈은 엔진의 배기 유동 에너지를 이용하여 압축기에 동력을 제공하고, 공기를 높은 밀도로 압축하여 연소실에 공급한다. 높은 밀도로 공급된 공기는 연소되면서 파워가 증가된다.[4] Shin et al.은 비도로용 차량에 WGT와 VGT 장착하여 효율 및 특성을 비교 하였으며 [5], Arbab et al.는 바이오 디젤을 이용하여 터보차저를 장착한 엔진과 그렇지 않은 엔진의 결과를 비교했다. 연구 결과에 따르면 터보차저를 장착한 엔진은 터보차저를 장착하지 않는 엔진보다 높은 열효율을 보였다.[6] 또한 Fenely et al.은 가변현상 터보차저 (Variable Geometry Turbochager: VGT)를 저비용 고효율 부스팅 장치로 소개하면서 대기오염에 따른 배기규제에 대응하기 위해 터보차저가 에너지 회수 및 내연기관에서 중요한 역할을 하게 될 것이라 전망했다.[7] 출력향상과 연비 향상에 장점을 가진 터보차저를 CAFÉ(Corporate Average Fuel Economy) 프로그램에 충족시키기 위해 Palowski and Splitter는 RON(Research Octane Number) 증가에 따른 SI 자연 흡기 엔진과 터보차저 엔진 비교 연구하였으며, 터보차저 엔진의 높은 효율을 확인하였고 보편화될 것으로 보았다.[8] 디젤엔진에 터보차저 장착은 가장 보편화된 기술이지만 가솔린엔진의 경우 높은 배기온도로 인한 내구성 강화 문제와 저RPM에서 디젤엔진보다 낮은 흡기량을 가지며, 터보랙과 같은 문제로 가솔린엔진 소비자들은 자연 흡기 엔진을 더 선호하는 경향을 보였다.

하지만 강화된 규제 대응과 저RPM에서도 높은 토크 응답성을 원하는 소비자들의 요구를 만족시키기 위해서는 터보차저의 장착이 필요로 하다. 따라서 효과적인 터보차저를 장착하기 위해 다운사이즈하거나, Yokoyama et al.의 Twin scroll turbine 연구와 Walkingshaw et al.가 진행한 Mono-, multi-scroll turbine 비교 연구를 통하여 다양한 터보차저 효율을 확인한 결과 저RPM에서 높은 부스팅 압력과 엔진 토크 증가 및 터보차저 효율을 확인할 수 있었다.[9][10] 또한 Zi et al.은 1.5L 4기통 가솔린 터보 엔진을 사용하여 터빈과 컴프레서가 독립적으로 분리 및 모터로 구동하는 EBTG(Electric- Booster and Turbo-Generator) 시스템 방식을 연구하여 저속 및 경부하(Light-load)에서 연비 개선 및 성능 향상을 확인하는 등 다양한 방법을 통해 가솔린엔진과 터보차저가 효과적인 결합을 할 수 있는 기술을

연구 하였다.[11] 이렇듯 터보차저를 장착한 가솔린엔진은 꾸준히 증가하고 있는 추세이다.

가솔린엔진은 분사 방법에 따라 분류가 된다. 포트에 연료를 분사하는 PFI(Port Fuel Injection), 디젤엔진과 같이 직접 실린더에 연료를 주입하는 DI(Direct Injection)형식과 이 둘의 방식을 접목한 DPI(Dual Port Injection) 형식으로 크게 분류가 된다. 이번 연구에 사용된 엔진의 형식은 PFI 형식에 포함되는 MPI(Multi Point Injection)이며, Turbo MPI 엔진에 대한 연구를 진행하였다.

Wang et al.은 1.4L MPI 터보 가솔린엔진을 최적화하기 위해 점화 시기, 밸브 타이밍 및 Air-to-Fuel ratio 등을 이용하여 터보차저 매칭을 위한 1D-시뮬레이션 연구를 진행하였다. 연구 결과 노킹 및 배기온도 등을 최적화 및 성능 향상을 확인 하였으며, 개념설계에 있어 정밀도를 높였다.[12] 그리고 Duchaussoy and Barbier은 2L MPI 터보차저 가솔린엔진을 이용하여 RON이 증가할수록 노크 저항성 및 배출가스 저감 그리고 연료 소비율이 향상되는 것을 확인했다.[13] Zhang et al.은 11.6L 6기통 CNG MPI 터보 엔진 연구를 통해 EURO 6에 부합하기 위하여 cooled EGR을 사용하였고 질소산화물 배출 저감을 확인했다. 그리고 엔진 부하에 따라 달라지는 Tailpipe CH_4 와 NH_3 규제 기준을 충족 시키기 위해서 excess air ratio 보정과 ASC 추가 장착이 필요로 하다 분석했다.[14] 또한 중형 LPG MPI 엔진의 기초연구를 한 Kim et al.은 11.1L의 단일기통 엔진을 이용하여, LPLI(Liquid Phase LPG Injection) 시스템을 CFD시뮬레이션 통해 스퀴시 면적에 따른 난류 강도와 피스톤 cavity에 따른 노킹 경향 및 희박연소 한계를 확인하였다.[15] 이처럼 MPI 터보차저 엔진에 대한 연구는 활발하게 진행 중이다.

하지만 위의 연구에서 사용되었던 엔진들을 보면 승용/상용 차량 MPI 엔진의 경우 다른 엔진 대비 사이즈가 크다는 단점이 있다. 따라서 강화된 규제 대응과 동급 엔진 대비 낮은 배기량으로 높은 출력을 충족하기 위해서 MPI 터보차저 엔진의 핵심은 다운사이징 하는데 있다. 엔진 다운사이징을 통해 마찰손실, 연비 및 성능 변화 평가를 수치 시뮬레이션 연구를 진행한 Nozawa et al.은 엔진이 다운사이징 될수록 연비 향상됨을 확인했다.[16] Shibata et al.은 엔진 다운사이징을 통한 Honda Civic 소형차 자연-흡기 1.8L 엔진을 대체할 1.0L 3기통 터보차저 GDI 엔진을 개발하면서 기존 대비 높은 출력과 20% 이상의 연비 개선을 확인했다.[17]

또한 Mastrangelo et al.은 Fiat의 Twinair engine을 개발하는데 있어 높은 연비와 낮은 CO₂ 배출량을 위한 최선의 선택은 2기통 엔진이라 하였다. 1.0L 이하 서로 다른 기통의 다운사이징된 엔진의 열역학적 효율에 대해 비교하였는데, 2기통 적용시 low overall displacement로 높은 수준의 다운사이징이 가능하며 상대적으로 큰 단일 실린더 volume으로 인해 높은 열역학적 효율을 갖는 것을 확인했다. 그리고 다운사이징된 2기통 엔진에 터보차저를 장착함으로써 50% 더 큰 배기량을 가진 NA엔진과 동등한 성능과 25% 향상된 연비를 확인했다.[18] 이렇듯 다운사이징 터보차저 엔진은 더 낮은 배기량에서도 동일 또는 높은 출력을 얻을 수 있다는 장점이 있다. 또한 이산화탄소 배출량과 질소산화물 등 배출가스저감 및 연비향상이라는 친환경적인 측면에서 강조되고 있는 기술이다.

엔진 다운사이징을 하는데 있어 최적화 및 고려해야할 운전 변수들이 많다. 수치해석적 접근을 통해 Eriksson et al.은 이산화탄소 저감을 위한 터보차저 SI엔진 다운사이징 모델링 연구를 진행했다. SAAB 2.3L 터보차저 가솔린엔진을 이용 Mean Value model을 기반으로 하여 스로틀 밸브, 터빈 및 촉매 등 엔진 구성요소 조사하면서 이산화탄소 저감 실험과 다운사이징에 대한 모델 검증을 수행하였으며, 엔진의 구성요소에 대한 변수를 설명하였다.[19] Ahmadi는 엔진 설계에 있어 제약조건 및 운전변수 중 하나인 Valve 타이밍과 관련하여 1D 시뮬레이션 및 GA(Genetic Algorithms)을 통해 4기통 MPI엔진에 대한 VVT(Variable Valve Timing)을 최적화했다.[20] 또한 Su et al.은 이중연료 엔진인 HGRE(Hydrogen-Gasoline Rotary Engine)관련 연구를 진행하면서 Spark Timing을 주요 변수로 생각하고, 수소 농도 및 기본 설정을 고정된 상태에서 타이밍의 변화와 고정된 spark timing에서 수소 농도에 변화에 따른 엔진의 연소 및 배출 특성에 대한 연구를 진행했다.[21] 디젤엔진의 경우 Panda and Ramesh가 분사전략을 주요 변수로 두고, SPI(Single Pulse Injection), PMI(Pilot and Main Injection) 그리고 PMPI(Post Injection along with Pilot and Main Injection) 3가지 분사전략(injection strategies)에 따른 메탄올-디젤 이중연료 연소 영향에 대해 연구했다. Pilot injection 적용은 이중연료의 연소율을 향상시켰고, PMPI는 pilot injection과 post injection 영향으로 연소 안정성과 배기오염물질 배출량을 줄이는 것을 확인했다.[22] 이처럼 엔진의 연소 및 운전을 최적화하기 위해서는 Spark timing, valve timing 또는 overlap, 분사전략, Compression ratio, 엔진의 구성

요소 등 다양한 변수들을 고려하면서 엔진 다운사이징 진행된다.

선행 연구들은 엔진 다운사이징과 터보차저 매칭을 하는데 있어 주로 실험적인 방법으로 연구되어 왔다. 하지만 엔진의 특성상 넓은 운전조건과 고려해야할 변수들이 많아 field 실험으로는 한계가 있다. 이를 보완하기 위해 1D 및 3D 시뮬레이션을 통한 Numerical 분석이 사용된다. Park et al.은 1D 시뮬레이션을 통한 디젤-천연가스 이중연료 엔진 성능을 예측하기 위해 분사타이밍, EGR율, VCR(Variable Compression Ratio) 등 주요 변수들을 선정, LHS(Latin Hypercube Sampling)와 MOP(Multi Objective Pareto) 기법을 사용하여 최대 토크 지점과 BSFC 및 NOx 배출을 최소화하는 설계점을 제시 하였다.[23] Park et al.은 1D 시뮬레이션 기반 DoE(Design of Experimental)을 이용하여 디젤-메탄 이중연료 엔진 성능과 다양한 부하조건에 NOx 배출량에 대해 평가했다. 또한 Pareto 기법을 사용하여 최적화함으로써 BSFC와 NOx 배출량 모두 개선될 수 있는 엔진 제어 전략을 제시했다.[24] Liu and Dumitrescu는 기존의 디젤엔진을 SI 형식의 천연가스 엔진으로 변환하면서 디젤엔진 피스톤 크라운 현상에 의한 천연가스 연소현상 연구를 위해 3D 시뮬레이션을 이용하였다. G-equation(단순연소 모델방정식) 기반 RANs 시뮬레이션 사용하여 스파크 타이밍, Equivalence ratio 및 엔진 스피드와 관련 연소현상 및 천연가스 작동조건에 대해 예측했고, 예측된 성능과 배출가스 영향은 실험결과와 일치함을 보였다.[25] 1D 및 3D 시뮬레이션을 통한 Numerical 연구는 실험에 비해 시간과 비용적인 면에서 더욱 효과적이고, 예측을 통하여 실험의 정확도를 높일 수 있도록 선행 연구로 활용할 수 있다. Table 1은 앞서 확인한 연구 트렌드 외에 추가적인 MPI엔진, 터보차저 및 anti-knock 현상에 대해 선행 연구한 것들을 표로 정리한 것이다.

Table 1 Advance research

Researchers	Research object	Key results
Baker and Waston[26]	MPI엔진 연료 혼합 비교	MPI엔진 연료 혼합 방법을 통해 액체 상태일 때에도 성능과 효율 증가 확인
Wang et al.	1D 시뮬레이션 이용 터보차저 MPI 엔진 최적화	1D 시뮬레이션을 이용하여 최적화 변수 확인 및 개념설계에 대한 완성도 향상 확인
Lee et al.[27]	SI NA엔진과 터보엔진 비교	수소 연료를 통한 NA엔진과 터보엔진의 성능 비교, 터보엔진의 성능 우위와 제한된 부하확인
Tetsui[28]	T1A1 재질 터보차저 개발	850도 이상의 고온에서 버틸 수 있는 재질의 터보차저 개발, 미쯔비시 랜서 차량에 탑재
Lecointe and Monnier [29]	다운사이징된 터보 GDI 엔진 개발	1.8L 다운사이징 터보 GDI 엔진 개발과 3L급 NA엔진과의 성능 비교를 통해 터보 엔진의 성능 우위를 확인
Mastrangelo et al.	다운사이징 MPI 엔진 개념설계	1L급 2기통 다운사이징 엔진 개발 및 개념설계 제시
Duchaussoy et al.	옥탄가에 대한 anti-knock 확인	옥탄가의 비교를 통해 높은 옥탄가일수록 노크 저항성과 성능 향상 확인
Amann and Agler [30]	세탄가에 따른 knock 영향 확인	윤활유 세탄가의 증가는 스파크 타이밍이 지각되더라도 성능 및 노크 저항성에 효과적임을 확인

C. Research objective

본 연구는 혼합도를 향상 시킬 수 있는 MPI형식을 이용하여 친환경적이고, 고성능을 위한 터보차저가 장착된 down-sized된 800cc 가솔린 MPI 터보엔진을 1D 시뮬레이션을 이용하여 대상 엔진의 최적 운전점을 찾는 데 있다. 본 연구에서는 운전 성능과 이상연소현상 및 배기가스 오염 물질량을 예측 가능하도록 지원하는 SI Turbulent Flame 모델을 사용했다. DoE(Design of Experiment) 기법을 사용하여 MBT(Maximum Brake Torque) 점을 찾은 후 선정된 operation parameter들을 통해 최적화를 진행한다. Operation parameter로는 운전 성능에 영향을 미치는 스파크 타이밍, Intake valve overlap 그리고 boost pressure을 선정하였다. 이후 각 RPM 별 운전 성능 및 Knock 현상이 일어나는 지점을 예측하여, 대상엔진의 최적 운전점을 제시한다. 또한 MOP(Multi-Objective Pareto) 기법을 이용하여 비도로용 환경규제에 충족할 수 있는 성능 및 배기가스 배출량에 대한 최적화를 진행한다.

이번 연구를 통해 여러 변수로 제약이 많았던 실험적인 방법을 사용한 선행 연구와 달리 시간과 비용적인 측면에서 효과적으로 대응할 수 있는 1D 시뮬레이션 방법을 사용함으로써 엔지니어 및 연구자에게 있어 최적의 선택을 넓힐 수 있다는 기대효과를 가질 수 있다.

II. NUMERICAL METHODOLOGY

A. Modeling overview

Off-road 차량 MPI turbo SI 엔진의 최적화를 위한 과정은 Fig. 6에 도식화하여 표현했다. 이번 연구에 사용된 엔진은 하나의 실린더에 2개의 흡기밸브와 2개의 배기밸브를 가지고 있으며, Intercooler, Intake manifold, WGT(Waste gate Turbocharger) 등으로 구성된 가솔린 기반 2기통 MPI(Multi-Point Injection) Turbo SI엔진을 대상으로 연구했다. 자세한 엔진의 스펙은 Table 2에 상세한 정보가 있다. 최적화 과정에 대해서는 하위 항목에서 자세히 설명한다.

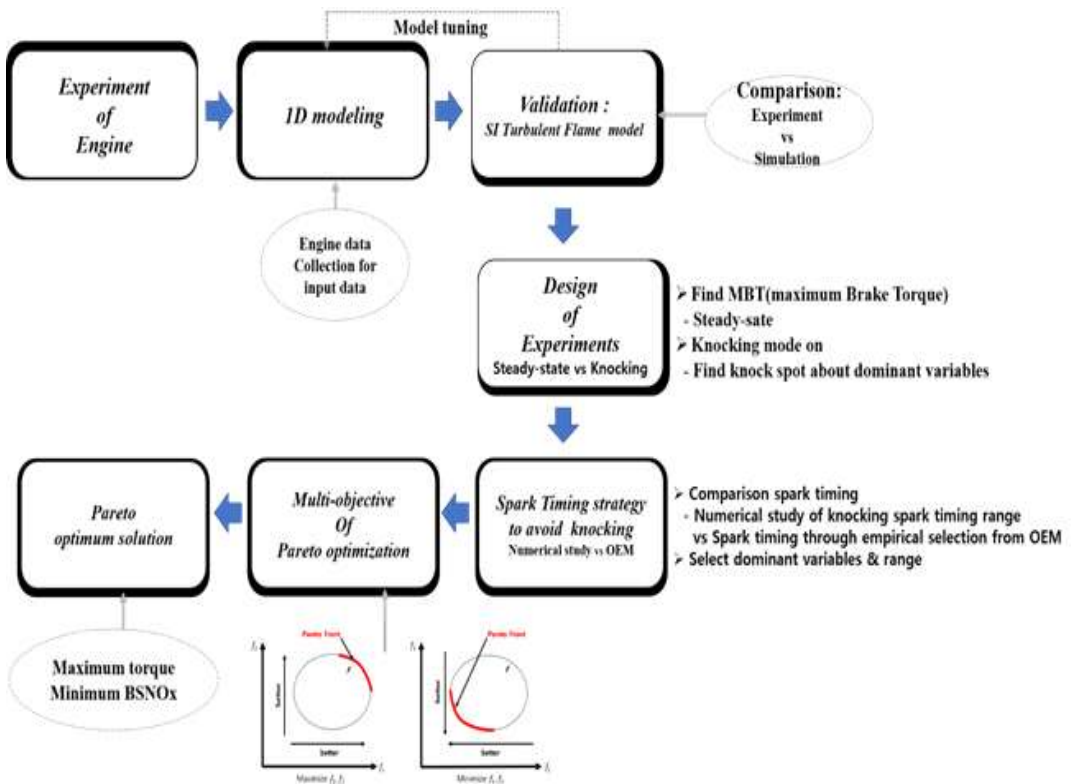


Figure 6 Overall process of numerical study for off-road MPI Turbo SI engine

Table 2 Engine specification

Item	Specification
Engine volume [cc]	798
Cylinder arrangement	2cyl, I-type
Bore * Stroke [mm]	77.4 * 84.8
Compression ratio	9.2
Connecting rod length [mm]	128.4
Wrist pin to crank offset [mm]	10
Firing intervals [CA degree]	360
Injection type	MPI
Max. torque@rpm	124.5 N-m@2500 rpm
Max. power@rpm	56.8 kW@5500 rpm

B. Experimental set up

1D 모델링을 진행하기 전 Input data를 얻기 위해 실험을 진행하였다. Fig. 7는 실험에 사용된 장치들을 설명하기 위한 개략도이다. 실험 장치는 엔진 제어 부분과 엔진 성능 및 배기가스 분석부분 2부분으로 구성했다. 엔진 제어를 위하여 AC Dynamometer(AVL DynoFORCE ASM 1500) 기준으로 Intercooler(AVL ConsysBoost 3000), Fuel(AVL FuelExact PLU 500), Oil(AVL consysLube 50) 및 Coolant(AVL ConsysCool 450) control system으로 구성하였으며, 성능과 배기가스 분석을 위해 Combustion Indicating(AVL Indiset Advanced Gigabit), Exhaust gas(AVL AMA i60) Analyzer를 장착하여 실험을 진행했다. 1600RPM 부터 5500RPM까지 총 10개의 구간에서 WOT(Wide-Open Throttle)를 기준으로 실험을 실시하였고, reference 1D modeling을 위한 data를 얻을 수 있었다.

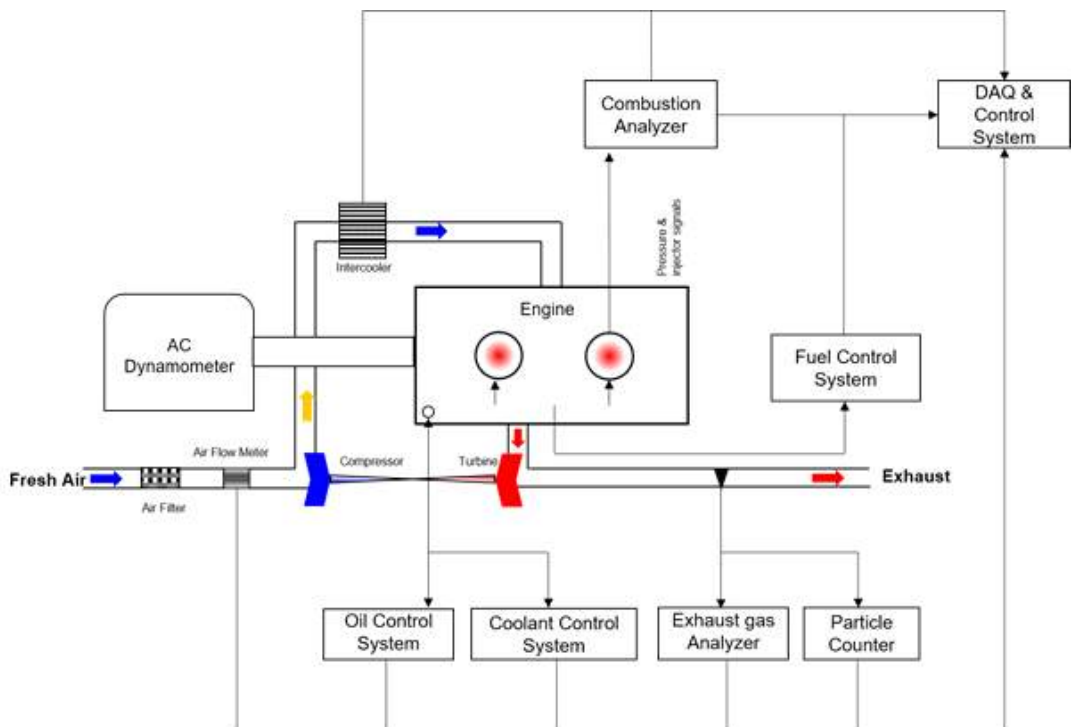


Figure 7 Schematic diagram of Engine dynamo test facility
from KATECH, south korea

C. Detailed 1D modeling

엔진 실험으로 얻어진 데이터를 활용하여 1D 모델링을 진행한다. 1D 모델링 위하여 사용된 프로그램은 개념 설계 상용프로그램인 GT-Suite을 사용하여 1D 모델링을 진행했다. Fig. 8는 GT-suite 이용하여 MPI turbo SI엔진을 묘사한 1D-model map이다. 엔진 작동 매개변수로 엔진 스피드(RPM), 스파크 타이밍, Boost pressure, Intake valve overlap을 사용하였으며, 엔진을 구성하고 있는 Piston head, spark location, connecting rod length, valve lift and diameter, compression ratio 및 Coefficient of friction 등 시뮬레이션에 필요한 제원들을 엔진 제조업체로부터 정보를 제공 받아 사이클 시뮬레이션에 적용하였다. Table 3 에 실험에 사용된 작동조건이 요약되어 있다. 이 중에 실제 작업 다빈도 운전영역 (frequency operating condition)인 1600RPM, 1800RPM, 2500RPM 3구간을 선택하여 최적화를 진행하였다.

Table 3 Experimental conditions for 800cc Gasoline MPI Turbo SI engine

Case no.	RPM	IMEP (bar)	Boost Pressure (bar)	Spark timing (deg)	Peak Cylinder pressure (bar)	Brake torque (N-m)	Pareto solution
1	1600	17.7	1.648	13.5	53.8	101.7	√
2	1800	19.9	1.814	12.8	59.4	113.4	√
3	2000	20.1	1.796	9	60.5	115.4	
4	2500	21.8	1.819	5.4	69.2	124.5	√
5	3000	20.6	1.759	2.3	66.8	121.3	
6	3500	20	1.792	-6	72.6	114.4	
7	4000	19.6	1.846	-8.6	75.5	110.8	
8	4500	19.5	1.851	-11.3	76.3	109.0	
9	5000	18.9	1.844	-14.3	78.9	103.9	
10	5500	18.5	1.850	-17.3	81.2	98.7	

(-) advance

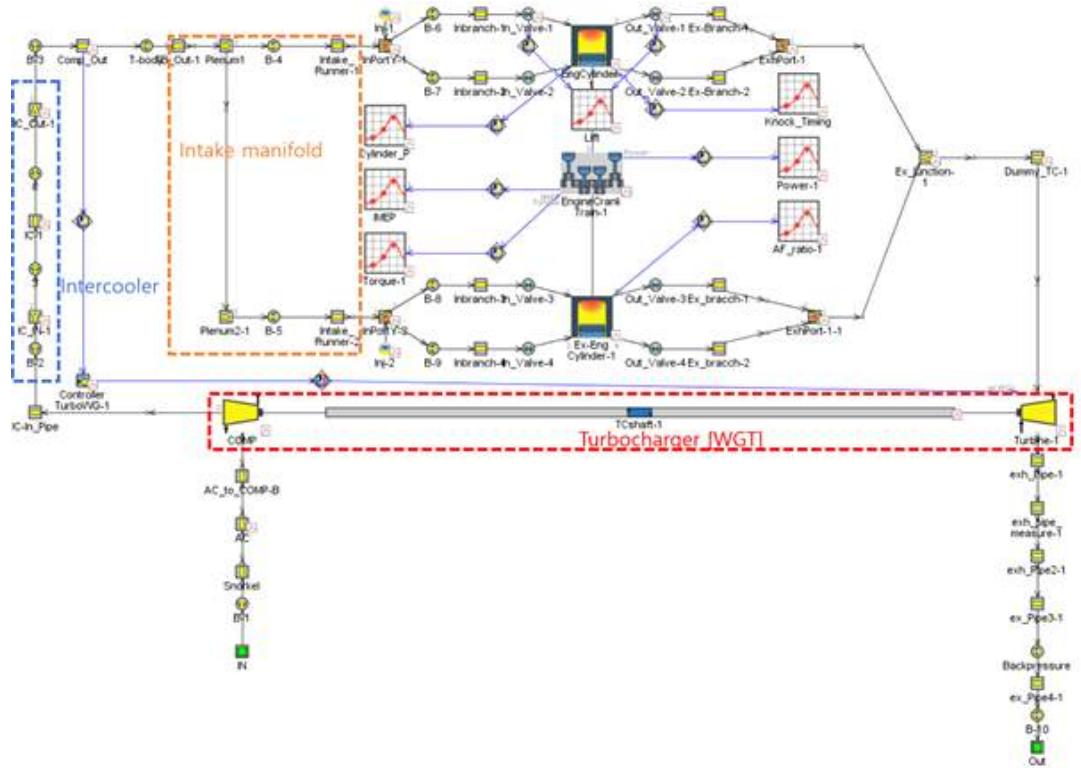


Figure 8 1D model map

III. MODELING THEORY

1D 모델에서 사용된 combustion model은 SI Turbulence Flame(이하 SITurb) combustion model이다. SITurb 모델은 spark ignition 엔진의 실린더 내 연소율, 배기가스 및 노킹 현상을 예측이 가능한 모델이다. 이때 SITurb 모델은 실린더 볼륨을 burned zone과 unburned zone으로 두 구역으로 나누어 각 time step에 따라 연료와 공기의 혼합물이 미연소 구역에서 연소 구역으로 이동한다. 다음은 GT-Suite에서의 연소 계산에 대한 방식이다. [31]

A. Two-zone model

1. SI엔진의 스파크 플러그 점화(또는 DI엔진의 경우 인젝터에서 연료가 분사될 시)를 통해 연소 시작 시 실린더는 unburned zone과 burned zone 2개의 영역으로 나누어 시작된다. 이때 실린더 내부는 이전 사이클에서 남은 미연소 가스 및 EGR 등 모든 잔류가스를 unbrned zone에 포함하여 시작된다.

2. 각 time-step에 따라 연료와 공기가 혼합된 혼합물은 unburned zone에서 burned zone으로 이동하게 된다. burned zone으로 이동하게 된 연료-공기 혼합물의 양은 연소율로 정의되며, 이 연소율은 연소 모델(SI turbulence model)의 계산식에 따라 계산이 된다.

3. 미연소된 연료 및 공기의 혼합과 관련된 주어진 time-step에서, unburned zone에서 burned zone으로 이동하게 되는 전체 “lumped”는 burned zone에 대해 화학 평형 계산(chemical equilibrium calculation)을 수행하게 된다. 화학 평형 계산은 burned zone으로 이동될 시 존재하는 각 화학종(C, H, O, N, S, Ar)의 모든 원자들을 고려하고, 화학종으로부터 연소 시 발생하는 연소 화학종의 13개 생성물 평형농도(CO, N, O, H, NO, OH, Ar 등)를 계산한다. 이때 연소 화학종의 평형 농도는 burned zone의 온도와 압력에 따라 달라진다.

4. Burned zone의 새로운 구성 화학종들을 얻게 되면 각 화학종의 내부 에너지가 계산된다. 그런 다음 전체 연소 영역의 에너지를 구성된 화학종의 계산에 의해 구하게 된다. 이때 에너지가 보존된다는 원리를 적용하여 새로운 unburned 및

burned zone의 온도와 실린더 압력을 구하게 된다.

아래 식은 two-zone model의 에너지 방정식으로써 각 time-step에 따라서 계산이 된다.

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u - \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad \text{the unburned zone} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b - \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad \text{the burned zone} \quad (2)$$

Unburned zone에 해당하는 식 (1)의 오른쪽 항을 보면 4개의 항들을 확인할 수 있다. 이 때 각각의 항들은 pressure work, heat transfer, combustion, and addition of enthalpy from injected fuel을 나타낸다. 특히 세번째 항 (combustion)에는 instantaneous rate of fuel combustion 또는 burn rate이 포함된다.

SI엔진의 연소에 있어 연료, 공기, 연소 가스 혼합물의 주요 특성은 층류화염속도(laminar flame speed)이다. Laminar flame speed의 정의는 화염 전면에 수직으로 들어오는 상대속도로, 층류 유동 조건에서 미연소 가스가 화염 전면으로 들어와 생성물로 변화하는 속도를 지칭한다. 층류 화염 속도는 다음 식과 같다.

$$S_L = \frac{dm_b/dt}{A_f \rho_u} \quad (3)$$

엔진 내 발생하는 압력과 온도, 당량비에서 메탄, 프로판, 아이소옥탄, 메탄올,

에탄올, 가솔린, 수소의 종류 화염 속도를 측정하였고, 지수법칙(power law)를 통해 다음과 같은 식을 도출한다.

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta \quad (4)$$

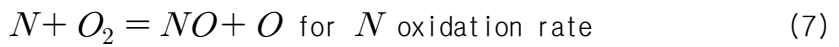
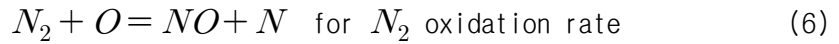
GT-Suite 프로그램 식(5)을 이용하여 계산된다.

$$S_L = (B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2) \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta f(dilution) \quad (5)$$

이때 $f(dilution) = 1 - 0.75 * DEM(1 - (0.75 * DEM * dilution)^7)$ 을 사용한다.

B. Extended Zeldovich mechanism

연소과정에서 배출가스에 대한 분석도 같이 일어난다. 다음은 NO 생성 메커니즘이다.



이 메커니즘은 Extended Zeldovich mechanism으로써 SITrub 모델에서 NO 형성을 예측하는데 사용한다.[32]

C. Knock analysis

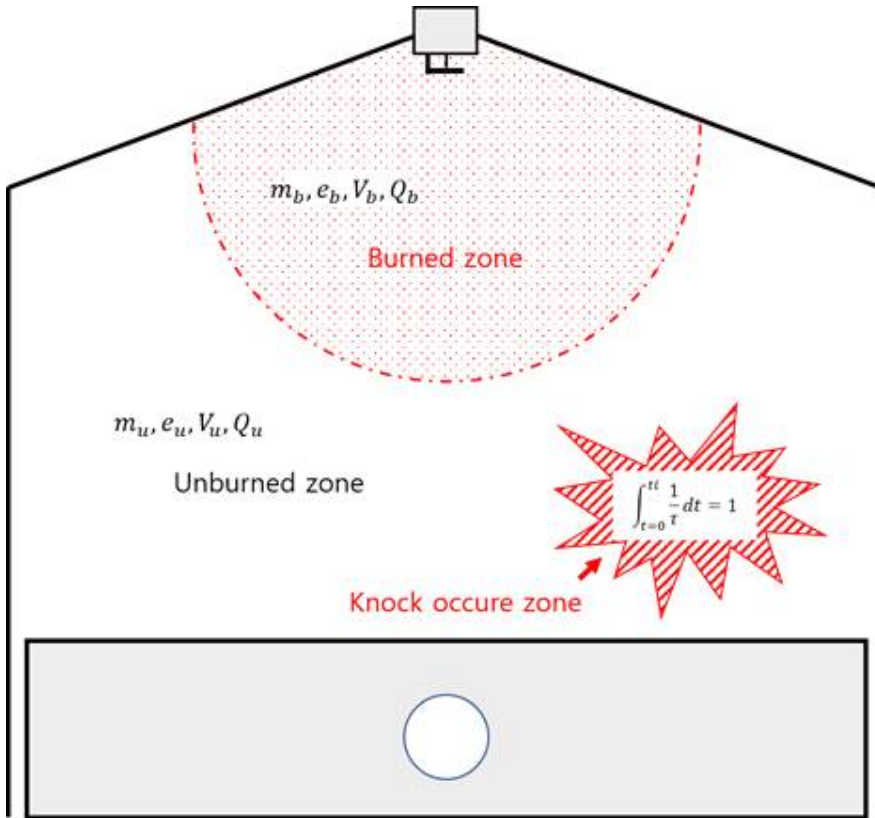


Figure 9 Two-zone and Equation the induction time integral diagram

Knock 현상은 spark ignition 엔진의 손상을 가져오는 주된 원인으로 Non-road 용 Turbo MPI 엔진을 최적화 하는데 있어 가장 중요한 고려사항이다. knock현상을 예측하는 방법으로 Empirical formulations based on an Arrhenius function을 이용했다[33]. 이 Arrhenius function을 기반으로 주어진 연료-공기 혼합물의 압력과 온도 범위에 걸쳐 측정된 데이터에서 매칭을 통해 다음과 같은 식(9)을 얻게 된다.

$$\int_{t=0}^{t_i} \frac{1}{\tau} dt = 1 \quad (9)$$

위의 식은 유도-시간 관계식 또는 Livengood and Wu의 자동점화 적분이라 부르기도 하며, 노킹을 만족할 때 Fig. 9처럼 표현된다[34]. 이때는 혼합물의 순간 온도와 압력에서의 유도시간, t 는 end-gas 압축 시작($t=0$)시간, 는 auto-ignition 시각이다. 식(9)은 주어진 혼합물에서, 유도기간 화학 반응에서 중요한 화학종의 전체 생성율이 가스 상태에서만 가능하며 auto-ignition을 시작하는데 있어 중요 화학종의 농도가 일정하다는 가정하에 얻는다. 식(10)은 유도 시간에 대하여 탄화수소 또는 혼합 연료에 대한 여러 실험식을 통해 구해진다.

$$\tau = Ap^{-n} \exp\left(\frac{B}{T}\right) \quad (10)$$

여기서 A , n , B 는 연료에 의존하는 파라미터들이다. 이번 엔진 최적화를 위해 사용한 시뮬레이션 프로그램인 GT-Suite은 디테일한 kinetics simulation을 기반으로, 3개의 induction time을 사용하여 광범위한 온도에서 auto-ignition의 different chemistry를 포착하여 예측한다. 가솔린 연소를 중심으로 둔 Ra and Reitz가 고안한 가솔린 kinetic reaction mechanism을 사용하게 되며 식(11)과 같이 유도된다[35].

$$\tau = M_1 a_i \left(\frac{ON}{100}\right)^{b_i} [Fuel]^{c_i} [O_2]^{d_i} [Diluent]^{e_i} \exp\left(-\frac{f_i}{M_2 T}\right) \quad i=1,2 \text{ and } 3 \quad (11)$$

M_1 은 Knock induction time multiplier, ON은 Fuel octane number, M_2 는 Activation energy multiplier이다. [Diluent]는 N_2 , CO_2 , H_2O 를 포함한 농도이며 [Fuel] 및 $[O_2]$ 와 함께 mol/m^3 로 표현한다. Table 4는 induction time을 구하기

위한 $a_i \sim f_i$ 까지의 모델 상수를 보여준다.

Table 4 a_i to f_i model constants

i	a	b	c	d	e	f
1	4.445E-7	3.613	-0.64	-0.564	0.397	12920
2	11941.423	3.613	-0.64	-1.4596	0.486	-1957
3	8.905E-7	0	-0.25	-0.547	0	166856

전체적인 induction time 는 식(12)와 같다.

$$\frac{1}{\tau} = \frac{1}{\tau_1 + \tau_2} + \frac{1}{\tau_3} \quad (13)$$

식(12)를 통해 유도 시간이 구해지고, 식(9)의 유도-시간 관계식을 계산하면, 1.0 결과 값을 얻는 점에서 auto-ignition이 일어나는지 여부를 확인할 수 있다. 이 접근법을 통한 knock 현상 예측은 knocking이 발생한 spark timing의 범위와 이상연소 지점을 피해 실험한 결과 데이터와 거의 유사하게 나온 것을 확인할 수 있었다. 이러한 점을 보아 knocking 예측하는데 있어 높은 정확성을 확인할 수 있었다.

D. Design of Experiment

DoE(Design of experiment, 실험계획법)는 여러 변수의 효과를 동시에 연구하는데 사용되는 통계 기법이다. 문제를 해결하는데 있어 어떠한 방법으로 실험을 진행하고, 데이터 취득 방법은 어떻게 할 것인지, 어떠한 통계 방법을 사용하여 취득한 데이터를 분석하면서 최소 실험 횟수에서 최대 정보를 얻을 수 있는지를 계획하는 방법이라 할 수 있다. 엔진의 특성상 Field 실험에서 다양한 영역의 조건에서 실험을 하기에는 시간과 연구비용면에서 제약이 있지만, DoE 기법을 사용하여 연구 진행하게 되면 field 실험에서의 제약을 최소화 및 더 넓은 조건에서의 예측이 가능하다. 즉, DoE란 엔지니어가 체계적인 방법을 통해 경제적인 방법으로 실험을 수행하고, 구해진 자료를 통해 분석하여 효율적이고 정확한 결론을 도출할 수 있도록 도움을 주는 통계적 방법이다. 다음 Fig. 10은 DoE 과정을 표현했다.

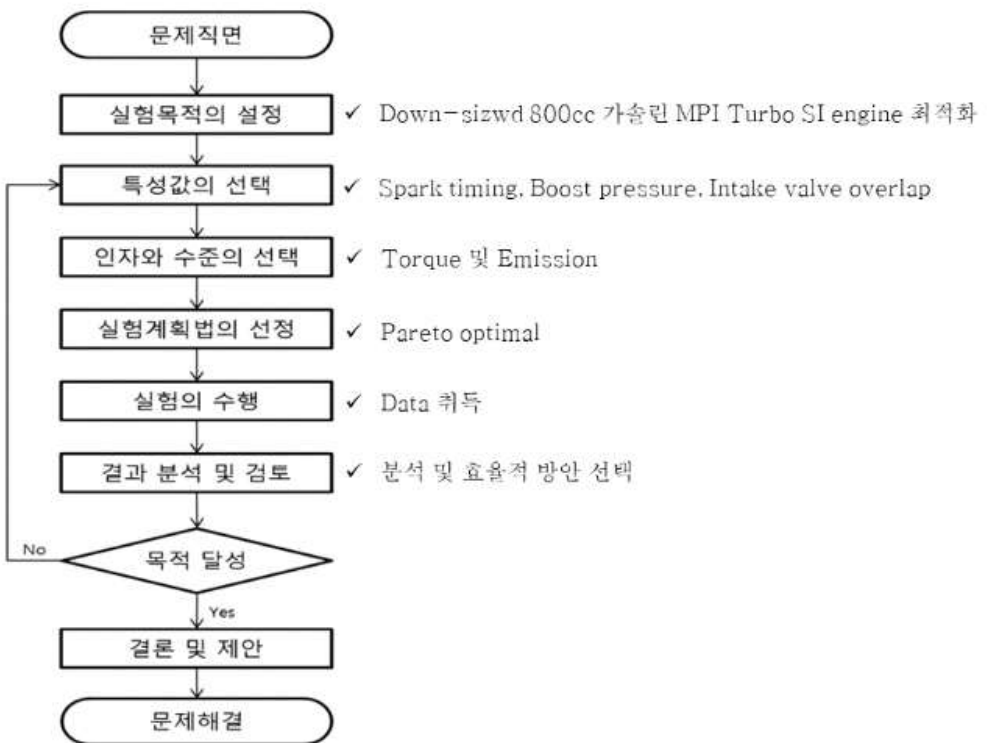


Figure 10 Process to Design of experiment

1. Full factorial design

이번 연구에서는 모든 실험계획법의 이론적 근거가 되며 최적화 및 인자선별의 목적으로 빈번하게 사용되는 Full factorial design을 이용하여 operation parameters 간의 관계를 확인하고 최적화를 진행하였다. 또한 Reference 모델에서 변수들의 관계들을 sweep하여 이상연소 현상인 knocking 영역을 확인하였다. 그 뒤 위에서 언급했던 operation parameter인 spark timing, boost pressure, intake valve overlap의 최적화 범위를 정한 뒤 최종 DoE를 진행했다. Table 5에 는 최적화를 위한 dominant variables의 범위를 나타냈다.

Table 5 Input variavles and ranges

Input variables		Ranges		
		1600 RPM	1800 RPM	2500 RPM
DoE	Spark Timing [CA aTDC]	12 - 15	15.5 - 17.5	8.5 - 10.5
	Intake valve overlap [CA]	460 - 474	461- 476	449 - 471
	Boost pressure [bar]	1.65 - 1.85	1.8 - 2.0	1.8 - 2.0
Total		240 - 280 points [DoE] 200 points [Pareto optimization]		

2. Quadratic polynomial regression analysis

회귀분석은 독립변수의 변화가 종속변수의 변화에 관여한다는 것을 기반으로 독립변수의 변화로 인한 종속변수의 변화의 결과를 분석한다. 이를 바탕으로 독립변수의 변화에 따라 종속변수의 변화됨을 추정하거나 예측하는 기법이다. DoE를 진행한 뒤 동일하게 2차 다항회귀분석도 진행 하였으며, 각변수 변화에 따라 종속변수인 Torque와 emission 그리고 Knocking 영향을 살펴보았다.

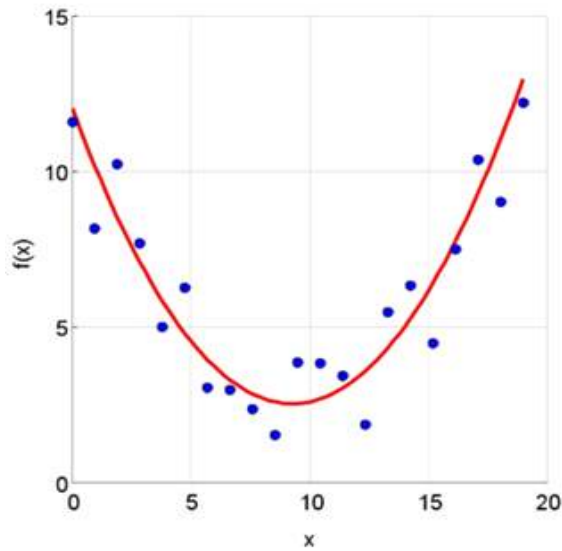


Figure 11 Example of quadratic polynomial regression analysis

3. Multi objective pareto optimization

정해진 Dominant variables을 DoE를 통해 브레이크 토크 및 BSFC 등의 반응 모델을 획득하면 multi-objective optimization을 진행할 수 있다. 최적화가 필요한 Multi-objective(이하 MO)는 다음과 같이 공식화할 수 있다[36, 37].

$$\text{Minimize } \vec{y} = \vec{F}(\vec{x}) = [f_1(\vec{x}), f_2(\vec{x}), \dots, f_n(\vec{x})]^T \quad (14)$$

$$\text{Subject to } g_j(\vec{x}) \leq 0, \quad j=1,2, \dots, M \quad (15)$$

$$\text{Where } \vec{x} = [x_1, x_2, \dots, x_p]^T \in \Omega \quad (16)$$

여기서 \vec{y} 는 objective vector, \vec{g} 는 constraints를 나타내고 \vec{x} 는 parameter space Ω 내에서 결정변수를 나타내는 P-dimensional vector이다. 전체 objective에 대한 이상적인 최적화는 식(14)과 같이 표현된다.

$$\vec{x}_0 \in \Omega : \forall \vec{x} \in \Omega, f_i(\vec{x}_0) \leq f_i(\vec{x}) \text{ for } i \in 1,2, \dots, N \quad (17)$$

하지만 엔진의 경우 많은 변수로 인해 원하는 조건을 모두 만족하는 결과를 얻을 수 없으며, trade-off 관계를 가지게 된다. 그래서 이번 연구에는 Francis Ysidro가 고안하고, Vilfredo pareto가 일반화한 Pareto 최적화 기법을 사용했다.

decision vector $\vec{u} = [u_1, u_2, \dots, u_p]^T$ 는 decision vector $\vec{v} = [v_1, v_2, \dots, v_p]^T$ 가 minimization context일 때에 pareto-dominate라 하며, 다음과 같이 표현한다.

$$\forall i = 1, \dots, N, f_i(\vec{u}) \leq f_i(\vec{v}), \text{ and } \exists j \in 1, \dots, N : f_j(\vec{u}) < f_j(\vec{v}) \quad (17)$$

그리고 Fig. 2에 나와있는 pareto front를 확인할 수 있는데, 가장 적합한 최적화 결과 값을 선택한다.

Weighed linear sums나 ϵ -constraints와 같은 MO를 최적화하는데 사용되는 scalarization method가 있다. 그러나 요즘은 Multi-objective genetic algorithm(MOGA)를 이용하여 최적화를 하는 추세이다. 진화 생물학에서 영감을 받아 만들어진 이 알고리즘은 다 지점 검색 방법을 사용하여 Pareto 최적 집합에 대한 근사값을 찾을 수 있는 특징을 가지고 있다. 다양한 분야에서 MOGA를 적용하고 있으며, 공학분야에서는 MOGA를 시뮬레이션과 결합하는 방법을 자주 사용하고 있다[38, 39]. 본 연구에서는 MOGA 기반으로 MOP를 수행하였다.

IV. RESULTS AND DISCUSSION

A. Comparison of 1D simulation and Experimental results

Off-road용 800cc gasoline MPI Turbo SI 엔진 최적화하는데 있어 신뢰도 있는 reference 1-D model이 필요하다. Original equipment manufacturing(OEM)에서 제공한 제원과 엔진 테스트 결과를 통해 연구에 사용할 reference 1-D modeling했다. 1600RPM부터 5500RPM까지 총 10개구간 WOT 기준 오차 범위 5%로 하여 시뮬레이션을 진행하였다. Fig. 12은 시뮬레이션의 데이터와 엔진 테스트 데이터를 비교한 것이다. 좌측에 있는 항목들은 엔진의 주요 성능을 나타내는 Torque와 power 그리고 IMEP를 비교하였다. 시뮬레이션 결과 주요 성능 시뮬레이션 데이터와 엔진 실험 데이터가 이내에 일치한 것을 확인했다. 우측의 항목은 엔진의 열역학적 상태 관점에서 확인한 항목들로 Boost pressure와 cylinder pressure 그리고 turbine inlet temperature(TIT)를 확인하였다.

이 결과를 토대로 reference model에 대한 신뢰도를 확보했다 말할 수 있다. 여기서 error bar로 표현은 실험 데이터의 오차 범위가 아닌 simulation 데이터가 5%내외에 있음을 보여주기 위해 사용하였다.

Validation 결과를 토대로 최적화할 운행구간을 선정했다. 선정 조건으로 off-road용 차량의 다빈도 운전영역 및 RPM별 비교 가능한 A/F ratio를 지닌 운행구간 등을 기준으로 최적화할 운행구간을 선정하였다.

도로에서 운행되는 상용/승용 차량과 다르게 흙이나 산악지형 등 운행하기 힘든 험난한 지형에서 운용되는 non-road용 차량의 경우 고RPM보다는 저RPM으로 운행되는 상황이 더 많아 최적화 운행구간을 1600RPM, 1800RPM, 2500RPM로 선정했다. Table 2에 선정된 RPM들의 실험 condition을 확인할 수 있다.

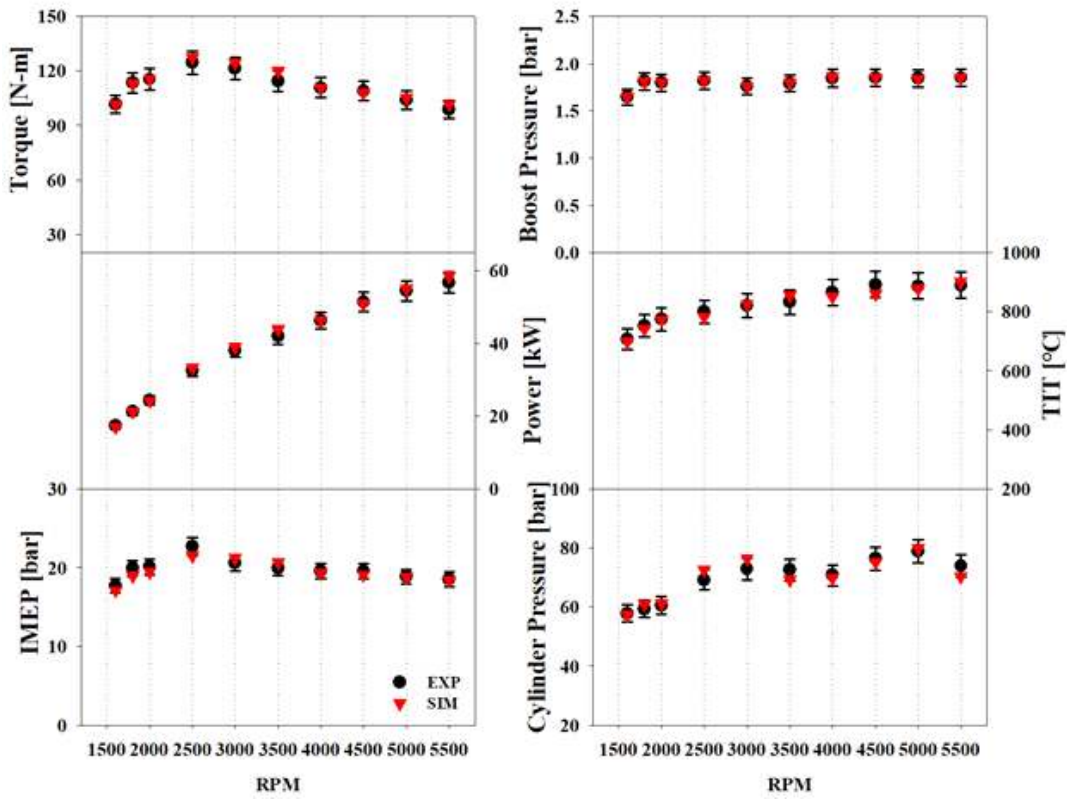


Figure 12 Reference 1-D model simulation results ($\pm 5\%$)

B. Effect of operating parameters

Off-road MPI Turbo SI engine을 최적화하기 앞서 operation parameters의 범위를 선정했다. SI엔진에서 성능 및 오염물질 배출에 영향을 주는 여러 인자들 중에 spark timing, boost pressure, intake valve overlap의 3가지 parameters를 가지고 엔진 최적화를 진행한다. Table 4에 최적화를 위한 각 parameters에 대한 범위를 표기하였다. 최적화 범위를 선정하는데 있어 auto-ignition 및 knocking과 같은 abnormal combustion이 발생하지 않는 것을 중점으로 두었다. 더불어 각 RPM별로 적용할 수 있는 parameter의 범위가 다르기에 Torque와 cylinder pressure, NOx의 양 등 기준이 될 수 있는 항목을 가지고 limit을 설정하여 연구 엔진 최적화에 필요한 parameter의 범위를 선정하였다. 각 Operation parameter에 대한 영향은 다음 section에서 설명한다.

1. Effect of Spark timing

SI 엔진에서 spark timing은 엔진의 주요 변수로써 연소 초기상태 및 열효율, abnormal combustion 등을 제어하는데 큰 영향을 준다. 스파크 타이밍의 변화에 따라 달라지는 성능 및 오염물질 배출량, knocking이 발생하는 크랭크 앵글을 확인하였다.

선정된 1600RPM, 1800RPM, 2500RPM의 spark timing을 1° CA 간격으로 $-40 \sim 25$ CA(aTDC)까지 총 66개의 스파크 타이밍을 DoE sweep하였다. Fig. 11는 spark timing의 변화에 따라 각 RPM별MBT(Maximum Brake Torque)점 및 Torque 변화 경향성과 NOx 배출량, Knock onset 예측 경향성을 표현한 그래프이다.

Fig. 13(a)는 1600RPM에서 스파크 타이밍을 sweep한 결과를 보여준다. 스파크 타이밍의 변화가 brake torque에 미치는 영향을 확인할 수 있다.1600RPM일때의 MBT점 타이밍은 -1° CA(aTDC)이며, torque는 115.2N-m이다. 이렇게 MBT점을 찾아보는 이유는 SI엔진의 전통적인 연소 최적화 방법으로 최적 스파크 타이밍을 찾는 데 기준이 되기 때문이다. MBT점을 찾은 후 실험 결과와 시뮬레이션으로 얻어진 DoE 결과를 비교하였다. 이때 녹색 별표는 실험 결과로 스파크 타이밍 13.5° CA(aTDC), 토크는 101.7N-m이다. 실험 토크를 보면 sweep한 DoE 결과와 일

치하는 모습을 확인할 수 있다. 이는 1D-시뮬레이션 map calibration이 실험에 사용된 엔진과 유사하게 되어있음을 알려주면서 신뢰도 있는 모델이라는 것을 말해 준다. 또한 실험 스파크 타이밍이 MBT점 타이밍에 비해 매우 retard한 모습이 확인 가능하다. 이는 기존의 NA엔진과 달리 터보차저를 장착한 엔진은 스파크 타이밍을 지각(retard) 시킴으로써 WOT 운전에서 많은 과급압을 얻어 높은 성능을 달성할 수 있다. 그리고 스파크 타이밍 지각시키는 또다른 이유로는 콜드엔진 시동 동안 빠른 촉매 라이트 오프를 위하는 것도 있지만 가장 중요 원인은 엔진에 악영향을 주는 이상연소 현상인 Knocking현상을 피할 수 있기 때문이다.

앞서 말했던 것처럼 GT-suite 프로그램은 식(9) 유도-시간 관계식을 이용하여 Knock 현상을 예측할 수 있다. Fig. 13(a)의 knock onset 결과는 스파크 타이밍의 변화에 따라 발생하는 Knocking 타이밍을 예측한 결과이다. 1600RPM의 경우 -24° CA부터 6° CA(ATDC)까지 Knocking이 일어나는 범위이며 붉은색 음영으로 표현했다. 그리고 Knock onset 크랭크 앵글을 확인하면 SI엔진의 combustion process 중 주 연소구간인 flame propagation에서 주로 발생하는 것으로 나타났다. 예측 결과를 바탕으로 Knocking이 발생하지 않는 허용 가능한 스파크 타이밍을 푸른색 음영으로 표시했다. 타이밍 범위는 7° CA부터 21° CA(aTDC)까지 이다. 최적화에 사용가능한 스파크 타이밍 범위를 선정하기위한 제약조건을 실린더 압력으로 선택했다. 1D-model에서 모터링 시의 연소 압력인 39bar를 제약조건으로 하여, 21° CA(aTDC)이후 스파크 타이밍은 제외하였다.

스파크 타이밍의 변화에 따라 NOx의 양에 미치는 영향도 확인할 수 있었다. MBT점 보다 3° CA 진각된 타이밍에서 최소 NOx 배출 경향을 예측하였다. 또한 21° CA 이후 NOx의 양이 불안정하게 표현되는데 이는 스파크 타이밍이 과도하게 retard되어 실린더 내 피스톤이 BDC에 근접하면서 불완전연소가 일어나기 때문인 것으로 판단된다. 이처럼 Fig. 13(a)에서 최적화에 사용 가능한 스파크 타이밍을 찾았던 기준을 적용하여 선정된 다른 RPM에서도 스파크 타이밍의 범위를 선정하였다.

Fig. 13(b)는 1800RPM에서 스파크 타이밍의 변화에 따라 torque와 NOx 그리고 knocking에 미치는 영향을 표현하였다. Fig. 13(a)와 마찬가지로 torque의 경향성을 확인하면 experiments 데이터와 정합성을 가짐을 알 수 있다. 1800RPM에서의 MBT 타이밍은 1600RPM와 비교했을 때 1° CA 더 진각한 -2° CA이며, torque는

13.45% 증가한 130.7N-m의 토크를 가진다. Knocking이 일어나는 타이밍의 범위는 -28° CA부터 13° CA(aTDC)으로 Fig. 13(a)의 knock 현상이 발생하는 범위보다 4° CA 진각된 타이밍에서 시작하며 35.48% 더 넓은 범위에서 knocking이 발생함을 예측할 수 있었다. 1800RPM의 최적화 가능한 스파크 타이밍은 13.5° CA부터 21° CA(aTDC)까지 임을 알 수 있고 1600RPM 보다 40% 적은 범위이다. NOx량의 경우 MBT점보다 4° 진각된 -6° CA에서 최소량을 가지며, 18° CA부터 상승하여 불안정한 모습을 보이는데 이는 Fig. 13(a)와 마찬가지로 과도하게 지각된 스파크 타이밍으로 인하여 불완전한 연소가 일어난 것으로 확인 된다.

2500RPM에서 스파크 타이밍을 sweep결과는 Fig. 13(c)에서 확인할 수 있다. MBT 점은 -8° CA, 144.7N-m 값을 가진다. Experiments 데이터와 DoE 데이터를 비교하면 Fig. 13(a)와 (b)같이 시뮬레이션 데이터와의 정합성을 확보한 것을 다시 확인할 수 있었다. Fig. 13(c)는 Fig. 13(a)에 비해 MBT점이 7° CA 진각했고, torque는 25.6% 증가했다. Knocking의 경우 -36° CA부터 6° CA(aTDC) 사이에서 발생하는 것을 예측했는데, 이는 Fig. 13(a) 보다는 38.7% (b)보다는 2.38% 더 넓은 범위에서 knocking이 일어남을 확인할 수 있었다. RPM이 증가할수록 Knocking 영역이 증가됨을 확인했다. 최적화에 사용될 수 있는 스파크 타이밍의 경우 7° CA부터 13° CA(aTDC)까지로 Fig. 13(a)에 비해 7° CA (b)보다 2° CA 적은 구간의 타이밍을 사용할 수 있다. NOx량은 MBT점에서 6° 진각된 -14° CA에서 최소량을 가짐을 예측했다. 또한 NOx량의 결과를 통해 유추할 수 있었던 불완전연소로 판단되는 타이밍 구간의 경우 Fig. 13(a)와 (b)에 비해 8° CA 더 넓은 범위를 가지는 것으로 보아 RPM이 증가할수록 스파크 타이밍의 지각은 실린더 내 완전연소에 도움이 되지 않음을 알 수 있다

Fig. 13을 통해 스파크 타이밍의 변화에 따라 Torque와 NOx 및 Knock 현상에 미치는 영향을 확인하였다. 또한 선정된 모든 RPM의 실험 결과 torque값이 시뮬레이션의 경향성에 일치하는 것을 확인하면서 실험 결과에 있어서 신뢰도를 얻을 수 있었다. 그리고 Fig. 13(a)의 retard한 실험 스파크 타이밍과 달리 Fig. 13(b)와 (c)는 지각된 실험 스파크 타이밍이 Knock 영역의 마진에 위치함을 알 수 있다. knocking이 일어나는 한계 스파크 타이밍과 각각 0.2° CA 및 0.6° CA 차이가 있음을 확인하였고, Knocking을 피하기 위한 empirical engineering decision을 사용

한 OEM의 방식과 시뮬레이션의 데이터가 근접한 것을 보아 시뮬레이션의 예측도를 신뢰할 수 있음을 확인하였다.

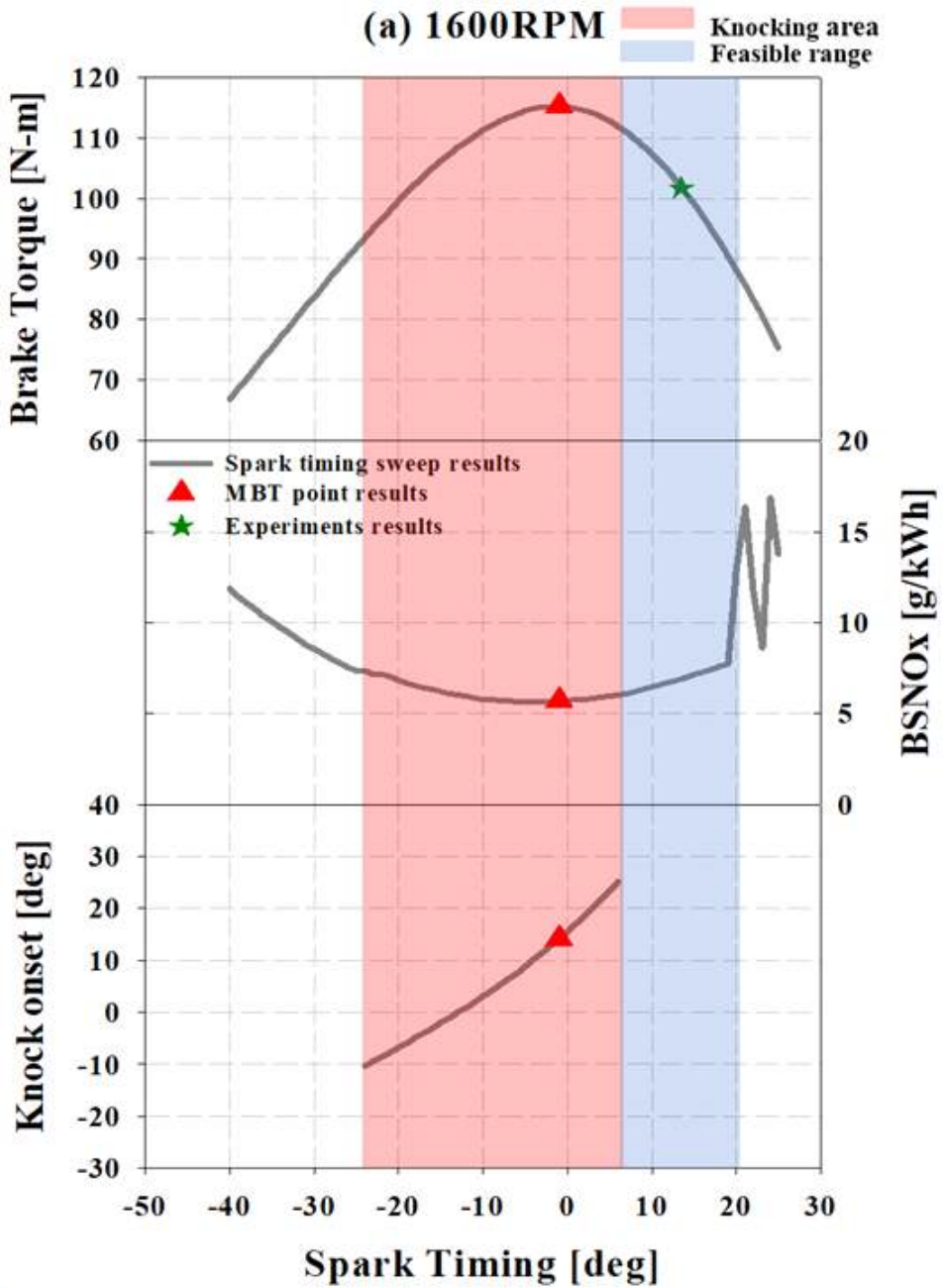


Figure 13 (a) Knocking occurrence, torque change and NOx emission amounts according to spark timing change at 1600RPM

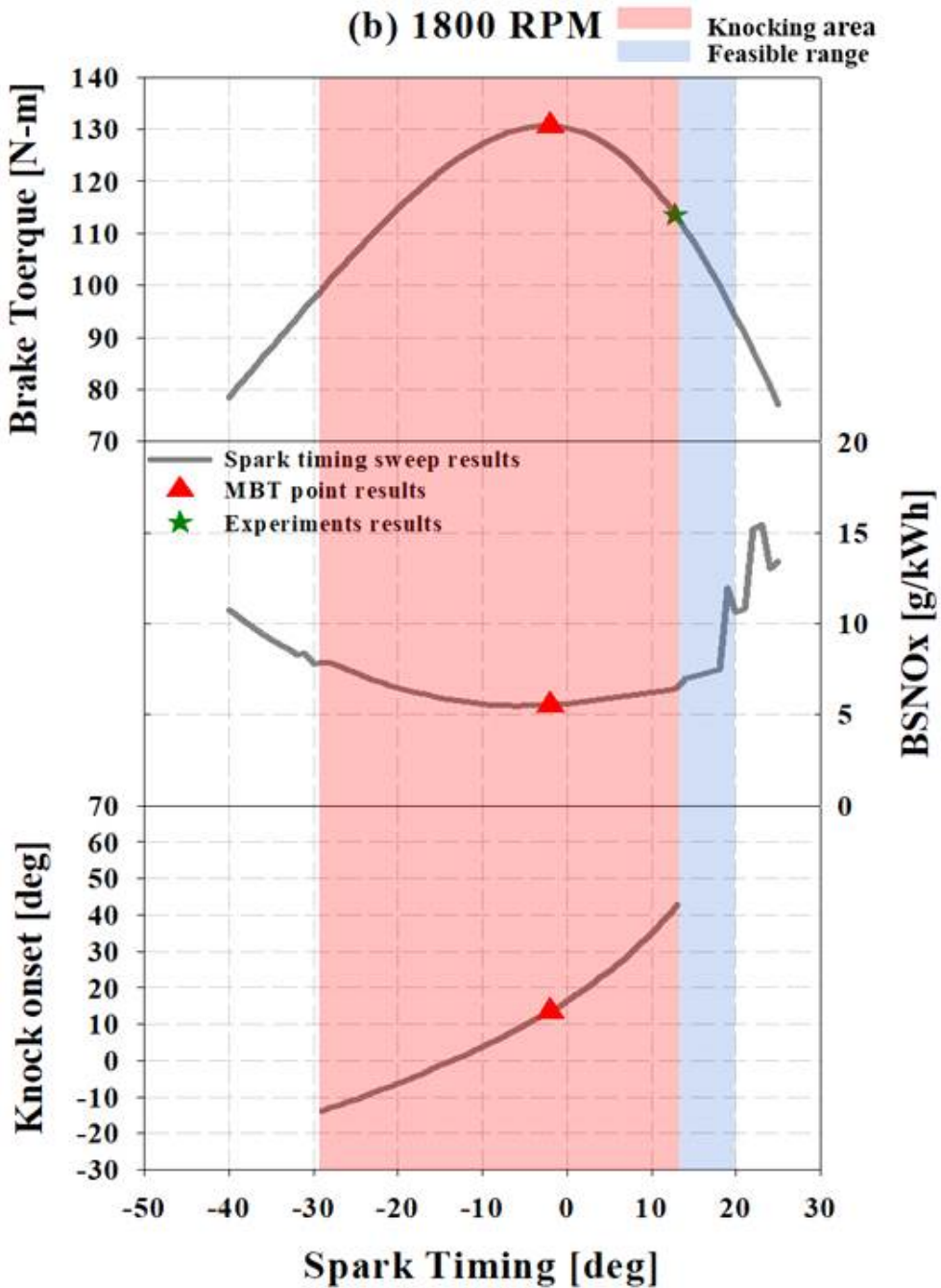


Figure 13 (b) Knocking occurrence, torque change and NOx emission amounts according to spark timing change at 1800RPM

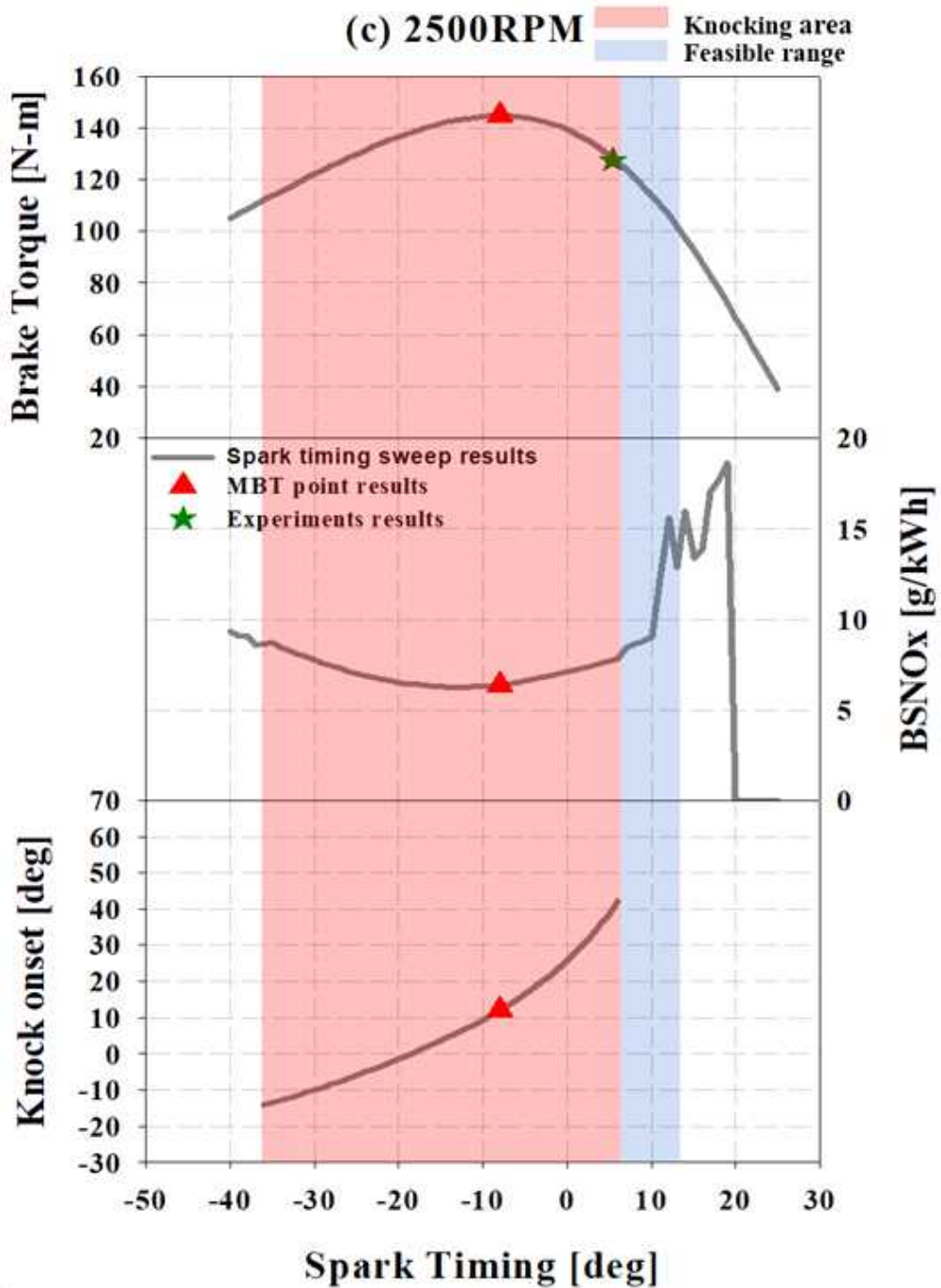


Figure 13 (c) Knocking occurrence, torque change and NOx emission amounts according to spark timing change at 2500RPM

2. Effect of boost pressure

이번 연구에 사용된 엔진은 앞서 언급했듯이 터보차저가 장착된 가솔린 SI엔진이다. 터보 가솔린엔진은 대기압보다 높은 Boost pressure을 제공하여 유입되는 공기량을 늘려 연소할 수 있는 연료의 양을 증가시킴으로써 엔진의 최대 토크를 상승시키는 역할을 하며, 낮은 RPM에서도 최대 출력을 얻을 수 있는 장점을 가지고 있다. 하지만 SI엔진의 abnormal combustion인 knocking 문제가 있다. 최적화 범위를 선정할 위해 스파크 타이밍과 Boost pressure 변화에 따라 knocking 발생에 어떠한 영향을 미치는지를 확인했다.

앞서 선정한 각 RPM별 스파크 타이밍 범위와 boost pressure를 함께 DoE 진행한 뒤 각 변수의 변화에 따른 knocking 발생에 미치는 영향을 예측한다. Fig. 14은 1600RPM의 결과를 표현한 contour이다. 스파크 타이밍은 7° CA부터 21° CA(aTDC), boost pressure는 1.65bar부터 2.2bar까지 각 0.5 간격으로 DoE를 진행했다. 그 결과 Fig. 14(a)를 보면 스파크 타이밍에 따라 허용되는 boost pressure의 범위와 knock onset crank angle을 확인할 수 있다. GT-suite에서 knocking이 일어나지 않는 크랭크 앵글을 0으로 표현한다. Knocking이 일어나지 않는 보라색 영역인 0을 기준으로 좌측영역이 knock onset 구간이다. 스파크 타이밍 7° CA를 확인하면 1.65 bar 초과된 boost pressure부터 knocking이 발생하는 것을 예측했다. 10° CA 지각된 17° CA 타이밍부터 모든 boost pressure에 영향을 받지 않고 knocking이 일어나지 않음을 확인할 수 있었다. Fig. 14(a)을 통해 스파크 타이밍이 1° CA씩 지각될수록 knocking이 일어나지 않고, 타이밍에 따라 허용할 수 있는 boost pressure가 0.5bar씩 범위가 확장되는 것을 확인했다. 하지만 스파크 타이밍과 boost pressure의 최적화 변수 범위를 선정하는데 있어 모든 boost pressure의 허용할 수 있는 타이밍만을 선정할 수 없다. 비도로용 차량에 들어갈 터보 가솔린엔진으로써 저RPM에서도 좋은 토크 응답성과 낮은 배출량을 목표로 하는 NOx를 기준으로 스파크 타이밍과 boost pressure 범위를 선정했다.

Fig. 14(b)는 1600RPM에서의 스파크 타이밍과 boost pressure의 변화에 따라 발생하는 NOx를 표현한 contour이다. 스파크 타이밍 19° CA(aTDC)이후의 NOx의 발생량을 확인하면 변화 폭이 일정한 경향성을 보이는 것이 아닌 급격하게 변화하는

불안정한 형태임을 알 수 있다. 이는 과도하게 지각된 스파크 타이밍 때문에 실린더 내 연소가 boost pressure의 영향과 상관없이 불완전하다는 것을 판단할 수 있다. 따라서 스파크 타이밍 19° CA부터 21° CA(aTDC)은 최적화 범위에서 제외했다.

Fig. 14(c)를 보면 두 변수의 변화에 따른 torque의 변화 경향을 확인할 수 있다. 구간을 선정하는데 있어 Experiments의 torque 값 $101.7\text{N}\cdot\text{m}$ 을 기준으로 최저 torque 한계를 실험값 -5% 인 $96.62\text{N}\cdot\text{m}$ 이상으로 정했다. 최저 boost pressure에서 실험 torque보다 높은 torque를 발생하는 구간 11° CA부터 기준으로 정한 한계치인 15° CA(aTDC)까지가 허용될 수 있는 범위임을 확인했다. 또한 boost pressure가 높아질수록 높은 torque를 얻는 경향을 확인할 수 있지만 최소 실험 값인 1.65bar 보다 0.2bar 이상의 boost pressure를 허용할 수 있는 구간을 확인하면 12° CA(aTDC)부터 사용 가능한 스파크 타이밍임을 확인하였다. Fig. 14(a), (b), (c)를 통해 확인한 구간을 종합하여 1600RPM 스파크 타이밍과 boost pressure 최적화 범위로 각 $12\sim 15^{\circ}$ CA(aTDC), $1.65\sim 1.85\text{bar}$ 로 선정하였다.

1800RPM 의 최적화 변수 범위는 Fig. 15에서 확인할 수 있다. Fig. 13(a)는 스파크 타이밍과 boost pressure의 변화에 따라 나타나는 knock onset을 예측한 contour다. sweep한 스파크 타이밍은 $13.5\sim 21^{\circ}$ CA(aTDC)이며, boost pressure는 1.8bar 부터 2.2bar 까지의 범위에서 0.5 간격으로 DoE를 진행했다. Fig. 14(a)와 마찬가지로 보라색 영역을 기점으로 좌측 부분에 knock onset 지역을 표현했으며, 실험 boost pressure인 1.8bar 에서만 knocking이 일어나지 않는 스파크 타이밍 14° CA를 시작으로 1° CA 지각될 때마다 허용되는 boost pressure가 0.5bar 씩 증가 되었다. 이는 1600RPM 와 비슷한 경향성을 보여준다. DoE 범위로 설정했던 $1.8\sim 2.2\text{bar}$ 의 압력을 모두 허용할 수 있는 타이밍은 17.5° CA부터 21° CA(aTDC)까지이다.

좌하지만 Fig. 15(b)의 NO_x 를 확인하면 스파크 타이밍 18° CA(aTDC)이후부터 연소가 불안정하게 일어나는 것을 확인할 수 있다. 이를 바탕으로 18° CA 이후의 스파크 타이밍은 최적화 변수 범위에 합당하지 않다. 다른 고려대상으로 확인해야 할 torque의 결과는 Fig. 15(c)에 있다. 최저 torque 한계 기준을 실험 토크 값 $113.4\text{N}\cdot\text{m}$ 의 오차범위 -5% 인 $107.73\text{N}\cdot\text{m}$ 로 설정했다. Fig. 15(b)에서 NO_x 발생량으로 확인한 스파크 타이밍 18° CA 이후 타이밍을 제외한 나머지 부분에서 최적화

변수 범위를 확인했다. 확인해 본 결과 합당한 스파크 타이밍 범위는 15~16° CA(aTDC)임을 알 수 있다. Fig. 15(c)에서 정한 최저 토크 값 이상을 갖는 스파크 타이밍의 범위에서는 허용 가능한 boost pressure의 범위가 적다. 그래서 실험 최저 토크 한계 기준으로 정한 107.73N-m보다는 낮지만 boost pressure의 증가로 보완할 수 있는 타이밍인 18° CA까지 추가하기로 했다. 이를 종합하여 1800RPM의 스파크 타이밍 15.5° CA 부터 17.5° CA(aTDC)까지, boost pressure는 1.8bar부터 2bar까지로 최적화에 쓰일 변수 범위로 선정하였다.

다음 Fig. 16는 2500RPM의 contour이다. DoE 구간은 스파크 타이밍 6~13° CA(aTDC), boost pressure 1.8~2.2bar로 설정했다. Fig. 16(a)는 1600RPM와 1800RPM 마찬가지로 스파크 타이밍과 boost pressure의 변화에 따라 나타나는 knock onset을 표현하였다. Knocking이 일어나지 않는 보라색 영역을 기준으로 좌측 영역이 boost pressure에 따라 스파크 타이밍에서 발생하는 knocking영역을 표현한 것이다. 다른 RPM들과 비슷하게 스파크 타이밍이 1° CA 지각될수록 허용되는 pressure가 0.5bar씩 증가하는 경향성을 보여주었다. Fig. 16(b)는 스파크 타이밍 11° CA(ATDC)이후 NOx 배출량이 불안정한 모습을 보여줌으로써 실린더내 연소가 제대로 이루어지지 않음을 확인할 수 있었다. 이는 2.2bar까지 boost pressure를 모두 허용할 수 있는 스파크 타이밍 범위이지만 11° CA이후 범위는 최적화 범위로 선정하는데 합당하지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 16(b)에서 확인한 나머지 스파크 타이밍에서 최적화 범위를 선정한다. Fig. 16(c)는 Torque의 변화 경향성을 확인한 contour이다. 이때 최저 torque 기준을 2500RPM 실험 torque 값 124.5N-m의 오차범위 -5%인 118.28N-m로 정했다. 그 결과 8.5° ~9.5° CA 사이의 스파크 타이밍의 범위를 선정할 수 있었다. 하지만 최적화 변수 범위로 선정하기엔 타이밍과 boost pressure 모두 범위가 적어 1800RPM와 마찬가지로 부스팅을 통해 한계 기준을 넘길 수 있는 스파크 타이밍인 10.5° CA까지 추가로 선정했다. 2500RPM 스파크 타이밍과 boost pressure 최적화 변수 범위를 8.5~10.5° CA(aTDC), 1.8~2bar로 선정했다.

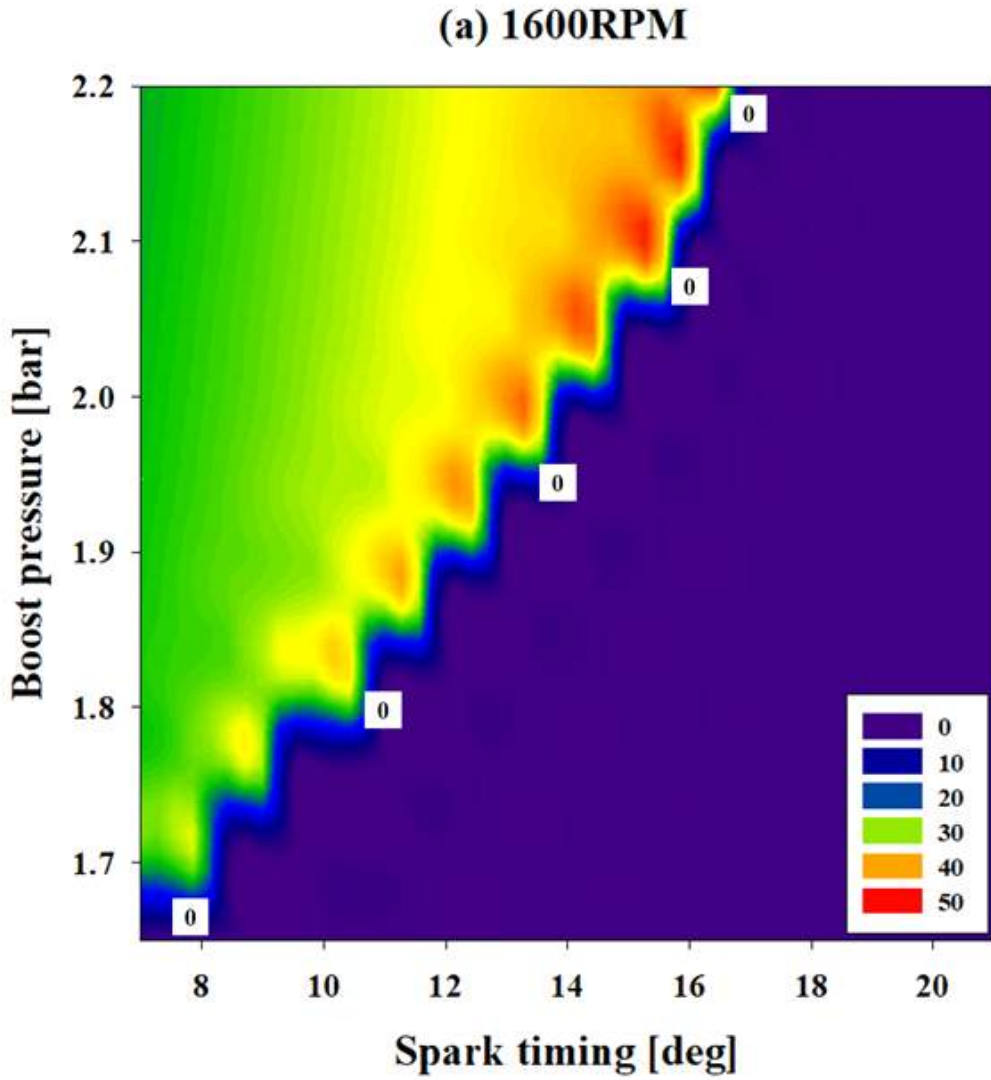


Figure 14 (a) Predicting knocking phenomenon according to changes in spark timing and boost pressure. at 1600 rpm

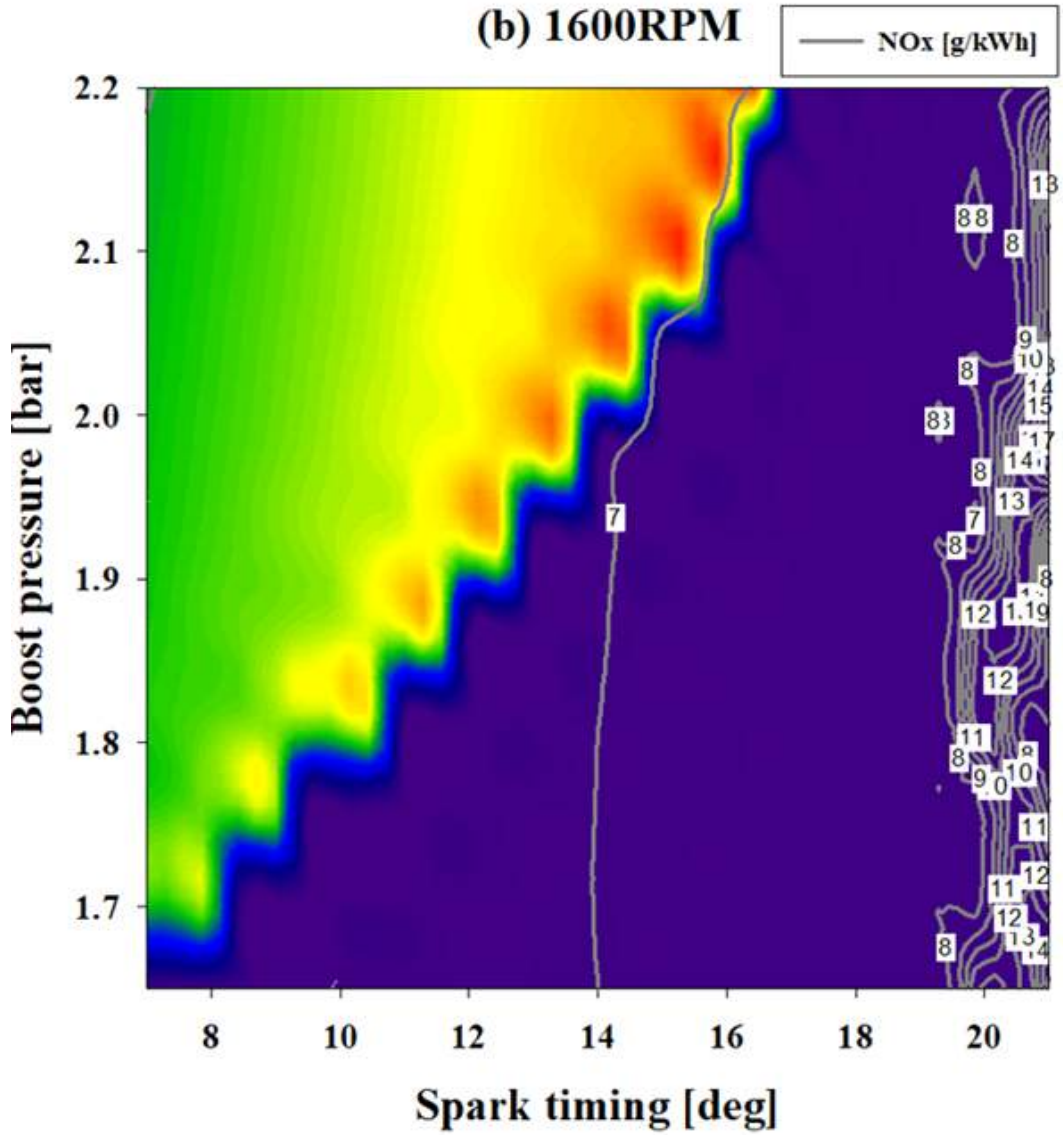


Figure 14 (b) Predicting NOx amounts according to changes in spark timing and boost pressure at 1600 rpm

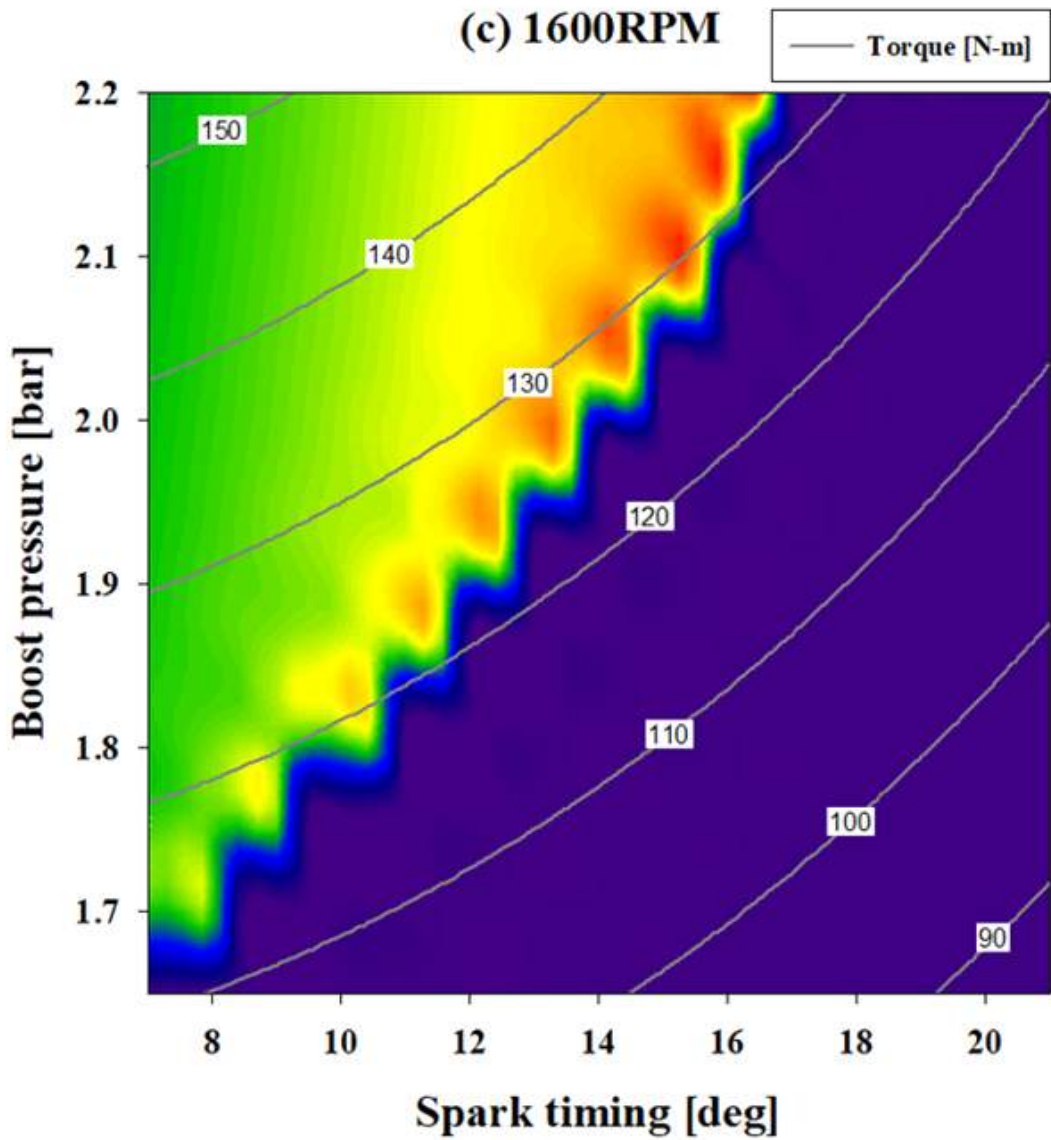


Figure 14 (c) Predicting torque tendency according to changes in spark timing and boost pressure at 1600 rpm

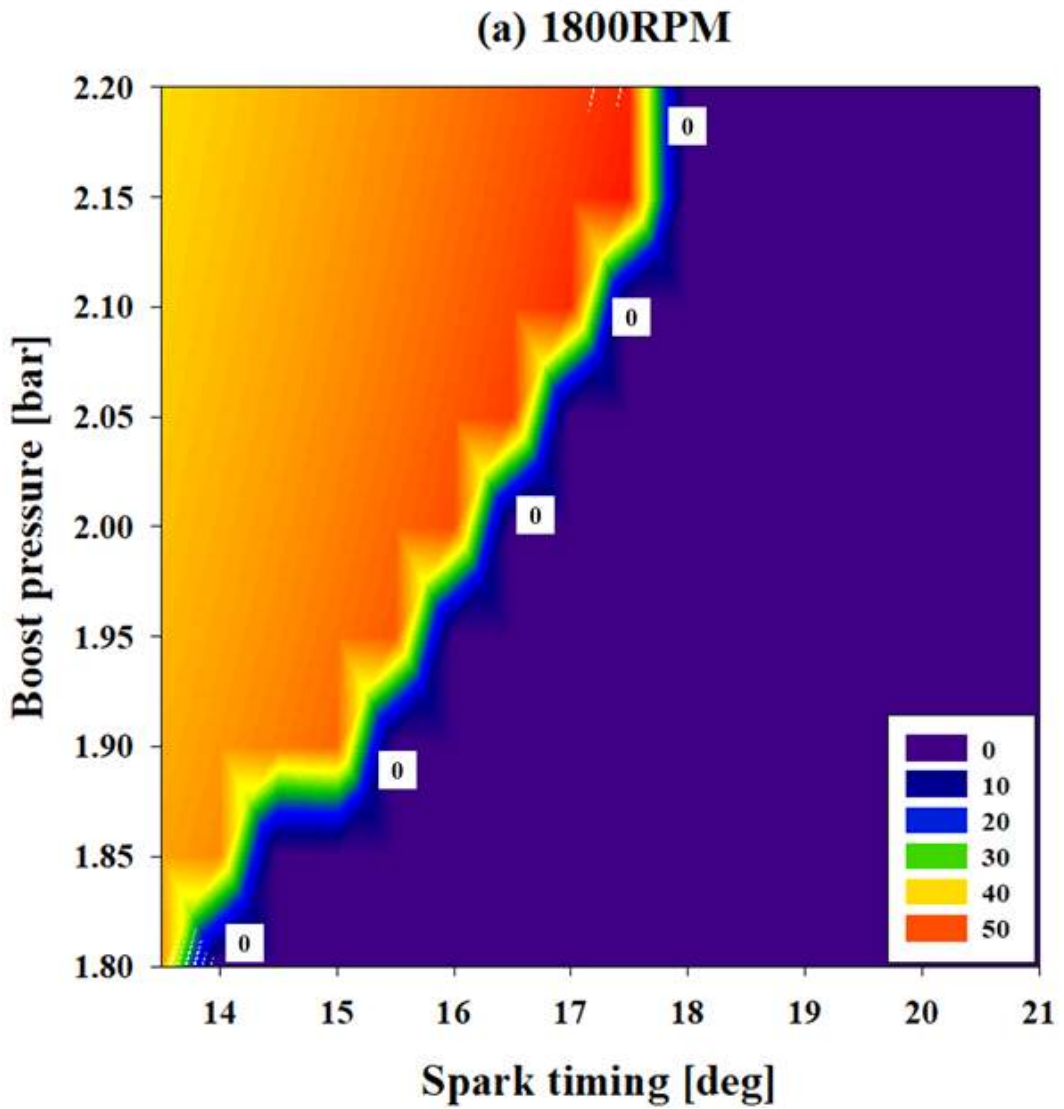


Figure 15 (a) Predicting knocking phenomenon according to changes in spark timing and boost pressure. at 1800 rpm

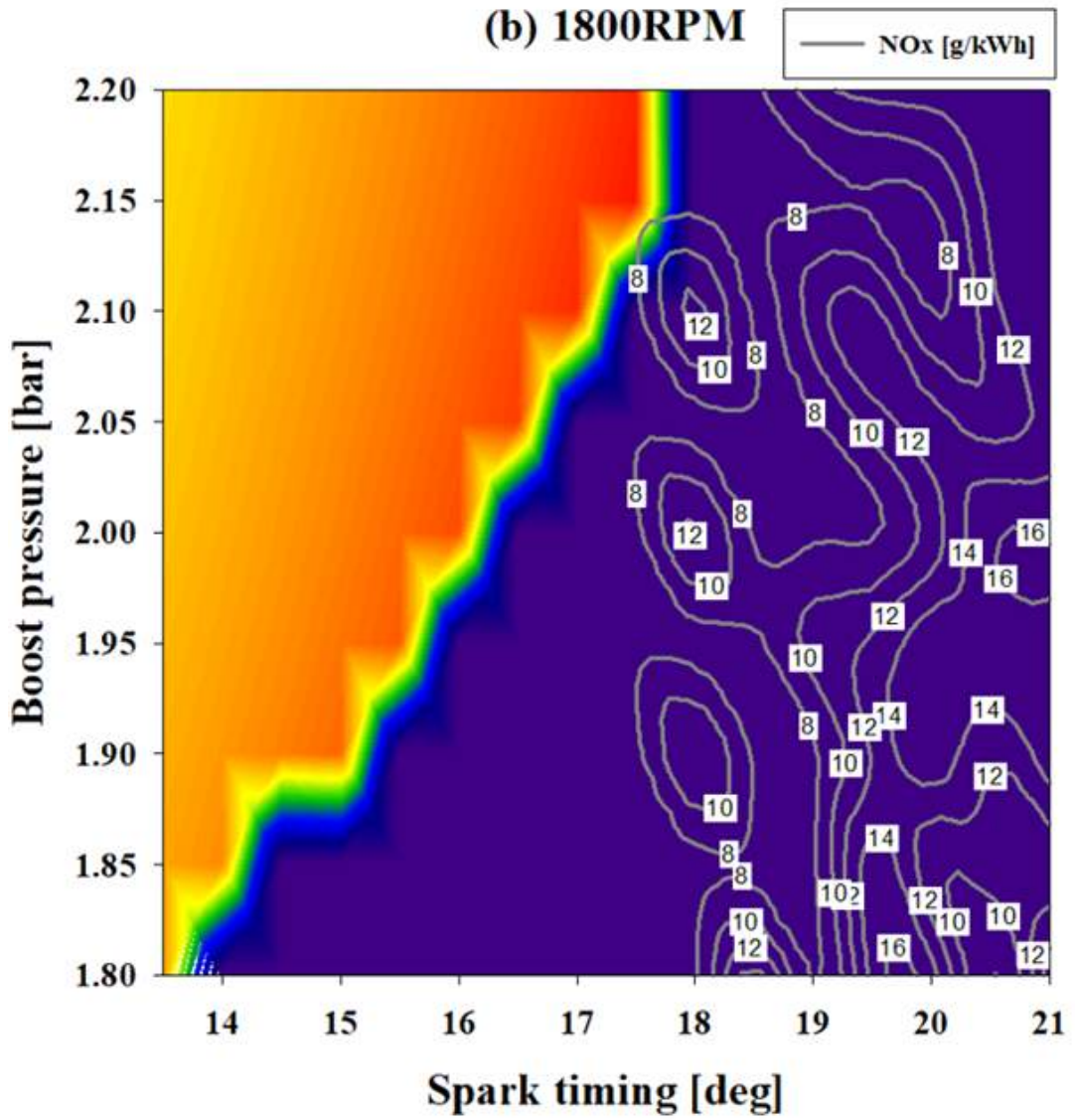


Figure 15 (b) Predicting NOx amounts according to changes in spark timing and boost pressure at 1800 rpm

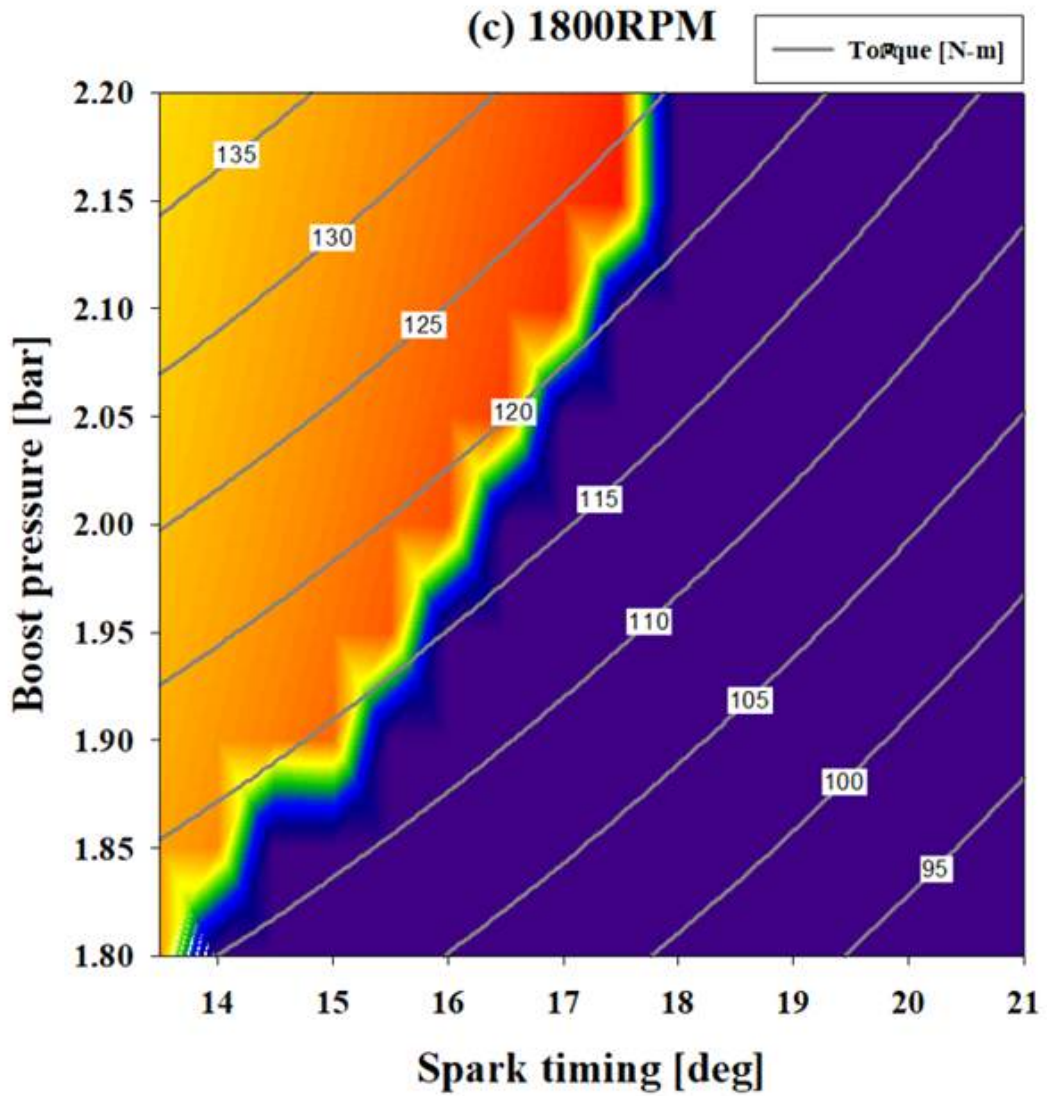


Figure 15 (c) Predicting torque tendency according to changes in spark timing and boost pressure at 1800 rpm

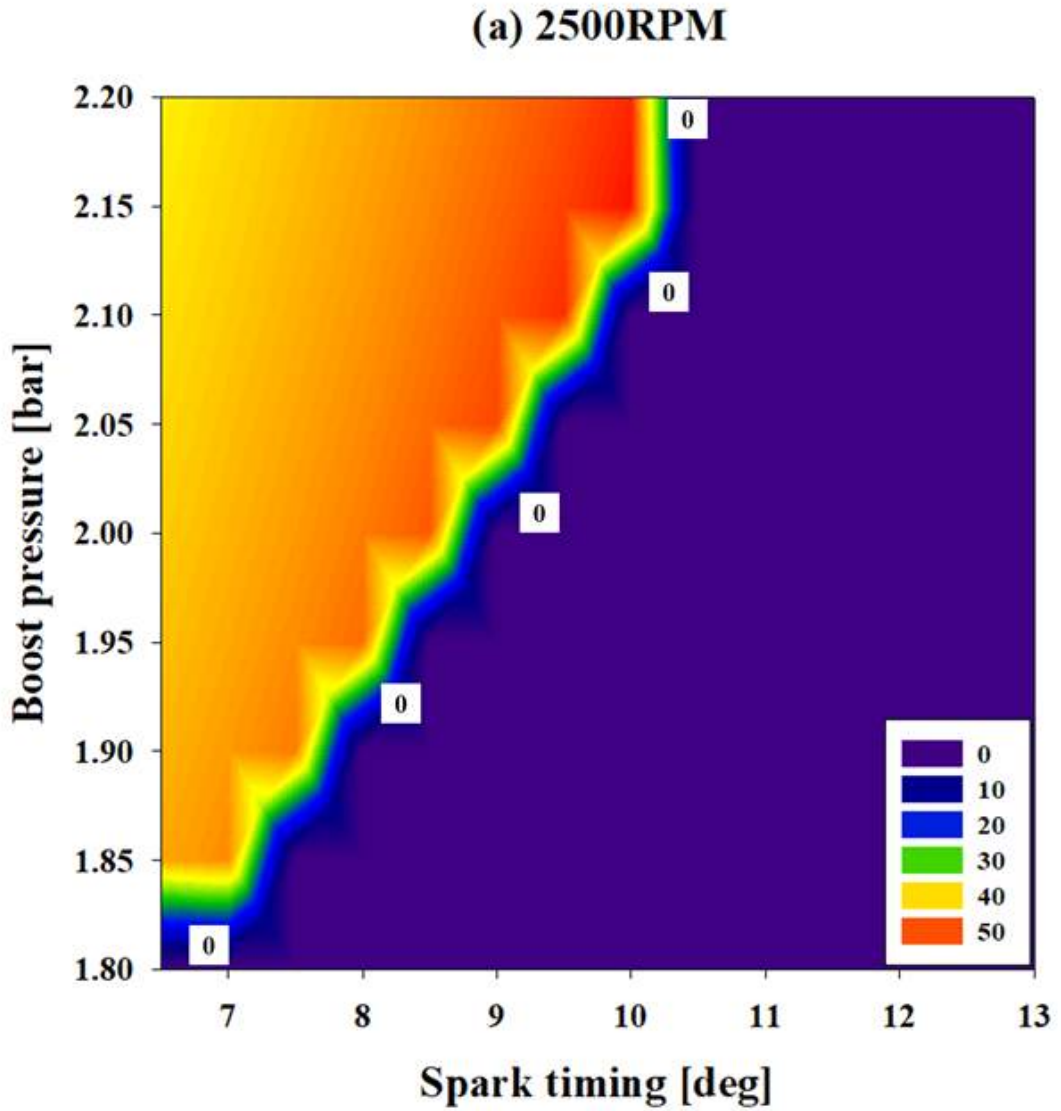


Figure 16 (a) Predicting knocking phenomenon according to changes in spark timing and boost pressure. at 2500 rpm

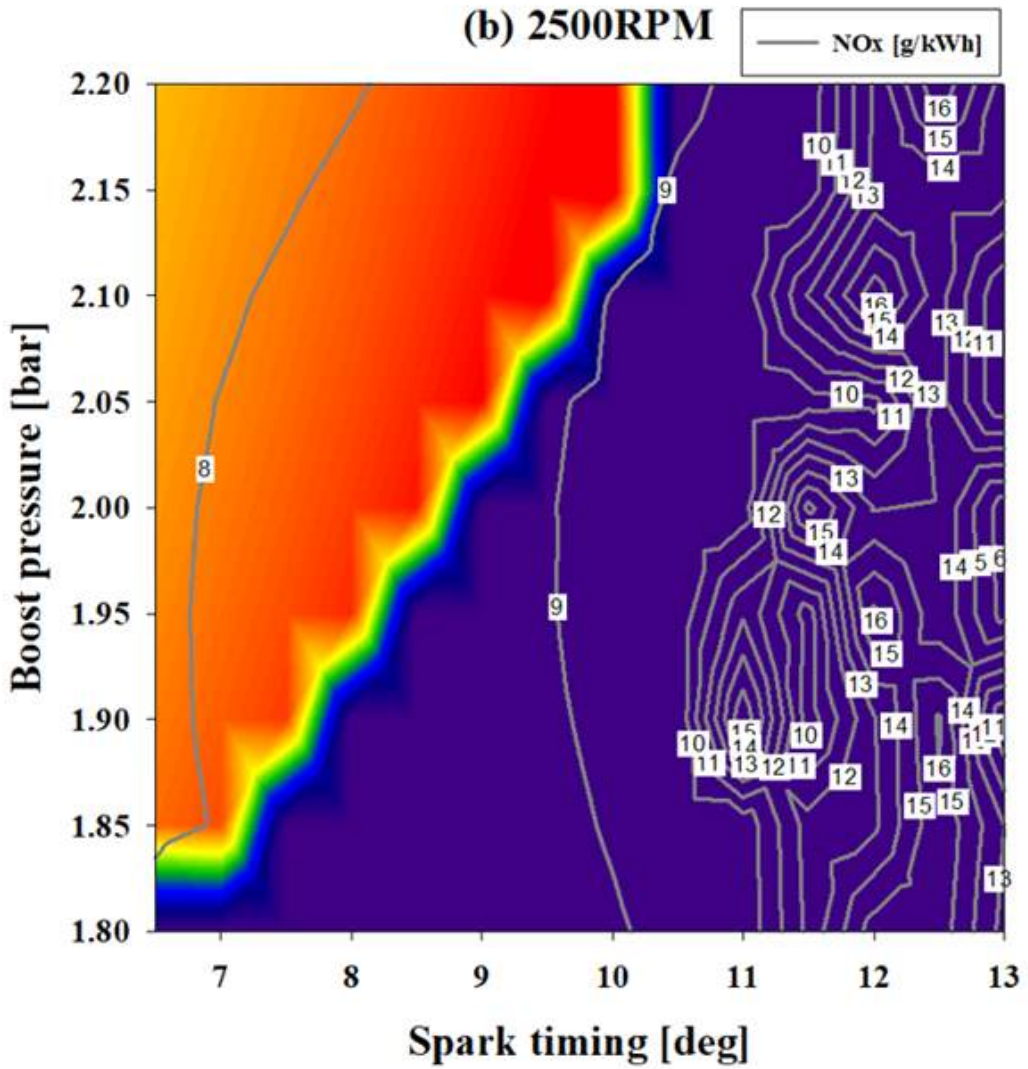


Figure 16 (b) Predicting NOx amounts according to changes in spark timing and boost pressure at 2500 rpm

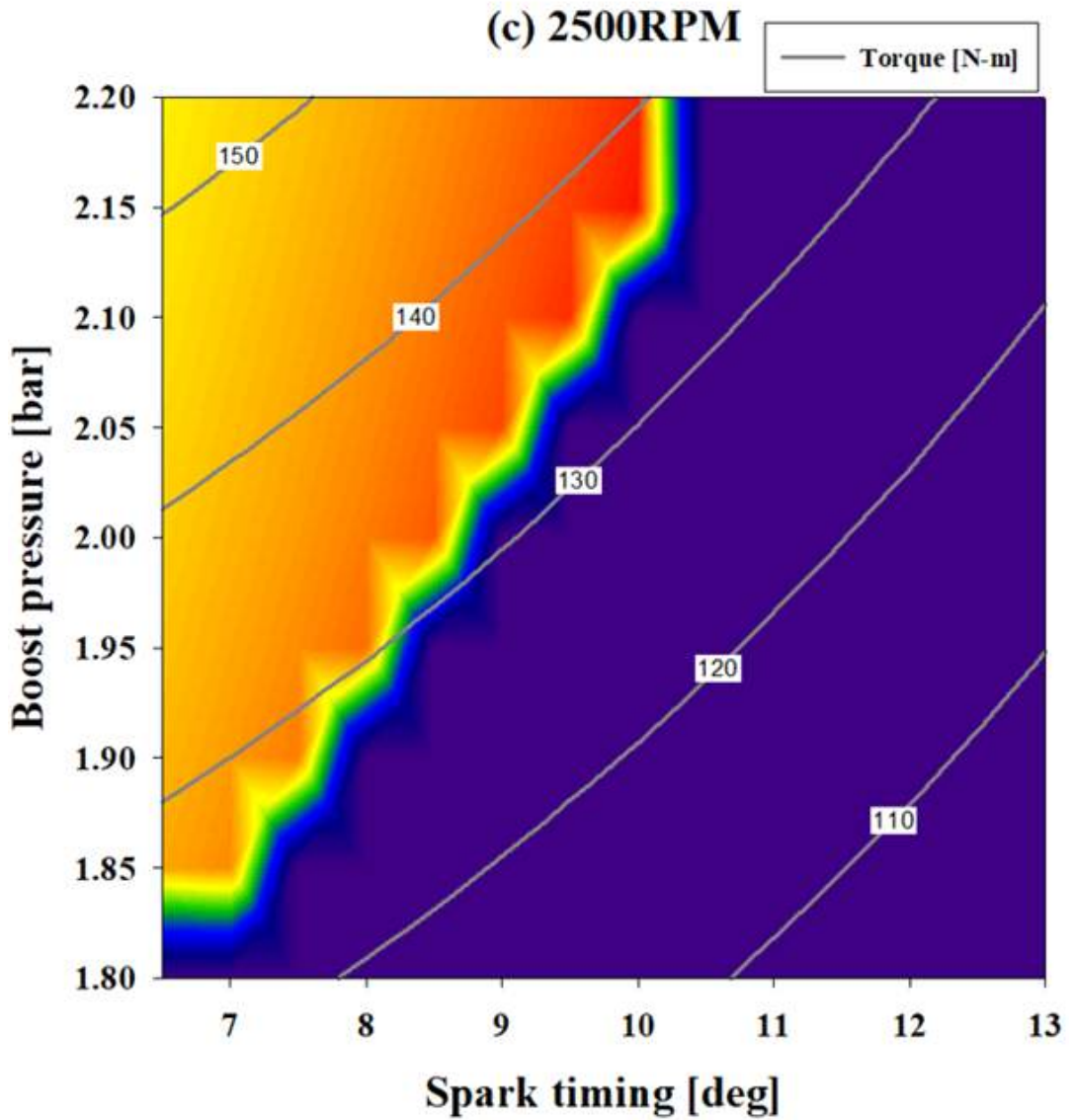


Figure 16 (c) Predicting torque tendency according to changes in spark timing and boost pressure at 2500 rpm

3. Effect of intake valve overlap

스파크 타이밍, Boost pressure에 이어 MPI 터보 엔진 최적화 변수로 Intake valve overlap을 선정했다. 밸브 overlap을 통해 가스 유동 및 실린더 내 잔류 연소 가스량을 조절하여 연소 안정성과 오염 물질 배출을 제어할 수 있다. 또한 유효 팽창비 증가와 펌핑 로스를 줄이고 저속에서도 토크를 증가시키는 등 연소효율 및 엔진 성능에 큰 영향을 미친다. 이러한 밸브 오버랩의 장점은 down-sized 엔진에서 중요하게 사용된다. 이번 연구에 사용된 엔진은 가변 밸브를 채택한 down-sized된 MPI 터보 엔진이며 최적화를 위해 intake valve 타이밍을 조절하여 Exhaust valve와의 overlap을 통해 torque와 NOx의 변화를 확인한 뒤 최적화 변수 범위를 선정했다. Validation을 진행했던 reference model의 기본 조건과 밸브 리프트, EVC(Exhaust valve closed)을 고정한 뒤 IV0(Intake valve opening) 타이밍만 조절하여 DoE 진행하였다.

선정한 RPM의 실험값인 MOP(Maximum intake valve opening position)를 기준으로 앞, 뒤로 40° CA 진각 및 지각을 시켜 80개의 sampling 결과를 확인했다. 1600RPM의 결과는 Fig. 17(a)에 나타났다. MOP 429 부터 509° CA까지 DoE 진행했으며, 토크 변화를 확인했다. 초록색 별표 모양으로 표시된 기준인 MOP 469° CA의 토크는 101.7N-m이며, overlap 구간은 64° CA이다. sweep한 torque 경향성에 일치하는 것을 확인했다. 밸브 범위를 선정하기 위한 참고점으로 MBT점을 확인했다. MBT점은 기준점보다 14° CA 진각한 455° CA이며 토크는 110.69N-m이다. Overlap의 구간이 기준보다 넓어질수록 토크의 증가를 확인할 수 있지만 MBT점 이후 토크가 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 이는 MBT점보다 IV0 타이밍이 더 진각되면 더 길어진 overlap의 영향으로 실린더 내 연소가 불안정하여 토크가 감소하는 것으로 판단된다. 비도로용 차량의 경우 저속에서도 토크의 응답성이 좋아야 하므로 maximum overlap 한계를 MBT점의 MOP인 455° CA까지 정하였으며, minimum overlap의 limit을 기준이 되는 experiment 결과의 오차 범위인 96.62N-m 이상 토크를 갖는 MOP 474° CA로 정하였다.

NOx의 발생량의 경우 기준 MOP 469° CA보다 10° CA 지각한 MOP 479° CA에서 최소 값을 가진다. Overlap 구간이 기준 64° CA에서 10° CA 줄어든 54° CA 구간인데

이는 overlap의 구간이 줄어들면서 실린더 내 잔류가스분율(Residual gas fraction)의 증가로 EGR와 같은 희석제 역할을 하게 된다. 그 결과 연소 시 실린더 내 온도가 낮아지고 NOx 배출량을 줄이는 효과를 가지게 된다. 하지만 MOP 479° CA일 때의 토크는 minimum overlap 한계치인 96.62° N-m에 속하지 못하므로 제외되었으며 기준에 충족하는 MOP 474° CA가 minimum overlap 한계이다. 반대로 overlap구간이 넓어지면 NOx의 배출량이 증가하게 되는데 이는 IV0 타이밍이 진각되면서 희석제 역할을 하던 실린더 내 잔류가스를 신기(fresh air)가 밀어내면서 연소 시 연소온도가 높아지고 NOx의 배출량이 증가되는 것으로 판단된다. 또한 Torque도 중요하지만 NOx의 배출량을 최대한 줄이기 위하여 NOx양이 급격히 증가되는 MOP 460° CA를 maximum overlap 한계로 설정하였다. 이를 종합하면 1600RPM의 최적화 시킬 범위로 파란색 음영으로 표시된 maximum overlap 구간 72° CA를 가지는 MOP 460° CA부터 minimum overlap 구간 54° CA를 가지는 MOP 474° CA까지 총 14개 구간이다.

다음 Fig. 17(b)는 1800RPM의 intake valve overlap DoE 결과를 보여준다. 1600RPM와 같은 overlap 구간 64° CA인 MOP 469° CA 사용하며 토크는 113.4N-m를 가진다. Fig. 15(a)처럼 DoE 데이터와 실험 데이터를 비교하면서 시뮬레이션의 결과 예측도가 정확하다는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 토크만을 이용하여 overlap 한계를 선정했을 시 실험 데이터의 -5% 오차범위인 107.73N-m 이상의 토크를 가진 MOP 476° CA가 minimum overlap의 한계이며, maximum overlap 한계를 최대 토크 119.3N-m를 보인 MBT점인 MOP 455° CA까지이다. 하지만 MOP 461° CA이후부터 NOx양이 급격하게 증가하는 경향을 보이므로 overlap 70° CA 구간을 가지는 MOP 461° CA를 maximum overlap 한계로 설정하였다. Minimum overlap 한계의 경우 NOx의 최소량과 기준으로 잡았던 토크 107.73N-m 이상을 가진 MOP 476° CA로 설정했다. 1800RPM의 Intake valve overlap 최적화 변수 범위는 maximum overlap 구간 70° CA를 가지는 MOP 461° 부터 minimum overlap 56° CA 구간인 MOP 476° CA까지 15개 구간이다.

Fig. 17(c)는 2500RPM 결과를 나타낸 그래프이다. MOP 414~494° CA까지 총 80개의 구간에서 DoE했다. Fig. 17(a)와 (b) 다르게 토크와 NOx의 경향성이 완만하게 나타나는 특징을 가지고 있다. 또한 실험에서 사용하였던 overlap 78° CA 구간을

갖는 MOP 454° CA에서 토크 124.5N-m 값을 가지는데 DoE 결과와 일치하지 않는 모습을 볼 수 있다. 하지만 DoE 오차범위 5% 내의 결과인 126.49N-m이므로 실험값과 DoE 경향성 일치 하는 것으로 판단했다. MBT점은 130.45N-m 값을 가지는 MOP 442° CA이지만 NOx 양이 가파르게 증가추세를 보이는 MOP 449° CA를 maximum overlap 한계로 설정했다. Minimum overlap 한계는 NOx양이 최소인 지정 MOP 479° CA으로 설정할 수 있으나 토크를 고려해주어야 하기 때문에 실험 토크 값의 오차범위 5%이내의 토크를 최저 한계로 설정하여 토크 118.3N-m이상의 값을 가지는 MOP 471° CA를 minimum 한계로 설정했다. 2500RPM의 maximum overlap은 84° CA 구간을 가지는 MOP 449° CA부터 minimum overlap 62° CA 구간을 가지는 MOP 471° CA까지 22개의 범위를 최적화 변수 범위로 선정하였다.

스파크 타이밍부터 Intake valve overlap까지 파레토 최적화를 진행하기 위하여 각 RPM별로 범위를 선정해주었다. Table 4에 각 변수들의 범위와 DoE sampling 개수에 대해 요약정리 해놓았다. 이 변수들을 바탕으로 비도로용 가솔린 MPI 터보 SI엔진의 최적화를 진행한다.

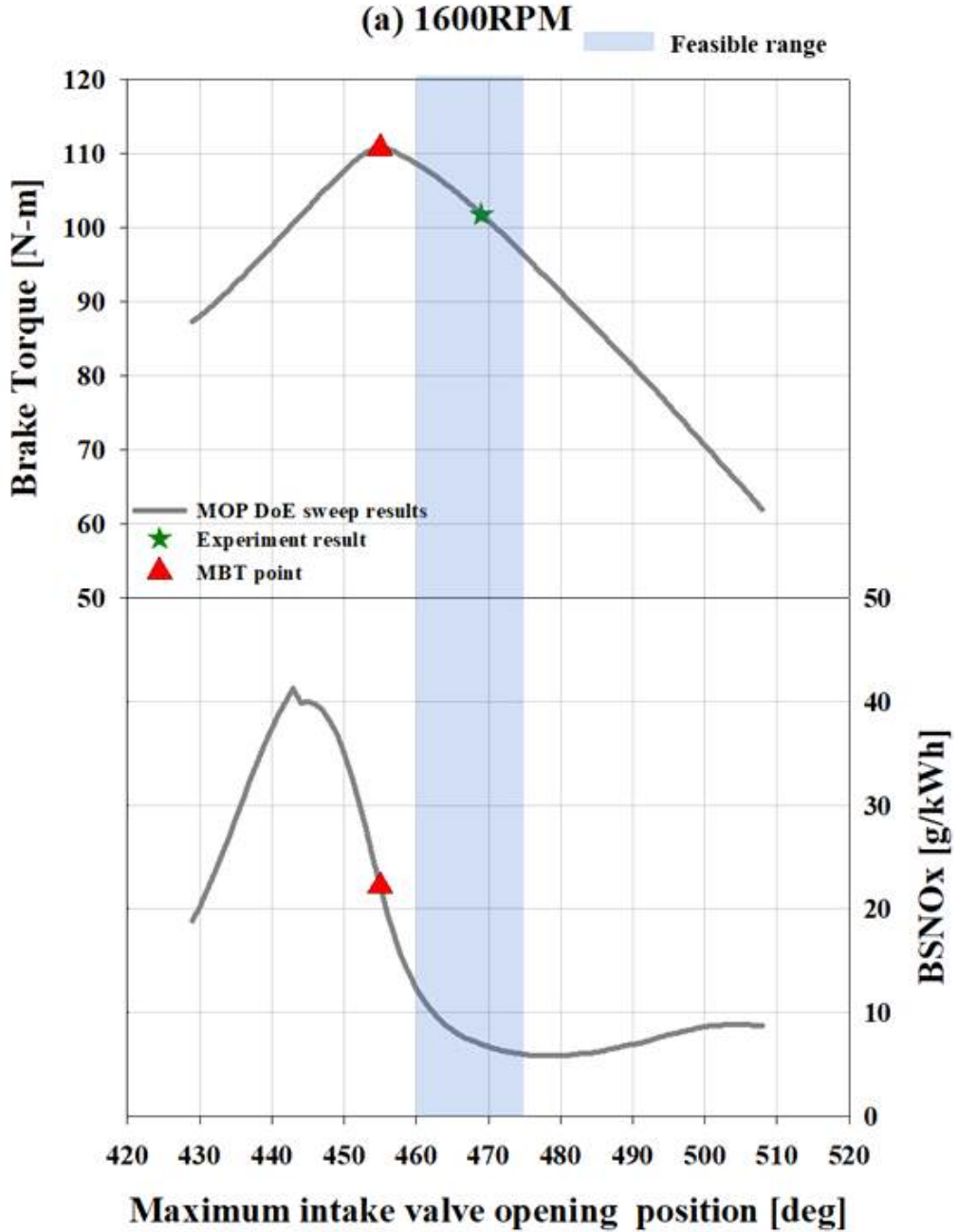


Figure 17 (a) Torque and NOx tendencies according to changes

in IVO at 1600 rpm

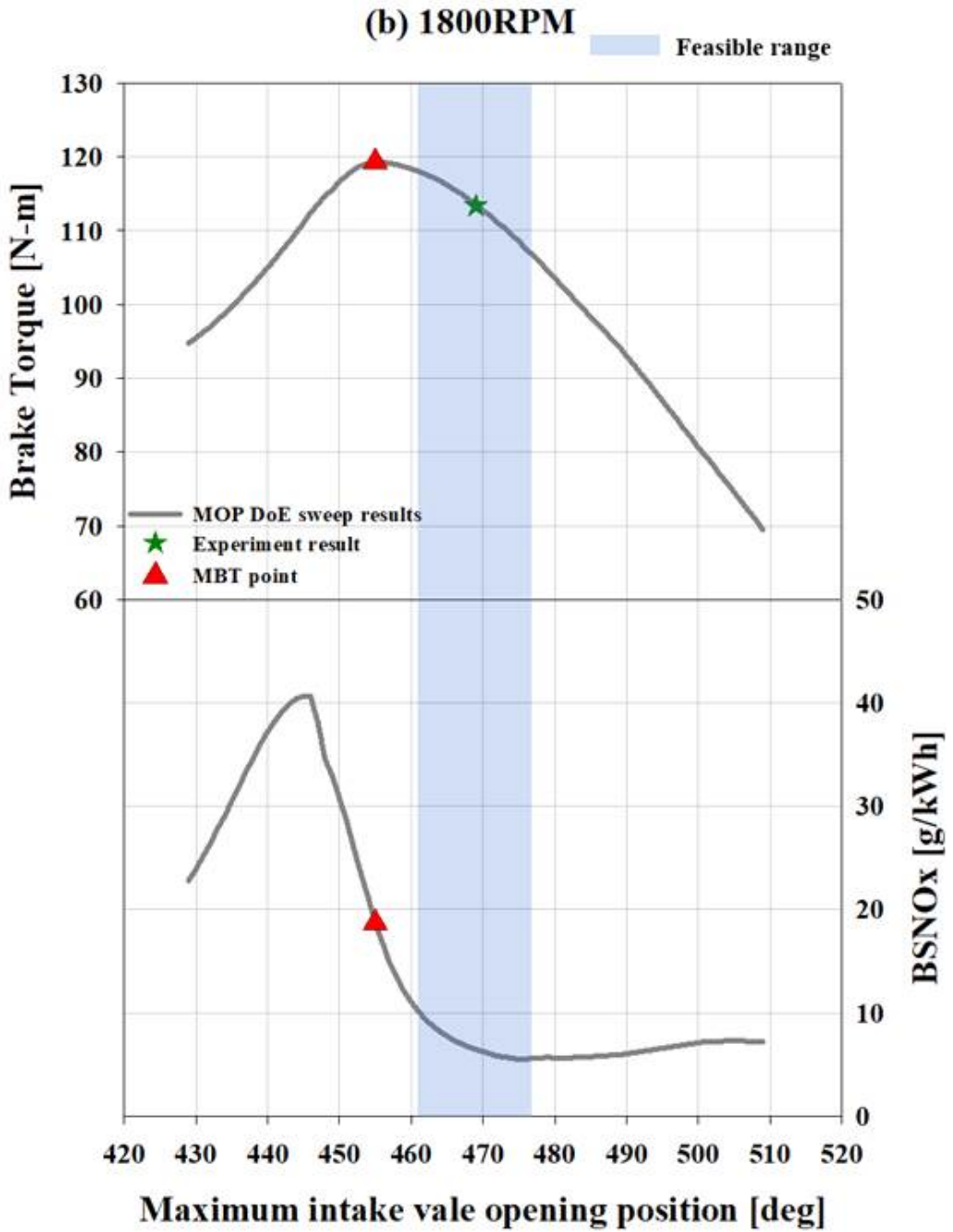


Figure 17 (b) Torque and NOx tendencies according to changes

in IVO at 1800 rpm

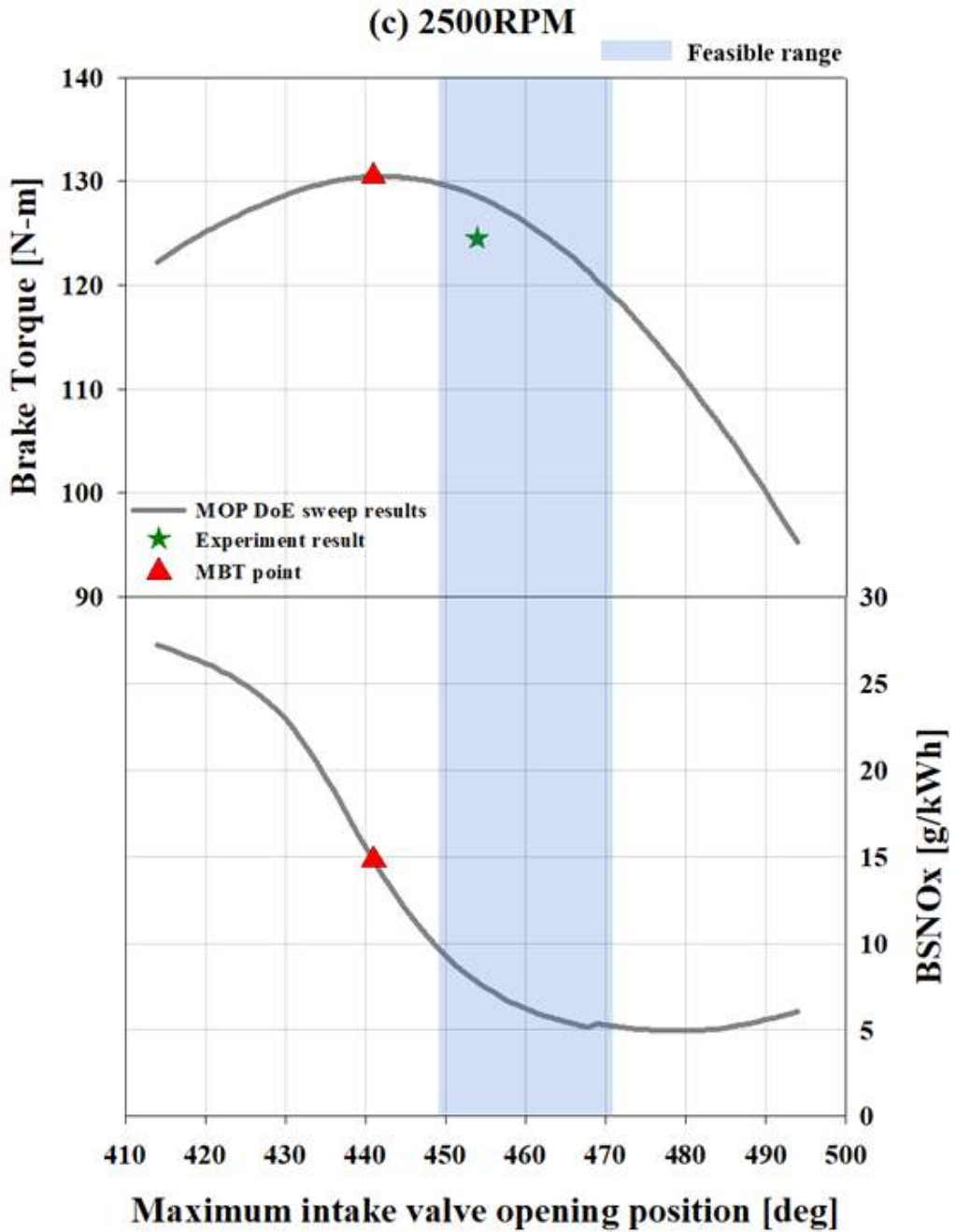


Figure 17 (c) Torque and NOx tendencies according to changes

in IVO at 2500 rpm

C. Multi objective Pareto solution

IV-B에서 각 RPM별 최적화를 위한 변수들의 범위를 선정했다. 스파크 타이밍은 0.5° CA 간격, boost pressure은 0.5bar와 intake valve overlap을 보는 MOP는 2° CA 간격으로 240~280개 사이의 DoE 샘플링 데이터를 확인하였다. 그 결과를 바탕으로 pareto 최적화를 진행하였으며, 중점으로 본 항목은 토크와 NOx이다. 토크와 NOx를 중점으로 보는 이유는 Non-road용 차량의 주 내연기관인 디젤엔진에 대적하기 위해서 저RPM에서도 높은 토크를 가져야 하며, NOx의 경우 현재 큰 이슈인 환경오염과 관련 규제에 직접적인 영향을 주기 때문이다.

Fig. 18(a)와 (b)는 torque와 NOx에 대한 변수들의 sensitivity를 나타낸 그래프이다. Fig. 18(a)는 torque와 관련된 그래프로 각 RPM에서의 스파크 타이밍, boost pressure, IV0에 대하여 확인할 수 있다. 1600RPM에서 토크에 가장 큰 영향을 미치는 인자가 boost pressure임을 확인할 수 있으며, 그 다음으로 overlap의 영향이 큰 것을 확인 가능하다. 1800RPM과 2500RPM도 마찬가지로 토크에 큰 영향을 미치는 인자는 boost pressure이며, 그 다음이 overlap임을 확인할 수 있다. 하지만 1600RPM에서 2500RPM으로 RPM이 증가할수록 스파크 타이밍과 boost pressure이 증가하는 반면 overlap에 대한 영향이 줄어드는 경향을 확인할 수 있다. RPM의 증가는 성능 토크에 영향을 미치는데 있어 overlap의 영향보다 나머지 인자인 boost pressure와 스파크 타이밍의 영향이 더욱 확대된다는 것을 의미한다. 예를 들면 Fig. 16(c)의 스파크 타이밍 10° CA(aTDC) 확인해 보면 허용 가능한 boost pressure가 증가될수록 토크도 증가하는 경향을 확인해보면 이해 가능하다.

Fig. 18(b)는 NOx와 인자들의 관계를 확인할 수 있다. 모든 RPM에서 valve overlap에 대한 영향이 가장 큰 것으로 나타났다. 2500RPM의 경우 다른 RPM보다 valve overlap이 절대적인 것을 알 수 있으며 boost pressure는 민감도 0.0004로 NOx 배출을 예측하는데 영향이 없음을 알 수 있다. 토크와 NOx에 대해 변수들의 영향을 확인해봤으며, multi objective pareto를 수행하여 토크 최대화와 NOx 배출 수준을 최소화하였다. Fig. 19(a)는 목표였던 토크와 NOx에 대한 각 RPM별 파레토 프론트와 솔루션을 제공한다. 200개 샘플링을 통해 파레토 프론트를 도출했

다. RPM별 파레토 프론트를 확인하면 1600RPM은 조밀하게 분포하면서 완만한 곡선을 이루는 반면 1800RPM과 2500RPM은 분포간격이 넓어지면서 파레토 프론트가 급격히 상승하는 모습을 확인할 수 있다. 이는 RPM의 증가로 operation parameter들의 관계가 변화함을 유추할 수 있다.

그리고 Fig. 19(b)는 design parameter를 보여준다. 2500RPM WOT 상태에서의 design parameter이며 디자인 포인트 1에서 최대 토크값과 최대 NOx 발생량을 확인할 수 있다. 파레토 프론트와 관련하여 torque와 NOx 모두 상승하는 비례곡선으로 볼 수 있다. 이는 비례곡선이 아닌 목표인 토크 상승으로 성능의 증가를 확인할 수 있지만 또다른 목표였던 NOx 최소화를 달성하지 못했으므로 trade-off 관계임을 알 수 있다. 디자인 포인트 2는 포인트 1과 비슷한 수준의 토크를 가지고 있지만 NOx의 양이 줄어주는 것을 알 수 있다. 디자인 4의 경우 최소 NOx양을 갖지만 토크 또한 최소값을 가지는 솔루션이다. 포인트 3은 발산(divergent) 솔루션이다. 이러한 파레토 프론트에서 엔지니어는 적절한 설계 매개 변수를 선택할 수 있음으로 최적화된 솔루션을 얻을 수 있다.

Fig. 20(a)-(c)는 design parameter 1과 4에서의 변수에 대한 파레토 솔루션을 요약한 그래프이며, Fig.20(a)는 스파크 타이밍에 대해 표현한 것으로 포인트 1에서 4로 변하는 과정에 있어 큰 변화가 없음을 확인할 수 있다. Boost pressure의 변화를 보여주는 Fig. 20(b)는 1800RPM과 2500RPM에서 미미한 변화를 보여주었지만 1600RPM에서 최소 NOx양과 최소 토크 성능을 보일 때 boost pressure가 낮아졌음을 확인했다. 이러한 이유는 저RPM일수록 boost pressure의 영향에 따라 성능과 배기가스의 양이 달라짐을 알 수 있다. Fig. 20(c)는 IV0에 대한 영향을 나타낸 것으로 모든 RPM에서 NOx의 양이 최소로 떨어지는 4번 포인트로 갈수록 오버랩 구간이 줄어드는 것을 확인할 수 있으며, 변수들의 영향을 확인했던 Fig. 11(b)의 그래프에서 배기가스의 배출은 밸브 타이밍에 의해 큰 영향을 받는다는 것을 다시 한번 확인할 수 있었다. Multi objective optimization pareto를 통해 IV0제어가 비도로용 가솔린 MPI 터보 SI엔진에서 토크와 NOx 배출을 최적화하는데 효과적으로 사용될 수 있다는 것을 확인할 수 있었다.

(a) Brake torque

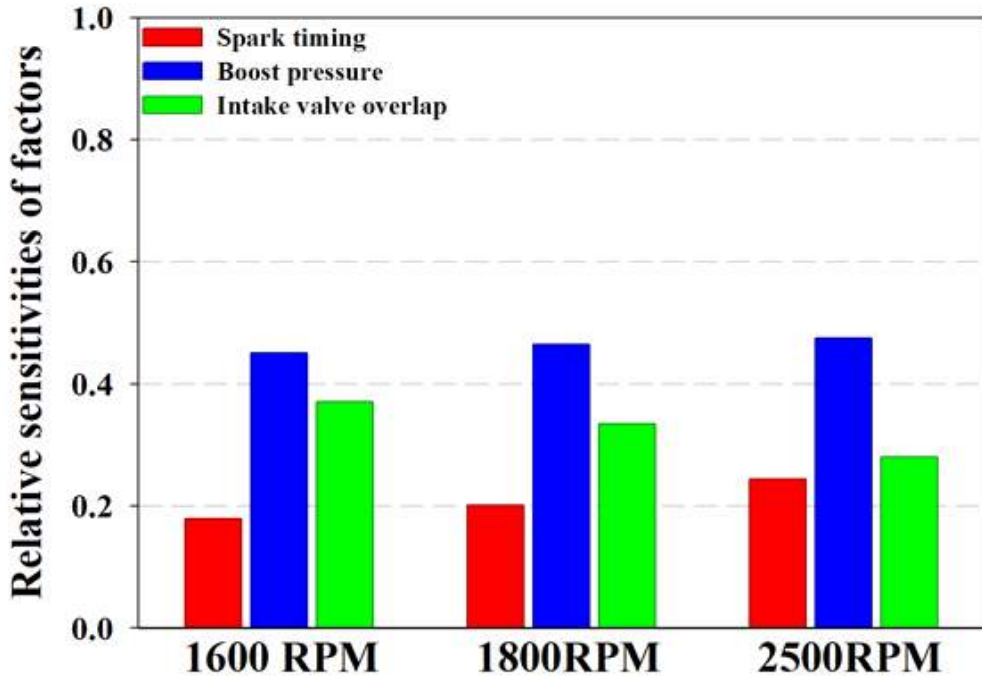


Figure 18 (a) Torque sensitivities of operation parameters

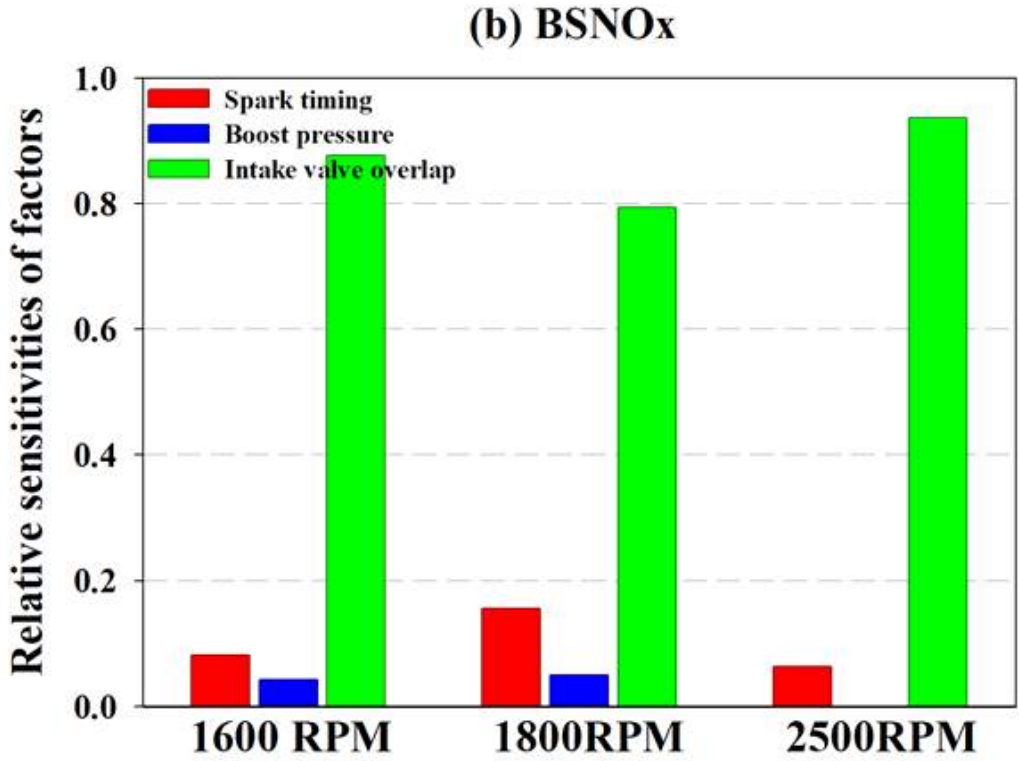


Figure 18 (b) NO_x sensitivities of operation parameters

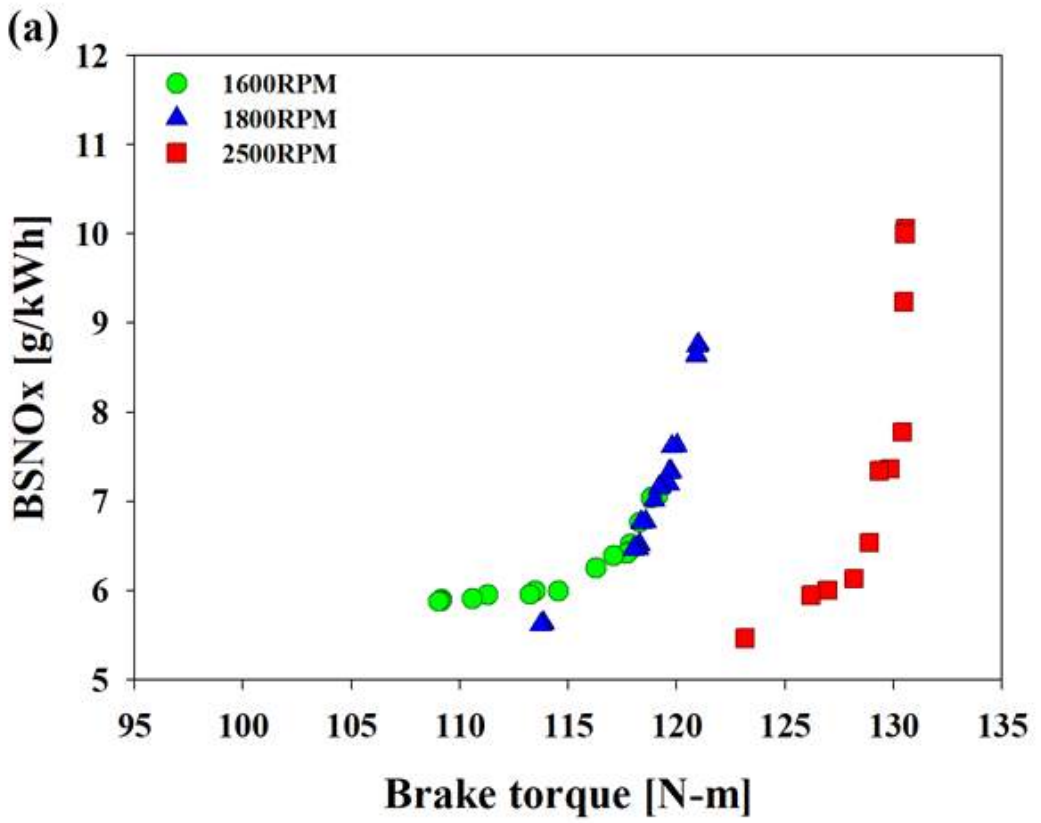


Figure 19 (a) Pareto optimum solution according to Brake torque and BSNOx

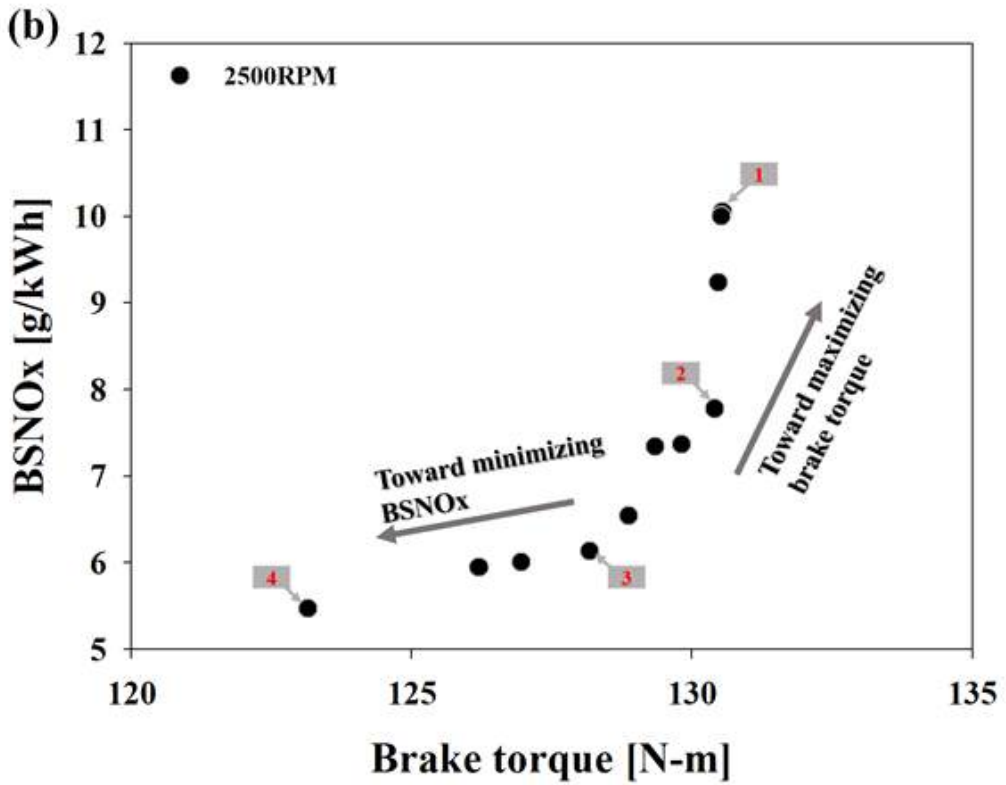


Figure 19 (b) Design points of pareto optimum solution

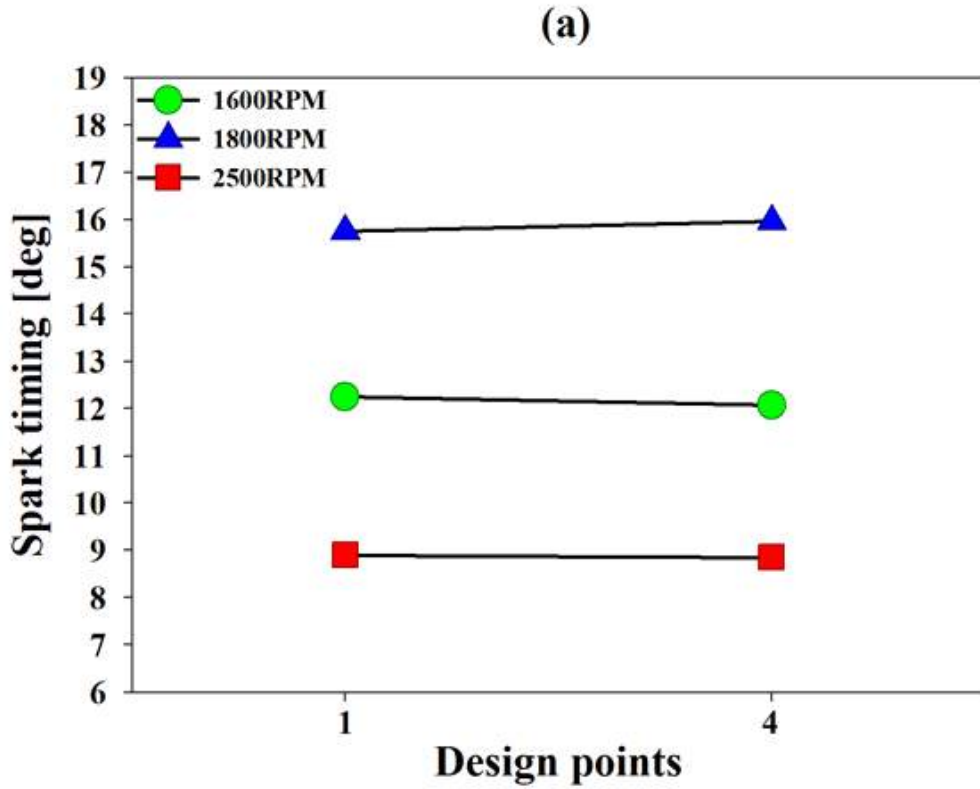


Figure 20 (a) Pareto optimum solution at design points 1 (maximized Brake torque) and 4 (minimized BSNO_x) under spark timing

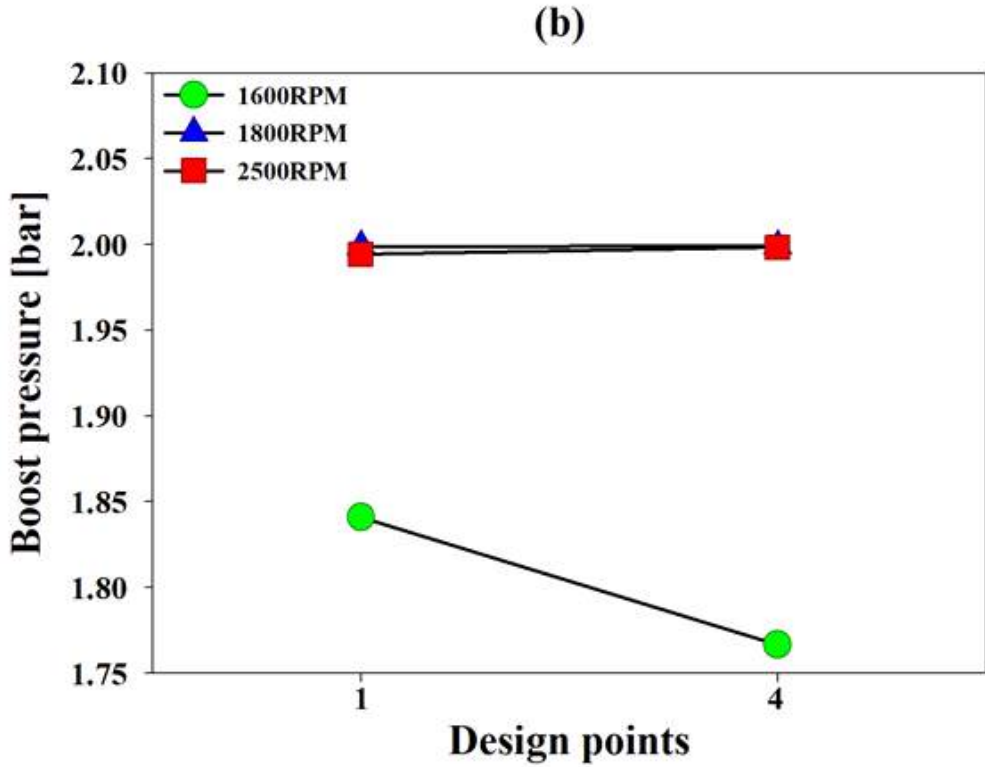


Figure 20 (b) Pareto optimum solution at design points 1 (maximized Brake torque) and 4 (minimized BSNOx) under boost pressure

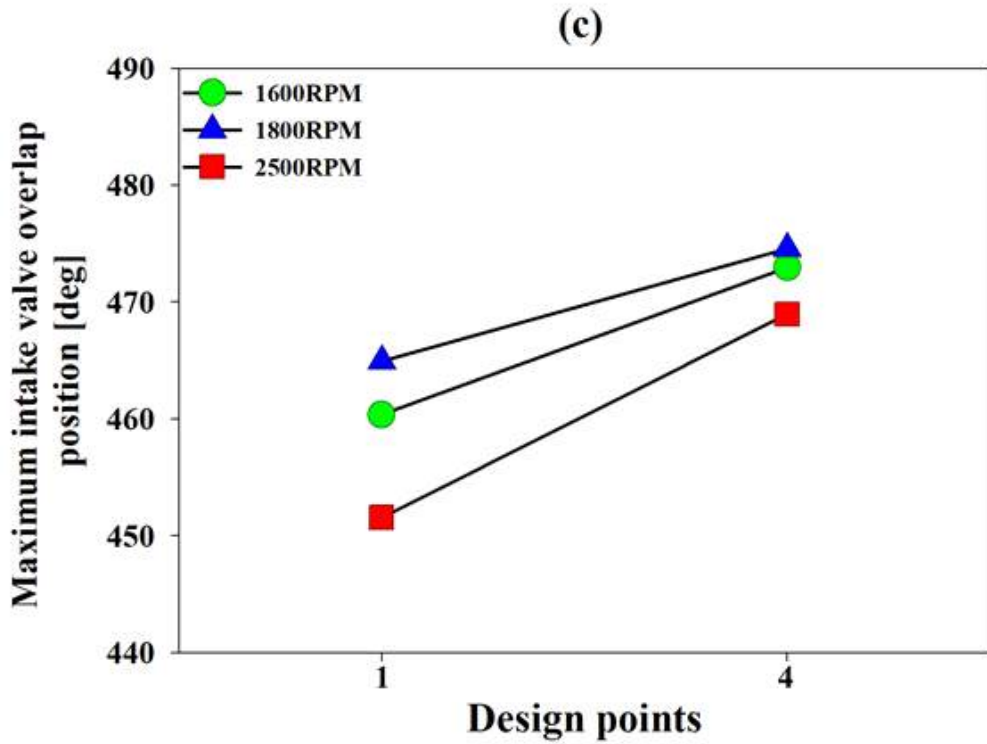


Figure 20 (c) Pareto optimum solution at design points 1 (maximized Brake torque) and 4 (minimized BSNOx) under intake valve overlap

V. CONCLUSIONS

이번 연구는 down-sized 800cc 가솔린 MPI 터보 SI 엔진을 1D-시뮬레이션을 통해 off-road용으로 최적화하는데 목적을 두었다. 최적화 변수로 스파크 타이밍, boost pressure 및 intake valve overlap을 선정하였고, abnormal combustion인 knocking이 발생하지 않는 구간을 선정하여 토크 최대화와 NOx 최소화를 목표로 multi objective optimization pareto를 통하여 최적 솔루션을 확인했다. 다음은 각 변수들의 관계와 결과를 요약한 내용이다.

- i. DoE를 통해 스파크 타이밍의 변화에 따른 토크 및 NOx 경향성과 knocking 발생 여부를 확인했다. RPM이 증가하는 knocking의 발생 영역을 확대시켰으며, retard된 스파크 타이밍에서는 불완전 연소로 인해 NOx 경향성에서 불안정하게 나오는 것을 확인했다.
- ii. 스파크 타이밍과 boost pressure의 관계를 통해 knocking이 발생하지 않고 스파크 타이밍마다 허용될 수 있는 boost pressure의 범위를 확인할 수 있었다. 또한 NOx의 발생을 예측하면서 최적화 범위를 선정할 수 있었다.
- iii. Intake valve overlap을 DoE를 통해 토크와 NOx의 경향을 확인했다. Valve overlap은 실린더 내 잔류 가스 및 신기를 조절하여 성능과 배기가스 배출을 제어하는 것을 확인했다. Overlap이 minimum 해질수록 잔류가스분율(Residual gas fraction)이 높아져 NOx의 양이 줄어드는 것을 확인했다. 성능과 배기가스 배출에 있어 IV0는 반비례 관계임을 알 수 있고 적정 overlap이상으로 넘어가면 성능과 배기가스에 악영향을 미치는 것을 확인했다.
- iv. Pareto 기법을 통해 솔루션을 제시했다. 각 RPM별 파레토 프론트를 통해 trade-off 관계를 확인했고, 각 디자인 포인트를 통해 토크 최대화와 NOx 배출 최소화 지역을 찾았다. 또한 각 sensitivity를 통하여 변수들의 관계와 성능과 배기가스에 미치는 영향을 확인할 수 있었다. 최적 솔루션에서는 IV0가 가장 큰 영향을 미치는 것을 확인했다.

- v. Fig. 21(a)는 1600RPM 선택한 파레토 최적 솔루션 결과와 parameter의 DoE 결과를 비교한 그래프이다. ①번은 base overlap 구간보다 8° CA 넓어진 MOP 460° CA의 결과로 base 토크보다 6.98% 증가했으며, NOx는 5.57% 감소한 결과를 보여준다. ②번은 스파크 타이밍과 boost pressure의 영향을 확인할 수 있으며 base 대비 1° CA 진각한 타이밍과 0.15bar 증가한 boost pressure의 결과로 토크는 13.86% 증가하였고 NOx는 48.21% 감소함을 확인했다. ③번은 모든 parameter들을 종합하여 파레토 기법을 사용한 최적화 솔루션이다. base보다 1.37° CA 진각한 스파크 타이밍과 0.19bar 증가한 boost pressure 및 4° CA 줄어든 overlap구간을 가졌으며, ②번 보다 1.1N·m 적은 토크를 가지지만 base 대비 12.78% 증가와 NOx 54.31% 줄어든 결과를 보여준다.
- vi. Fig. 21(b)는 1800RPM의 비교 그래프로 ①번은 overlap 구간이 7° CA 넓어져 토크는 base 대비 4.11% 증가했으며 NOx는 28.01% 감소한 결과를 보여준다. ②번은 base 대비 4.7° 지각된 스파크 타이밍을 가지지만 boost pressure가 0.25bar 증가하여 토크 3.42%, NOx 42.82% 감소한 결과를 확인했다. ③번은 2.93° CA 지각된 스파크 타이밍과 0.19bar 증가한 boost pressure 및 overlap 구간 1° 넓어져 base 대비 5.88% 토크 증가와 43.75% 감소한 NOx의 값을 가지는 것을 확인했다. 더욱이 1800RPM에서는 성능 제어에 큰 영향을 미치는 스파크 타이밍이 다소 지각되더라도 boost pressure의 증가와 같이 다른 변수들과의 관계를 통해 토크를 보완하고 NOx를 감소시킬 수 있음을 확인하였다.
- vii. Fig. 21(c)는 Fig. 16(b)와 비슷한 조건들로 구성되어 결과를 보여준다. ①번은 overlap 구간이 6° CA 넓어지면서 37.52% NOx 감소와 1.91% 토크 증가를 확인 가능하다. ②번은 토크가 base 대비 4.1° CA 지각하였지만 boost pressure 증가를 통해 토크에 불리한 스파크 타이밍에도 불구하고 3.58% 증가와 42.64% NOx를 감소시켰다. 이는 스파크 타이밍과 boost pressure가 서로 상쇄할 수 있음을 알 수 있다. ③번은 지각된 스파크 타이밍을 boost

pressure의 증가와 줄어든 overlap 구간을 통해 영향을 상쇄시켰으며 그 결과 base 대비 2.38% 토크 증가 및 49.74% NOx 감소 결과를 확인했다.

본 논문은 1D-시뮬레이션을 이용하여 3가지 변수 spark timing, boost pressure, intake valve overlap을 선정된 뒤 off-road용 down-sized 800cc 가솔린 MPI 터보 SI 엔진 최적화를 연구하였다. 실험계획법(DoE) 및 파레토 최적화 기법을 사용하여 변수들의 상관관계를 확인하였고 knocking과 같은 이상연소현상을 예측하였다. 그리고 field 시험연구와 달리 1D-시뮬레이션은 시스템 모델에 대한 다양한 변수의 상관관계 및 주요 변수에 대해 파악이 가능하며, 시간 및 비용적인 측면에서 연구자와 엔지니어에게 최적의 선택을 할 수 있도록 도움을 준다. 하지만 1D-시뮬레이션의 특성상 계산식에 의존한 결과를 확인하고, Emission 측정에 있어 정확한 예측을 하는데 한계가 있었다. 추후 3D-CFD 시뮬레이션을 통하여 이상연소현상 및 Emission 등을 1D-시뮬레이션의 결과와 비교할 것이며, 두 시뮬레이션의 차이를 확인할 예정이다.

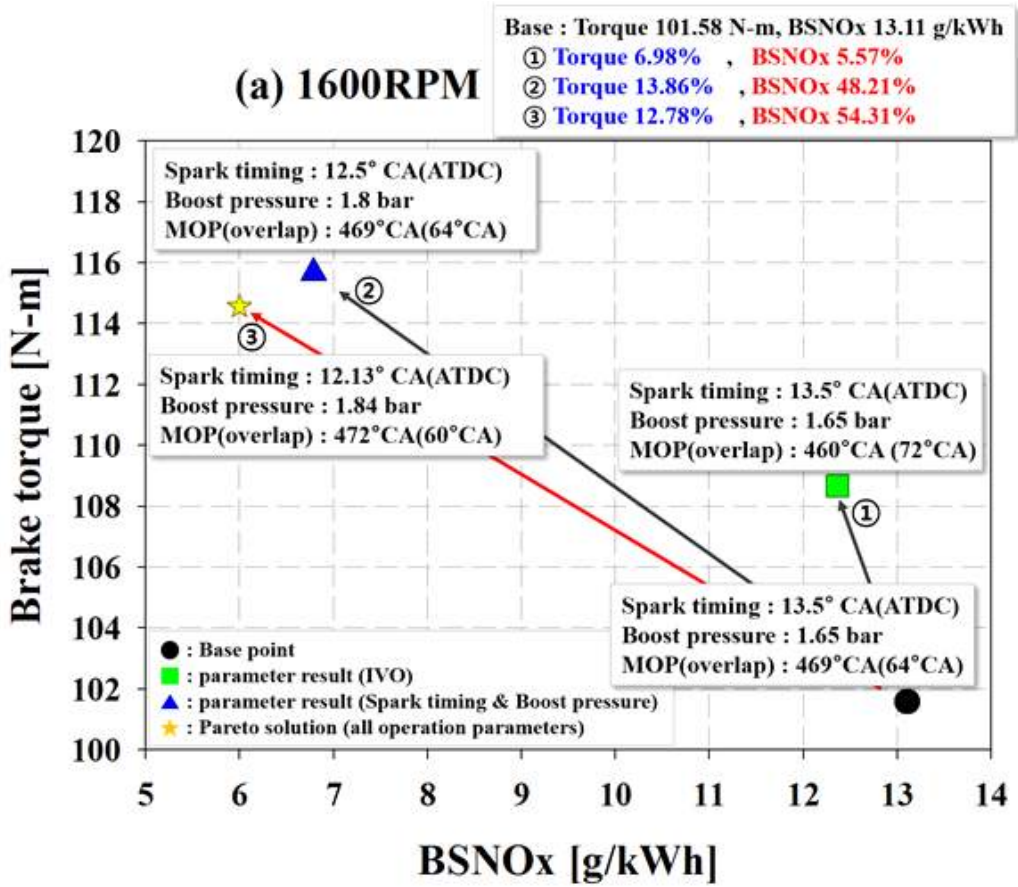


Figure 21 (a) Comparison of Pareto Solution and DoE Simulation Results at 1600 rpm

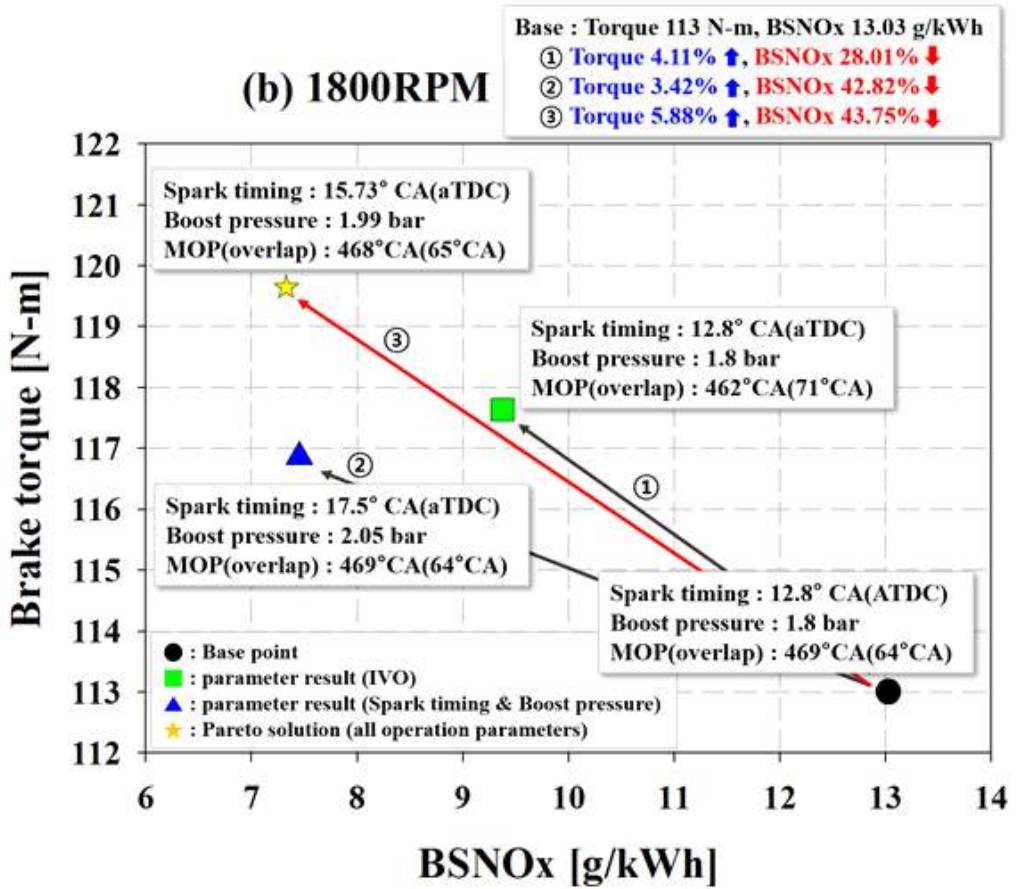


Figure 21 (b) Comparison of Pareto Solution and DoE Simulation Results at 1800 rpm

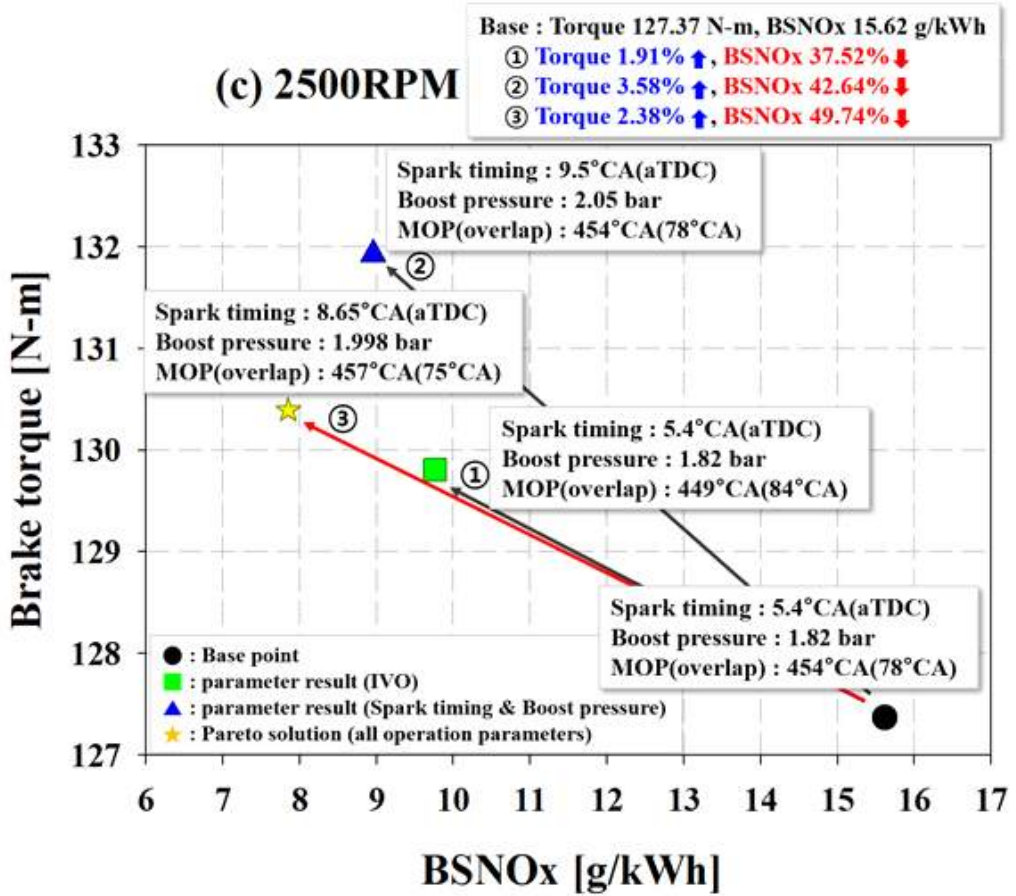


Figure 21 (c) Comparison of Pareto Solution and DoE Simulation Results at 2500 rpm

REFERENCES

- [1] 이기열. (2008). 지구 온난화 현상 및 차량과의 연계성 . 대한환경 공학회지, 30(1), 106-110.
- [2] Wonjun Yoon, and Jungsoo Park. "Parametric study on combustion characteristics of virtual HCCI engine fueled with methane–hydrogen blends under low load conditions." *International Journal of Hydrogen Energy* 44.29 (2019): 15511-15522.
- [3] 김득상, 이동인.(2014). 비도로용 상용차량/장비의 배기 규제 및 대응기술 동향. *오토저널*, 36(5), 16-21
- [4] Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education; 2018.
- [5] 신재식, 강정호, 하형수, 정학섭, 표수강.(2016).Off-road 엔진에서 WGT와 VGT장착에 따른 효율 및 특성 비교.한국연소학회지,21(4),1-5.
- [6] HArbab M, Varman M, Masjuki HH, Kalam M, Imtenan S, Sajjad H, et al. Evaluation of combustion, performance, and emissions of optimum palm–coconut blend in turbocharged and non-turbocharged conditions of a diesel engine. *Energy Conversion and Management* 2015;90:111-20.
- [7] Feneley AJ, Pesiridis A, Andwari AM. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting-A Review. *Renewable and sustainable energy reviews* 2017;71:959-75.

- [8] Pawlowski A, Splitter D. SI engine trends: a historical analysis with future projections. SAE Technical Paper; 2015.
- [9] Yokoyama T, Hoshi T, Yoshida T, Wakashima K. Development of twin-entry scroll radial turbine for automotive turbochargers using unsteady numerical simulation. *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. 2014:471-8.
- [10] Walkingshaw J, Iosifidis G, Scheuermann T, Filsinger D, Ikeya N. A comparison of a mono, twin and double scroll turbine for automotive applications. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 56796. American Society of Mechanical Engineers; 2015:V008T23A17.
- [11] Zi D, Zhang L, Chen B, Zhang Q. Study of the electric-booster and turbo-generator system and its influence on a 1.5 L gasoline engine. *Applied Thermal Engineering* 2019;162:114236.
- [12] Wang Z, Huang R, Wang W, Jiang G. Optimization on performance of a turbocharged MPI gasoline engine by working process simulation based on target control method. *2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering*. IEEE; 2011:6000-4.
- [13] Duchaussoy Y, Barbier P, Schmelzle P. Impact of Gasoline RON and MON on a Turbocharged MPI SI Engine Performances. *SAE transactions* 2004:1446-53.
- [14] Zhang Q, Xu Z, Li M, Shao S. Combustion and emissions of a Euro VI heavy-duty natural gas engine using EGR and TWC. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 2016;28:660-71.
- [15] Kim C, Lee D, Oh S, Kang K, Choi H, Min K. Enhancing

- performance and combustion of an LPG MPI engine for heavy duty vehicles. SAE Technical Paper; 2002.
- [16] Nozawa R, Morita Y, Shimizu M. Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy. *Tribology international* 1994;27(1):31-7.
- [17] Shibata M, Komatsu H, Maeyama K, Asari M, Hotta N, Nakada K, et al. New 1.0 L I3 turbocharged gasoline direct injection engine. SAE Technical Paper; 2017.
- [18] Mastrangelo G, Micelli D, Sacco D. Extreme downsizing by the two-cylinder gasoline engine from Fiat. *MTZ worldwide* 2011;72(2):4-11.
- [19] Eriksson L, Nielsen L, Brugård J, Bergström J, Pettersson F, Andersson P. Modeling of a turbocharged SI engine. *Annual reviews in control* 2002;26(1):129-37.
- [20] Ahmadi M. Intake, exhaust and valve timing design using single and multi-objective genetic algorithm. SAE Technical Paper; 2007.
- [21] Su T, Ji C, Wang S, Shi L, Yang J, Cong X. Effect of spark timing on performance of a hydrogen-gasoline rotary engine. *Energy Conversion and Management* 2017;148:120-7.
- [22] Panda K, Ramesh A. Diesel injection strategies for reducing emissions and enhancing the performance of a methanol based dual fuel stationary engine. *Fuel* 2021;289:119809.
- [23] Park J, Lee KS, Kim MS, Jung D. Numerical analysis of a dual-fueled CI (compression ignition) engine using Latin hypercube

- sampling and multi-objective Pareto optimization. *Energy* 2014;70:278-87.
- [24] Park S, Cho J, Park J, Song S. Numerical study of the performance and NO_x emission of a diesel-methanol dual-fuel engine using multi-objective Pareto optimization. *Energy* 2017;124:272-83.
- [25] Liu J, Dumitrescu CE. 3D CFD simulation of a CI engine converted to SI natural gas operation using the G-equation. *Fuel* 2018;232:833-44.
- [26] Baker, Paul, and Harry Watson. MPI air/fuel mixing for gaseous and liquid LPG. No. 2005-01-0246. SAE Technical Paper, 2005.
- [27] Lee, Jeongwoo, et al. Effect of turbocharger on performance and thermal efficiency of hydrogen-fueled spark ignition engine. *International journal of hydrogen energy* 44.8 (2019): 4350-4360.
- [28] Tetsui, Toshimitsu. "Development of a TiAl turbocharger for passenger vehicles." *Materials Science and Engineering: A* 329 (2002): 582-588.
- [29] Lecointe, Bertrand, and Gaëtan Monnier. Downsizing a gasoline engine using turbocharging with direct injection. No. 2003-01-0542. SAE Technical Paper, 2003.
- [30] Amann, Manfred, and Terrence Alger. "Lubricant reactivity effects on gasoline spark ignition engine knock." *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 5.2 (2012): 760-771.
- [31] GT-SUITE Engine Performance Application Manual, version 2020. 2020.
- [32] Lavoie GA. Spectroscopic measurements of nitric oxide in spark

- ignition engines. *Combustion and Flame* 1970;15(2):97-108.
- [33] Zhen X, Wang Y, Xu S, Zhu Y, Tao C, Xu T, et al. The engine knock analysis—An overview. *Applied Energy* 2012;92:628-36.
- [34] Livengood J. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. 1955.
- [35] Ra Y, Reitz RD. A reduced chemical kinetic model for IC engine combustion simulations with primary reference fuels. *Combustion and Flame* 2008;155(4):713-38.
- [36] Coello CC, Van Veldhuizen D, Lamont G. *Evolutionary Algorithms for Solving Multi-Objective Problems* Kluwer Academic Publishers. Norwell, MA, USA 2002.
- [37] Ngatchou P, Zarei A, El-Sharkawi A. Pareto multi objective optimization. *Proceedings of the 13th International Conference on, Intelligent Systems Application to Power Systems*. IEEE; 2005:84-91.
- [38] Kanazaki M, Morikaw M, Obayashi S, Nakahashi K. Multiobjective design optimization of merging configuration for an exhaust manifold of a car engine. *International Conference on Parallel Problem Solving from Nature*. Springer; 2002:281-7.
- [39] Jimenez F, Gómez-Skarmeta AF, Sánchez G, Deb K. An evolutionary algorithm for constrained multi-objective optimization. *Proceedings of the 2002 Congress on Evolutionary Computation. CEC'02 (Cat. No. 02TH8600)*. 2. IEEE; 2002:1133-8.