



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](#)

2023 년 8 월

석사학위논문

직접 분사식 수소 엔진의 연료
분사 각도와 당량비에 따른 연소
특성에 관한 수치적 연구

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

오 세 현

직접 분사식 수소 엔진의 연료
분사 각도와 당량비에 따른 연소
특성에 관한 수치적 연구

A Numerical Analysis on Combustion
Characteristics of Direct Injection Hydrogen Engine:
Effect of Injection Angle and Equivalence Ratio

2023 년 8 월 25 일

조선대학교 대학원

기계 공 학 과

오 세 현

직접 분사식 수소 엔진의 연료
분사 각도와 당량비에 따른 연소
특성에 관한 수치적 연구

지도교수 박 정 수

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2023 년 4 월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

오 세 현

오세현의 석사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 조 홍 현



위 원 조선대학교 교수 오 동 욱



위 원 조선대학교 교수 박 정 수



2023 년 5 월

조선대학교 대학원

TABLE OF CONTENTS

TABLE OF CONTENTS	i
LIST OF FIGURES	iv
LIST OF TABLES	vii
DEFINITIONS & NOMENCLATURE	viii
ABSTRACT	xii
 CHAPTER 1. INTRODUCTION	
1.1 Motivation and objective	1
1.2 Organization of the thesis	12
 CHAPTER 2. RESEARCH BACKGROUND	
2.1 Research background	14
2.1.1 Mixture of hydrogen and gasoline	14
2.1.2 Mixture of hydrogen and methane	18
2.1.3 Mixture of hydrogen, diesel, and ammonia	21
2.1.4 Summary	23
2.2 Commercialization of hydrogen engine	24

CHAPTER 3. METHODOLOGY

3.1 Introduction	29
3.2 Model descriptions	32
3.2.1 1D Simulation	35
a. Combustion model	
3.2.2 3D CFD simulation	41
a. Turbulence model	
b. Combustion model	
c. Emissions model	
d. Mesh refinement	

CHAPTER 4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Effect of injector angle on combustion characteristics	45
4.1.1 Mixture formation	45
4.1.2 Combustion characteristics	60
4.2 Effect of equivalence ratio on combustion characteristics..	65
4.2.1 Mixture formation	65
4.2.2 Combustion characteristics	65

CHAPTER 5. CONCLUSION

5.1 Conclusions	72
------------------------------	----

REFERENCE 74

APPENDIX

A.1 Reaction mechanism 80

LIST OF FIGURES

Figure 1.1 8 billion tonnes of CO ₂ emitted by each means of transport worldwide in 2018	2
Figure 1.2 Carbon dioxide emissions factor, measured in kilograms of CO ₂ produced per megawatt-hour(MWh) of energy produced a given fossil fuel source.....	2
Figure 1.3 Backfire due to pre-ignition and residual exhaust gas backflow, reproduced form the works.....	6
Figure 1.4 Two different types of fuel injection in the engine. (a)Port fuel injection (PFI); (b)Direct Injection (DI).....	7
Figure 1.5 Advantages and disadvantages according to the injection method and injection pressure	11
Figure 1.6 Summarization the thesis.....	13
Figure 2.1 Brake thermal efficiency against excess air ratio profiles at three hydrogen volume fractions [20].....	17
Figure 2.2 Generating efficiency as a function of EGR with MBT(Maximum brake torque) spark timing [25]	20
Figure 2.3 HRR variation against crank angle with HES(Hydrogen energy share) blends [28]	22
Figure 2.4 Photo of the new 12-cylinder H ₂ -engine by BMW[30].....	25
Figure 2.5 HMC H ₂ engine geometry and performance. (a)the sectional drawing of hydrogen fueled engine with hydrogen injector; (b)torque and power vs engine speed for multi cylinder engine [31]	27

Figure 3.1 Engine geometry in CFD analysis: (a)oblique view; (b)plan view 31

Figure 3.2 Injector and nozzle geometry 34

Figure 3.3 Mesh refinement strategies..... 36

Figure 3.4 Compressor pressure ratio of turbocharger..... 37

Figure 3.5 Compressor efficiency of turbocharger 37

Figure 3.6 Turbine mass flow parameter (GRTP) of turbocharger 38

Figure 3.7 Turbine efficiency of turbocharger 38

Figure 4.1 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 30deg at $\lambda 1.5$ 48

Figure 4.2 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 45deg at $\lambda 1.5$ 48

Figure 4.3 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 60deg at $\lambda 1.5$ 49

Figure 4.4 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 30deg at $\lambda 2$ 50

Figure 4.5 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 45deg at $\lambda 2$ 50

Figure 4.6 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 60deg at $\lambda 2$ 51

Figure 4.7 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 30deg at $\lambda 2.5$ 52

Figure 4.8 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 45deg at $\lambda 2.5$ 52

Figure 4.9 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 60deg at $\lambda 2.5$ 53

Figure 4.10 Turbulent kinetic energy in the cylinder as a function of injection angle at $\lambda 1.5$. 57

Figure 4.11 Turbulent kinetic energy in the cylinder as a function of injection angle at $\lambda 2$ 57

Figure 4.12 Turbulent kinetic energy in the cylinder as a function of injection angle at $\lambda 2.5$. 58

Figure 4.13 Tumble ratio in the x directions as a function of injection angle and excess air ratio

.....	59
Figure 4.14 Tumble ratio in the y directions as a function of injection angle and excess air ratio	59
Figure 4.15 Variation of combustion pressure and temperature in the cylinder with respect to injection angle at $\lambda 1.5$	63
Figure 4.16 Variation of combustion pressure and temperature in the cylinder with respect to injection angle at $\lambda 2$	63
Figure 4.17 Variation of combustion pressure and temperature in the cylinder with respect to injection angle at $\lambda 2.5$	64
Figure 4.18 Apparent heat release and apparent heat release rate in cylinder via CFD analysis as a function of injection angle at $\lambda 1.5$	68
Figure 4.19 Apparent heat release and apparent heat release rate in cylinder via CFD analysis as a function of injection angle at $\lambda 2$	69
Figure 4.20 Apparent heat release and apparent heat release rate in cylinder via CFD analysis as a function of injection angle at $\lambda 2.5$	69
Figure 4.21 10% and 90% mass fraction burned for each injection angle and excess air ratio	70
Figure 4.22 NO _x emissions in the cylinder and exhaust manifold for each injection angle and excess air ratio.....	71

LIST OF TABLES

Table 1.1 Comparison of properties and combustion characteristics of hydrogen, methane, and gasoline [16]	5
Table 3.1 Engine specifications and operating conditions	30
Table 3.2 Boundary conditions and initial conditions.....	33
Table 3.3 Mesh refinement strategies.....	44

DEFINITIONS & NOMENCLATURE

ALPHABETIC SYMBOLS

CO	Carbon monoxide
CO ₂	Carbon dioxides
CO _x	Carbon Oxides
H ₂	Hydrogen
HC	Hydrocarbon
NO _x	Nitrogen Oxides

ABBREVIATIONS

AHHR	Apparent heat release rate
AHR	Apparent heat release
AMR	Adaptive mesh refinement
aTDC	after top dead center
BSFC	Brake specific fuel consumption
bTDC	before top dead center
BTE	Brake thermal efficiency
CFD	Computational fluid dynamics
CNG	Compressed natural gas
COV _{imep}	Cycle to cycle variation
DI	Direct injection
DoE	Design of experiment
EAR	Excess air ratio
EGR	Exhaust gas recirculation
EM	Emissions
EOI	End of injection
GHGs	Greenhouse gas emissions
HHV	Higher heating value
HRR	Heat release rate
IMEP	Indicated mean effective pressure
ITE	Indicated thermal efficiency
IVO	Intake valve open
LES	Large eddy simulation

LFS	Laminar flame speed
LHV	Lower heating value
LTC	Low temperature combustion
MFB	Mass fraction burned
ODE	Ordinary differential equations
PFI	Port fuel injection
PI	Pre-ignition
PM	Particulate matter
RANS	Reynolds-Averaged Navier Stokes
RNG	Renormalization group
SAGE	Stochastic approach to grid-based engine
SCR	Selective catalyst reduction
SI	Spark ignition
SI-Turb	Spark-Ignition Turbulent Flame Model
SOI	Start of Injection
ST	Spark timing
SULEV	Super ultra emissions vehicle
TDC	Top dead center
Thermal NO _x	Thermal Nitrogen Oxides
TKE	Turbulent kinetic energy
ULEV	Ultra-low emissions vehicle
WG	Waste gate

GREEK SYMBOLS

α	Temperature exponent
β	Pressure exponent
λ	Excess air ratio
μ_u	Unburned zone dynamic viscosity
ρ_u	Unburned density
τ	Time constant
φ	Equivalence ratio
$\Delta\theta_d$	Flame development angle
$\Delta\theta_b$	Rapid burning angle

ABSTRACT

A Numerical Analysis on Combustion Characteristics of Direct Injection Hydrogen Engine: Effect of Injection Angle and Equivalence Ratio

Sehyun Oh

Advisor: Prof. Jungsoo Park, Ph.D.

Department of Mechanical engineering

Graduate School of Chosun University

Hydrocarbon-based fuels currently dominate the global energy system. Hydrocarbon-based fuel are very easy to transport, store, and use, but have a fatal disadvantage of emitting a large amount of harmful exhaust gases including greenhouse gases. As environment issues emerge, national and corporate efforts are being made to achieve carbon net zero.

Many researches have been conducted to increase the thermal efficiency and performance of internal combustion engines using existing hydrocarbon fuels and to reduced their emissions. However, in order to ultimately achieve carbon neutrality, it is essential to fundamentally decarbonize fuels rather than simply reducing the reliance on internal combustion engines. Therefore, it is necessary to stop using hydrocarbon-based fuels and pursue the selective evolution of the internal combustion engine into a clean engine through the use of hydrogen, a carbon-free fuel.

In this study, a 2.0 L class research engine was designed, and research was conducted through numerical methods. Simple performance, emissions, and combustion characteristics of the research engine were analyzed through 1D simulation. Based on the 1D numerical analysis result, 3D CFD analysis was performed. The behavior of the hydrogen spray in the cylinder was visually analyzed through 3D CFD analysis. The spray pattern and behavior were analyzed by changing the spray angle considering various equivalence ratio.

A 45-degree spray angle results in the largest turbulent kinetic energy in the cylinder for all equivalence ratio conditions; however, misfires occur in the lean condition. Although hydrogen has a wide flammability range, poor mixture formation under lean conditions can result in misfires. A 60-degree spray angle results in the highest combustion temperatures and pressures for all equivalence ratio conditions and, correspondingly, the highest emissions of nitrogen oxides.

CHAPTER 1. INTRODUCTION

1.1 Motivation and objective

전세계 에너지 시스템에 대해 탄화수소계 연료는 현재 지배적인 위치를 점하고 있다[1, 2]. 탄화수소계 연료는 사용, 보관 그리고 운송에 용이하지만 사용 중에 연소함으로써 greenhouse gases(GHGs)를 포함한 유해 배출가스를 다량 배출하는 치명적인 단점이 있다[3]. 전세계적으로 환경 문제가 대두됨에 따라 2015 파리 기후 협약 등의 협약을 통해 세계가 carbon net zero 달성을 국가적, 기업적으로 노력하고 있다.

국제에너지기구(International Energy Agency, IEA)가 보고한 Figure 1.1의 자료를 보면 운송은 전세계 이산화탄소 배출의 24%를 차지하고 있으며, 그 중 도로에서 운행하는 승용차가 45.1%, 화물트럭이 29.4%로 합계 74.5%를 차지하고 있다[4]. Figure 1.2에서는 여러 탄화수소계 연료에 따른 CO₂의 배출량을 나타낸다. 가솔린, 디젤, 바이오 연료(bio diesel, bio gasoline) 그리고 천연가스가 생성하는 CO₂의 양은 1 MWh 당 1,227.96 kg으로 매우 많은 양을 배출하고 있다[2]. 이에 따라 많은 연구자들은 기존 휘발유와 디젤엔진의 성능과 열효율을 극대화함과 동시에 유해 배출가스를 줄이기 위한 연구들을 진행하고 있다[5-7]. 하지만 궁극적 목표인 carbon net zero를 달성하기 위해서 내연기관이 사용을 줄이는 것이 아닌 근본적인 연료의 무탄소화가 필요하다. 따라서 탄화수소계 연료의 사용을 완전히 멈추고 무탄소 연료인 수소를 통해 내연기관은 청정한 엔진으로 선택적 진화를 추구해야 한다.

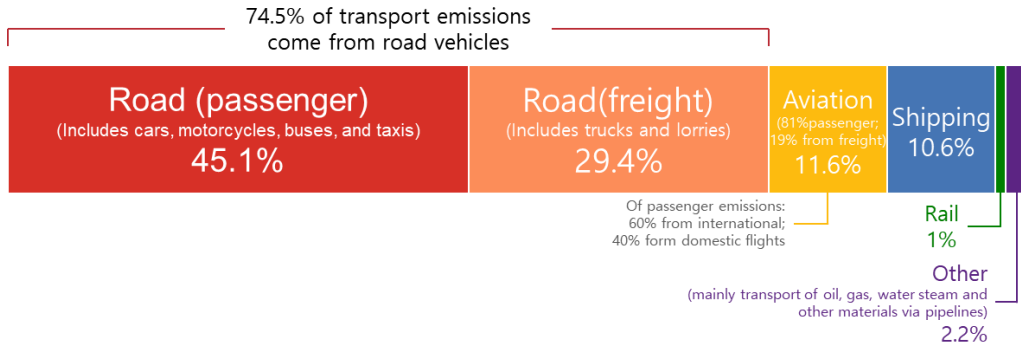


Figure 1.1 8 billion tonnes of CO₂ emitted by each means of transport worldwide in 2018

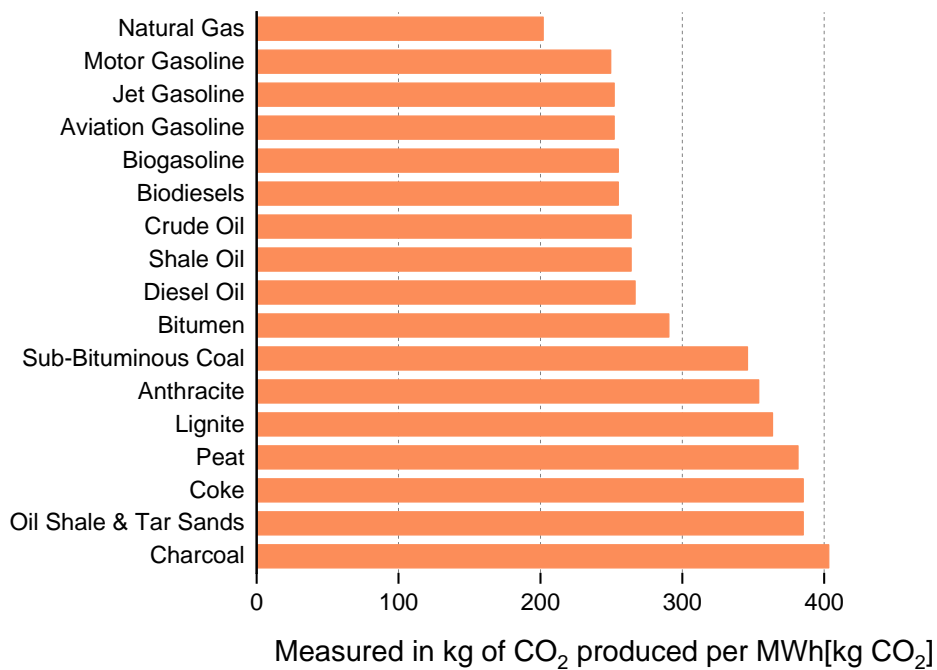


Figure 1.2 Carbon dioxide emissions factor, measured in kilograms of CO₂ produced per megawatt-hour (MWh) of energy produced from a given fossil fuel source

수소는 완전한 무탄소 연료로 수소 전소 엔진은 연료 조성으로 인한 carbon based emission이 없다[8]. 다만, 엔진 실린더 liner에 윤활 및 기밀 등을 위한 엔진오일이 미량 연소 반응에 참여하여 극소량의 CO_x(Carbon oxides)가 배출되지만 대부분의 환경규제를 추가적인 후처리 장치 없이 만족하는 수준이다[9]. 수소는 연소 시 발생하는 연소 온도에 의한 열적 질소산화물(Thermal Nitrogen Oxides, Thermal NO_x)만 배출되는 청정 연소 반응 과정을 가지고 있다. 이는 low temperature combustion(LTC)운전을 추구하고, super ultra lean burn운전을 통해 연소 압력과 온도를 충분히 낮춤으로 thermal NO_x의 배출량을 줄일 수 있다[10, 11]. 더불어, water injection, exhaust gas recirculation(EGR) 등의 추가적인 연소기술을 이용하여 부가적인 후처리 장치 없이 규제를 만족할 수 있다[12-14].

중장비와 같이 고부하 운전하는 장비의 경우 selective catalyst reduction(SCR)과 같은 후처리 기술을 이용하여 tail pipe에서 배출되는 NO_x는 강화되는 환경규제 (EURO6, EURO7, SULEV)에 적법하게 만족시킬 수 있다[15].

수소와 메탄 그리고 가솔린의 특성을 비교한 Table 1.1을 보면 수소는 1.9 m/s의 빠른 층류 화염속도(Lamina Flame Speed, LFS)를 가지고 있으며, 0.64 mm의 짧은 quenching distance를 가지고 있어 화염 전파가 굉장히 빠르다[16]. 이로 인해 Port Fuel Injection(PFI) 시스템을 적용하여 연료를 분무할 때, 실린더에서 흡기 매니폴드로 화염이 넘어오는 비정상 연소인 역화(backfire)가 발생할 가능성이 매우 높다. 역화가 발생하면 엔진 흡기계에 물리적 손상 및 화재가 발생할 수 있어 반드시 회피해야 한다[17-19].

수소 엔진에서 역화를 발생시키는 2가지 주요 발생 메커니즘이 있다. Figure1.3의 역화의 발생원인에 대해 살펴보면, PFI 시스템에서 start of injection(SOI) 타이밍 이후 intake valve open(IVO) 타이밍에서 수소가 뜨거운 실린더 부품들과 분위기 온도에 노출되게 되면서 수소의 낮은 점화 에너지 특성으로 인해 원하는 점화시기 보다 먼저 점화하는 pre-ignition(PI)이 발생하여 흡기 포트로 화염이 전파되는 메커니즘이 있다. 다음 발생 메커니즘은 IVO 타이밍에서 이전 사이클의 실린더 내 잔류 배기가스가 흡기 포트로 역류하여 인젝션 된 수소가 역류된 배기가스와 만나 점화되는 메커니즘으로 2가지 역화 발생 현상을 분석해 볼 수 있다.

Table 1.1 Comparison of properties and combustion characteristics of hydrogen, methane, and gasoline[16]

Property	Hydrogen	Methane	Gasoline
Density at 1 atm and 300K [kg/m^3]	0.082	0.717	5.11
Stoich. fuel/air mass ratio	0.029	0.058	0.0664
Higher heating value (HHV)[MJ/kg]	141.7	52.68	48.29
Lower heating value (LHV)[MJ/kg]	119.7	46.72	44.79
Flammability limit [% by volume]	4~75	5.3~15.0	1.2~6.0
Minimum ignition energy [mJ]	0.02	0.28	0.25
Laminar flame speed at NTP [m/s]	1.90	0.38	0.37~0.43
Adiabatic flame temperature [K]	2318	2190	~2470
Autoignition temperature [K]	858	813	~500-750
Quenching gap at NTP [mm]	0.64	2.03	~2.0

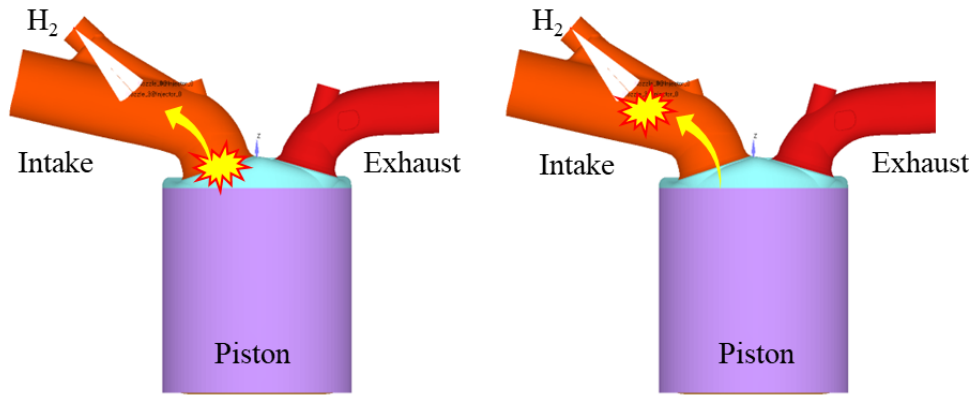


Figure 1.3 Backfire due to pre-ignition and residual exhaust gas backflow, reproduced from the works

	PFI	Medium pressure DI	High pressure DI
Efficiency	Yellow	Yellow	Blue
NOx	Blue	Blue	Yellow
Volumetric Efficiency & Power	Yellow	Blue	Blue
Abnormal combustion risk	Red	Blue	Blue
Complexity including system	Blue	Yellow	Red

Figure 1.4 Advantages and disadvantages according to the injection method and injection pressure

실린더 내 연료를 분사하는 직접분사(Direct Injection, DI) 시스템을 적용하면 PFI 시스템에서 발생하는 backfire문제를 쉽게 해결 가능하다. 더불어 DI시스템을 적용하면 수소의 낮은 밀도로 인해 PFI 시스템에서 줄어들었던 volumetric efficiency(VE)의 마진을 가져올 수 있어 PFI 대비 출력 및 토크를 더 얻을 수 있다. 이로 인해 DI에서는 PFI대비 높은 열효율을 보인다. DI 시스템은 연료를 실린더 내 직접 주입하기에 실린더 내 온도는 수소의 분무로 냉각 효과를 가져올 수 있다. 그 영향으로 knock 강성이 증대되어 backfire, PI등의 이상연소(abnormal combustion)를 회피할 수 있다. 따라서 수소를 연료로 사용하는 엔진은 직분사 방식의 적용을 통해 연소 안정성 및 효율 향상을 추구해야 한다.

DI 시스템은 흡입(intake)-압축(compression)-폭발(ignition)-배기(exhaust) 4행정 중 압축과정 중에 SOI가 시작되며, PFI 시스템은 흡입과정에서 SOI가 시작된다. 이로 인해 PFI는 DI 대비 연료와 공기의 균질한 혼합기가 형성되어 실린더 내 이상연소(abnormal combustion) 발생 가능성이 낮고 입자상 물질(Particulate matter, PM)의 배출이 거의 없다. 반면, DI는 연료와 공기가 혼합 시간이 PFI 대비 짧기 때문에 균질한 혼합도가 형성되지 않는다. 이로 인해 연소실내 일부 희박영역(lean zone)이 형성되어 실화(misfire)가 발생하거나, 농후영역(rich zone)이 형성되어 로컬별로 상이한 국소 당량비 차이로 인한 순간 연소 온도가 증가하여 질소산화물 (Nitrogen Oxides, NO_x) 배출량이 증가할 가능성이 있다. 따라서 수소 엔진에 DI 시스템을 적용하기 위해서는 실린더 내 연료와 공기의 혼합도를 향상할 수 있도록 분무 각도 및 분무 압력 등을 다양한 운전점에 대해 파악하여 연소 안정성이 확보되도록 분무패턴의 최적화가 필수적이다.

DI 시스템의 혼합도 향상 문제를 해결하기 위해 타연구에서 수소를 포함한 다양한 연료를 대상으로 하여 실린더 내 분무 거동에 대한 연구들이 진행되었다[20-23].

실린더 내 높은 연소 압력과 혼합도 향상을 위해 수소 직분 엔진에서 고압 분무를 적용하고 있다. 30~70 MPa 이상의 고압 분무 시 쉽게 난류 강도를 증가시킬 수 있지만 분무 계통의 설계, 가격 상승 그리고 인젝터의 **needle bouncing** 등으로 인한 기술적 난이도가 크다. 따라서 저압 분무를 통해 인젝터의 기술적 난이도를 해결함과 동시에 실린더 내 난류 강도를 확보하여 연소 안정성을 높이는 연구는 필수적으로 진행되어야 한다. 저압 분무에서 실린더 내 혼합도를 향상하기에 어려운 부분이 있으며, 희박 운전 시 혼합기 형성이 **poor** 할 경우 실린더 내 **spark plug** 주변 희박 영역이 형성되어 연소 불안정을 초래할 수 있다. 이로 인해 저압 분무에서 실린더 내 수소와 공기의 **homogeneous**한 혼합기 형성을 위해 분무 패턴에 대한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 일반적으로 많이 사용되는 크기의 가상 연구 엔진을 제작하여 1D 및 3D CFD(Computational fluid dynamics) 수치해석을 통해 수소 스프레이의 거동, 혼합 그리고 연소 특성을 분석하고자 한다. 1D simulation을 통해 연구 엔진이 간단한 성능, emissions(EM) 그리고 연소 특성을 분석하고, 1D 수치해석 결과를 기반으로 하여 3D CFD 해석을 진행하고자 한다.

3D CFD 해석을 통해 1D 해석의 한계인 엔진 3D modeling data를 통해 스프레이의 거동 시각적으로 분석하고 연소 특성 분석의 정확성과 신뢰도를 추구하고자 한다. 3D CFD 해석에서는 수소 스프레이의 각도를 변경하여 스프레이 패턴 및 거동을

분석하고, 당량비에 따른 수소 스프레이의 영향을 case study하여 분석한다.

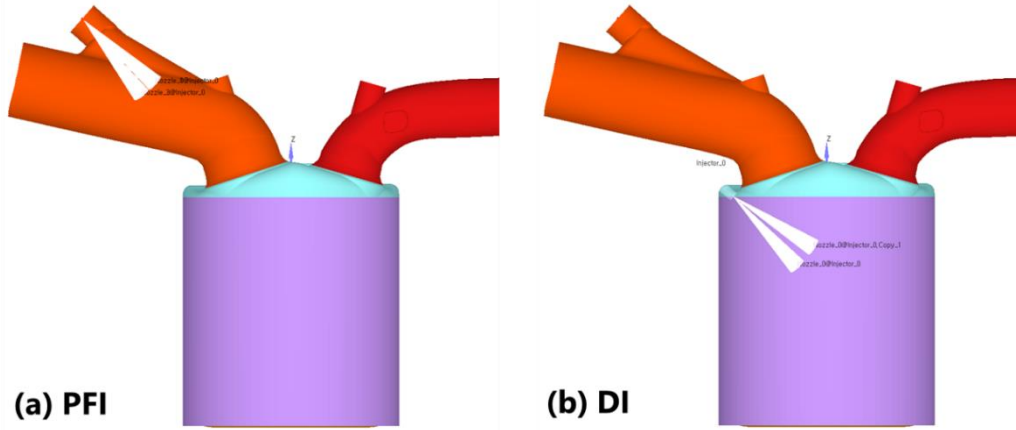


Figure 1.5 Two different types of fuel injection in the engine. (a)Port fuel injection;
(b)Direct injection

1.2 Organization of the thesis

본 논문은 5개의 Chapter로 구성되어 있다. Chapter 2에서 수소를 엔진에 적용하기 위한 연구 동향을 분석하였으며 가솔린, 디젤, 메탄, 그리고 암모니아와 수소의 혼소하는 dual fuel(이원연료)의 엔진 적용 연구, 수소 전소 엔진 연구를 분석하였다. 마지막으로 수소 연소의 이점을 이용하여 과거 수소 엔진을 개발한 이력에 대해 분석하였다.

Chapter 3에서 본 연구의 해석을 위해 사용한 연구 엔진에 대해 상세히 모사하였다. 1D simulation을 통해 수소 직분사 엔진의 연소 및 성능 경향성을 파악하기 위한 1D 모델과 사용된 연소 모델 등의 방법론을 소개하였다. 더불어 엔진 형상을 적용하여 시각적인 수소의 분무패턴 파악과 정확한 연소 특성을 분석하기 위해 3D CFD해석 모델을 소개하고 해석에 적용된 연소 모델, 난류 모델 등을 소개하였다.

Chapter 4에서 1D 및 3D CFD 해석 결과를 분석하여 수소 직분사 엔진의 분무 각도와 당량비에 따른 실린더내 수소의 거동을 분석하였으며, 연소 특성과 NO_x 배출을 분석하여 작성하였다. 마지막으로, Chapter 5에서는 본 연구의 결론을 제공한다. Figure 1.6는 본 연구의 과정을 요약하였다.

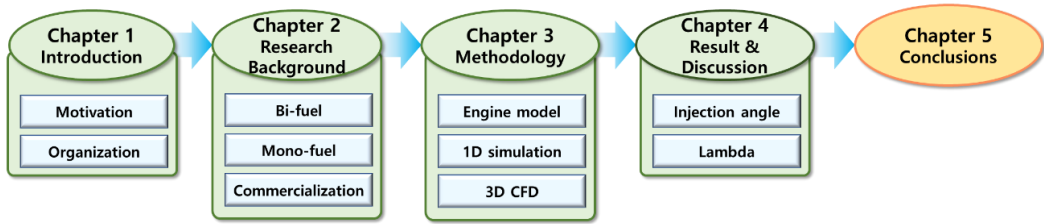


Figure 1.6 Summarization this thesis

CHAPTER 2. RESEARCH BACKGROUND

본 장에서는 수소를 엔진에 연료로 적용하기 위한 연구 및 연구 동향에 대해 분석하였다. 수소는 엔진의 연료로 사용하기 위해 많은 연구가 진행되어 왔다. 수소는 비출력이 상대적으로 낮기 때문에 메인 연료보다 다른 연료와 함께 혼합하여 적용되는 연구가 활발히 이루어졌다. 뿐만 아니라 기존 탄화수소계 연료의 열효율을 증가시키기 위해 혼소에 대한 연구들을 많이 찾아볼 수 있었다. 이후 지속적으로 강화되는 환경 규제를 충족하기 위해 엔진에 무탄소 연료의 직접 적용을 위한 연구들이 진행되고 있다.

2.1 Characteristics of mixed combustion of hydrogen and hydrocarbon fuels in engines

2.1.1 Mixture of hydrogen and gasoline

Ji et al.은 가솔린 엔진에 수소를 첨가하여 연소 및 배출가스 특성을 희박 환경에서 분석하여 보고 했다[24]. Excess air ratio(EAR)가 증가하면서 희박 운전 영역으로 이동할 때, 수소를 첨가하면 brake thermal efficiency(BTE)가 줄어들지 않고 유지되는 것을 확인할 수 있으며, 수소 첨가 분율이 증가함에 따라 하락 폭은 줄어들었으며 혼합 분율이 6%일 때 λ 1부터 1.6으로 희박 운전 시에 BTE가 소폭 증가하였다. 수

소가 가솔린의 연소를 보조하여 mass fraction burned(MFB)를 진각시키며, 실린더 내 연소 온도와 연소 압력을 증가시켰다. 더불어 수소의 첨가 분율이 증가함에 따라 HC, CO, 그리고 CO₂의 배출량은 줄어드는 추세를 보였다. 하지만 수소 첨가로 연소 온도의 증가로 인해 NO_x 배출량은 수소 미 첨가 대비 수소 6% 첨가에서 1719 ppm 더 많이 배출되었다.

Yu et al.은 가솔린 엔진에 수소 첨가한 엔진에서 수소가 성층(stratified) 및 균일(homogeneous)한 각각의 상황에서 연소 및 배기가스에 미친 영향에 대해 연구하여 보고하였다[25]. 가솔린 엔진에 수소 첨가하면 λ 0.9에서 1.3의 희박운전 시 토크 및 BTE가 증가하였으며, homogeneous 수소보다 stratified 수소에서 토크와 BTE가 더 높았다. stratified 수소 케이스에서 실린더 내 연소 압력이 더 높았다. 반면 배기가스에서는 HC는 homogeneous 수소가 더 낮은 배출량을 보였으며, 연소 온도도 homogeneous 수소 케이스에서 더 낮았기 때문에 연소 온도와 산소 농도에 지배적은 NO_x의 배출량은 더 적었다.

가솔린 엔진에 수소를 혼합했을 때의 영향을 종합적으로 요약해 보면 다음과 같다.

- 가솔린 엔진에 수소 첨가 시 실린더 내 연소 온도와 압력이 증가하였다.
- 수소 첨가 분율이 증가함에 따라 MFB가 진각 되는 경향을 보였다.
- 수소 첨가 시 희박 운전 조건에서 엔진 성능과 BTE가 증가하는 경향이 있다.
- 수소 첨가 분율이 증가함에 따라 HC, CO, 그리고 CO₂의 배출량은 줄었지만, 연

소 온도가 증가함에 따라 NO_x 배출량을 증가하였다.

타 연구의 보고에서도 위와 같이 수소첨가시 긍정적인 영향을 보였다[26-28].

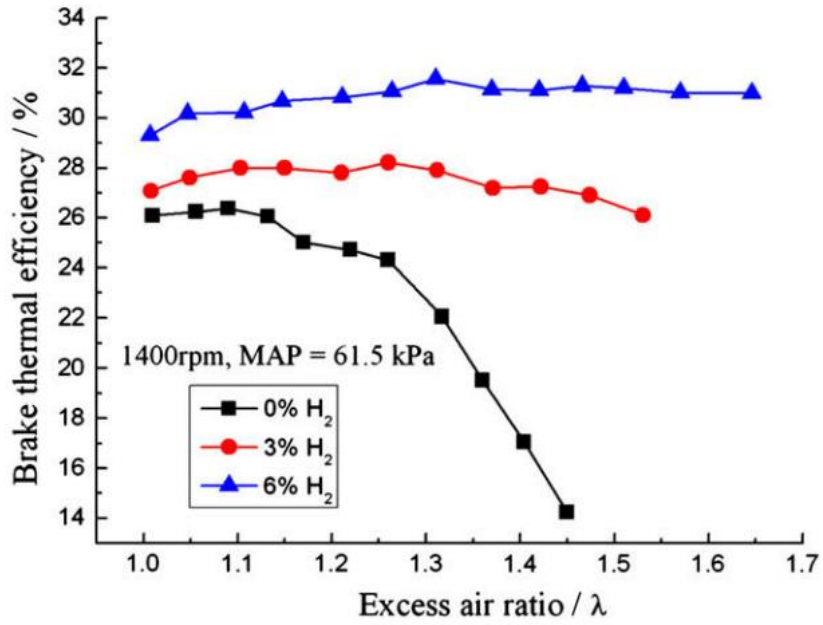


Figure 2.1 Brake thermal efficiency against excess air ratio profiles at three hydrogen volume fractions[24]

2.1.2 Mixture of hydrogen and methane

Park et al.은 수치적 방법인 cycle simulation과 DoE(Design of experiment)를 통해 수소를 첨가한 발전용 메탄 엔진에 대해 연구하여 보고하였다[29]. 메탄 엔진에 수소 첨가 시 수소의 첨가 분율이 할 때 실린더 내 flame radius의 증가 기울기가 증가하였다. 이는 수소를 첨가할 수 록 연소 속도가 빠른 것을 확인할 수 있다. 더불어 MFB가 진각 되는 경향을 보였으며, MFB 90에서 수소 미 첨가 케이스 대비 15% 첨가한 케이스에서 15deg 진각 되었다. 수소를 첨가함에 따라 heat release rate(HRR)과 연소 온도 그리고 연소 압력이 증가하였으며 peak HRR이 높았다. 이로 인해 NOx 배출량도 수소 미 첨가 케이스 보다 15% 첨가 케이스 λ 1.08에서 600 ppm 더 많이 배출되었다. 하지만 성능 측면에서 수소 첨가 분율이 증가하고 EAR이 증가할 때 하락하는 경향을 보였다. 이로 인해 fuel power는 감소하였지만 발전 효율은 증가하는 경향을 보였다.

Zhang et al.은 메탄 엔진에 수소를 실린더 내 직접 분무하여 연소 성능을 고압축비 광학 가시화 엔진을 이용하여 분석하여 보고하였다[30]. EAR이 증가하여 희박 운전 영역일 때 수소 첨가 분율이 증가할 때 indicated mean effective pressure(IMEP)의 cycle to cycle variation(COV_{imep})가 줄어들어 수소 분율 20%부터 희박운전영역에서 5% 이내 COV_{imep} 를 나타냈다. 더불어 indicated thermal efficiency(ITE)도 함께 증가하는 경향을 보였다. Flame radius가 진각 되어 연소 속도가 빨라지는 것을 확인할 수 있었다.

Zhen et al.은 고압축비 SI 엔진에서 메탄올, 에탄올 그리고 메탄에 수소를 블렌딩

한 엔진의 연소 특성 및 배출가스 특성을 비교 분석하여 보고했다[31]. 수소를 3% 소량 첨가했을 때 각 연료에서 공통적으로 실린더 내 최대 압력이 대폭 하락하였으며, 최대 in-cylinder pressure 지점이 지각되었다. 수소의 첨가 분율이 점차 증가할수록 실린더 내 최고 압력이 증가하는 경향을 보였다. 10% 부하의 저부하 운전 영역에서 각각 연료에 수소 첨가 시 파워가 증가하는 경향을 보였지만 30% 부하의 중부하 운전 영역에서 메탄은 파워가 증가하는 경향을 보였지만 메탄올과 에탄올은 파워가 감소하는 경향을 보였다.

메탄 엔진에 수소를 첨가했을 때의 각 연구 결과를 요약 및 정리하면 다음과 같다.

- 메탄 엔진에 수소 혼합 분율이 증가하면 연소 온도와 압력이 증가하였다.
- 수소 혼합 분율 증가 시 flame radius가 진각 됨을 통해 연소 속도가 빨라지는 것을 확인했다.
- 수소 첨가 시 희박 운전 영역에서 연소 안정성이 증가하였다.
- 메탄 엔진에서 수소 혼합 분율이 증가할 때 파워와 ITE가 증가하였다.
- 수소 첨가 시 연소 온도 증가로 인해 NO_x 배출량이 증가하였다.
- 엔진 부하 30%의 중부하 운전 영역에서 수소 혼합 시 메탄올과 에탄올 케이스에서는 성능이 감소하는 경향이었지만 메탄은 성능이 증가하는 경향을 보였다.

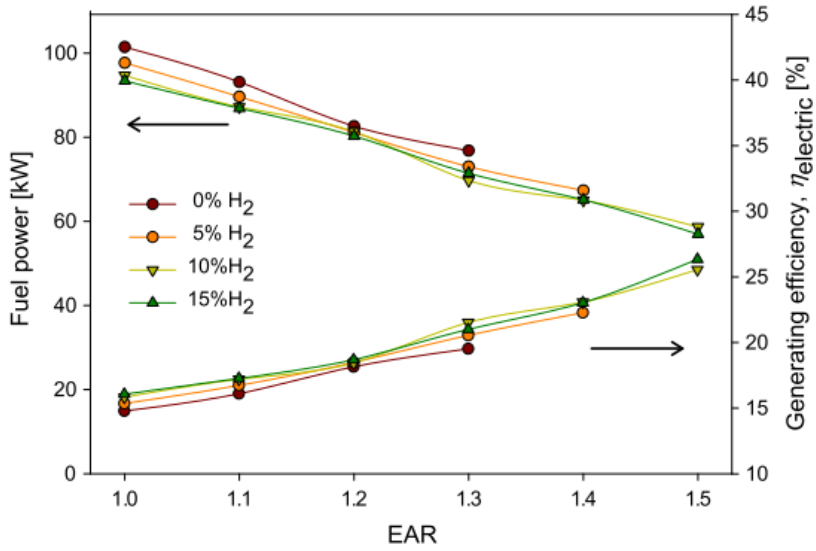


Figure 2.2 Generating efficiency as a function of EGR with MBT(Maximum brake torque) spark timing[29]

2.1.3 Mixture of hydrogen, diesel, and ammonia

Seelam et al.은 디젤엔진에 수소의 첨가가 엔진의 성능과 배출가스에 미치는 영향을 연구하여 보고했다[32]. 수소의 첨가율이 높을 때 HRR이 3.5% 더 높고 연소 압력은 6.77% 더 높았으며, 결과적으로 디젤 단일 연료 보다 BTE가 최대 12.8% 더 높은 것을 확인하였다. 더불어 수소 첨가량이 증가할 때, CO₂의 배출량이 최대 19.3% 감소하였으며, HC의 배출량은 6.66% 감소하였다.

Frost et al.는 디젤 엔진에 암모니아를 첨가하는 연구를 보고하였다[33]. 수소와 함께 무탄소 연료로 연구되고 있는 암모니아를 디젤엔진에 혼합했을 때, 암모니아의 분율이 증가함에 따라 ignition delay가 지각됨과 함께 암모니아가 엔진 부하에 참여하는 양이 증가하는 추세를 보였다. 더불어 암모니아가 엔진 부하에 도움을 줌과 동시에 NO_x 발생량이 디젤 단일연료 대비 20%가량 감소했다. 하지만 혼합율이 증가할 수 록 연소 불안정성이 증가하는 양상을 보였다. 그리고 낮은 부하에서 안정적인 연소가 불가능했다. 결과적으로 디젤 엔진에 수소 또는 암모니아를 혼합했을 때 BTE와 emissions 측면에서 기존 디젤 단일 연료 대비 향상된 결과를 보였다. BSFC(Brake specific fuel consumption)는 감소하였으며 CO_x의 배출량도 줄어들었다. 하지만 연소 안정성이 크게 하락하였다.

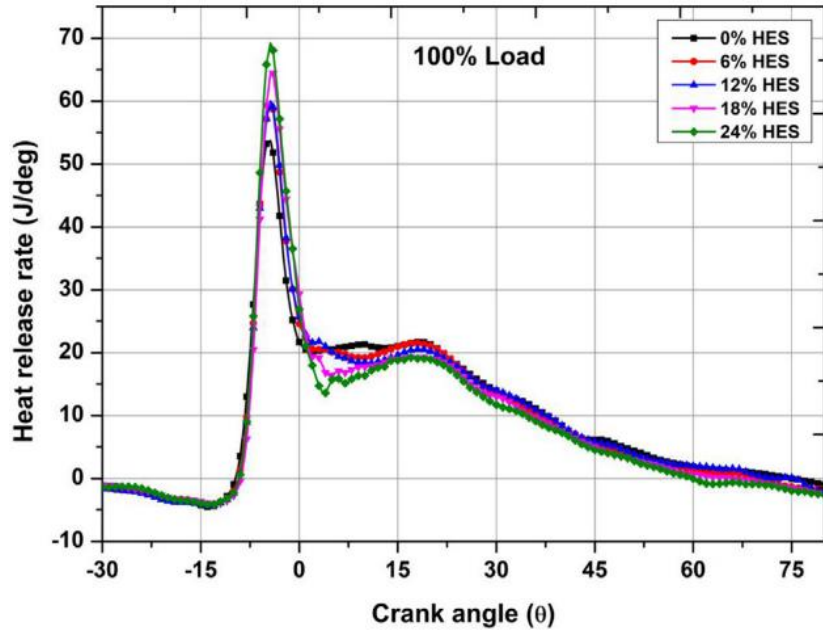


Figure 2.3 HRR variation against crank angle with HES(Hydrogen energy share) blends[32]

2.1.4 Summary

수치해석 및 실험적 연구를 통해 기존 연료 시스템에 무탄소 연료인 수소와 암모니아를 혼합하는 연구들의 결과를 보면 모두 BTE와 성능 그리고 배출가스 저감 측면에서 긍정적인 영향을 미치고 있다. 특히 BTE는 모든 연구에서 증가하는 경향을 확인할 수 있었으며, CO, CO₂ 그리고 HC는 감소하는 결과를 보였다. 하지만 수소를 첨가하는 연구에서 수소 첨가로 인해 연소 온도가 증가함에 따라 NO_x 배출량은 소폭 증가하였다.

수소와 함께 무탄소 연료로 각 시스템에 적용하기 위해 연구 중인 암모니아는 혼합 시 엔진의 성능에 일부 도움이 되지만, 암모니아의 연소 속도가 매우 느리기에 연소 안정성이 좋지 않아 저부하 운전 영역에서 운전하기 어려운 단점이 있다. 더불어 암모니아는 극도로 유해한 유독성 물질이며 부식성을 가지고 있다. 이로 인해 미연소 암모니아가 tail pipe로 배출되는 암모니아 slip 현상을 방지해야 하며, 기관의 연료계통은 내부식성 재질로 모두 새롭게 연료계의 재질을 변경해야 한다.

무탄소 연료의 혼합이 기존 단일 연료 엔진에 직접 적용이 가능하였지만 bi-fuel을 이용하기 위해서는 인프라와 실용성 등이 문제로 대두된다. 더불어 두 가지 연료를 사용하면 사용자의 입장에서는 두 가지 연료를 각각 충전해야 하기에 번거로움이 있었다. 과거 우리 사회는 탄화수소계 연료를 기반으로 한 산업이 주를 이루고 있었으나, 현 시대에서는 net zero, carbon natural 등의 정책으로 탄소 저감을 위한 수소 경제가 활성화되고 있다. 이에 따라 전세계적으로 수소 충전소와 같은 수소산업의 infrastructure가 구축되고 있어 인프라의 문제가 해소되고 있다.

2.2 Commercialization of hydrogen engine

Kiesgen et al.은 수소 엔진을 상용화하여 BMW hydrogen 7을 보고하여, 수소 엔진을 상용화에 성공시켜 시장에 선보인 바 있다[34]. BMW hydrogen 7은 turbocharged V12형 엔진으로 초 극저온의 수소 저장장치 시스템과 PFI 시스템을 적용하였다. 가솔린과 단일(mono fuel) 및 이중연료(bi-fuel)로 운전된다. 수소를 연료로 사용하는 엔진을 채택한 차량이기 때문에 tail pipe에서 배출되는 emissions는 거의 없으며, 성능은 보통 자동차에서 요구하는 성능에 준수하는 토크와 파워를 내고 있다. 연비는 FTP-75 모드로 3.7 kg / 100 km의 연료 소비량을 가지고 있다. 하지만 PFI 시스템을 엔진에 적용했기에 대상엔진의 체적 효율은 낮을 수밖에 없다. 연료 분사 및 밸브 타이밍 그리고 spark timing(ST)을 최적화하여 제어하더라도 이상연소(abnormal combustion) 발생 가능성은 사라지지 않는다. 따라서 수소 엔진에 DI 시스템의 적용은 필수다.



Figure 2.4 Photo of the new 12-cylinder H₂-engine by BMW[34]

미국 완성차 업체 Ford社와 국내 완성차 업체인 현대자동차사는 각각 2002년, 1995년 수소 엔진 개발 사례가 있다[35-37]. 현대자동차는 강화되는 배기 가스 규제에 맞는 엔진을 개발하기 위해 수소 엔진을 개발했다. 테스트 엔진은 4행정 SI-IDI 엔진이며, 1.5 L급의 중형급 엔진이다. 가솔린 엔진 대비 IMEP가 약 4% 높았으며, 저부하부터 고부하 운전까지 가솔린 엔진과 유사한 성능을 보였다. NO_x 배출은 후처리 이론 공연비 부근에서 후처리 장치 후단에서 거의 0에 수렴하였다. 이로 미국 환경 보호국의 규제인 ULEV(Ultra-low emissions vehicle)standard를 만족하였다.

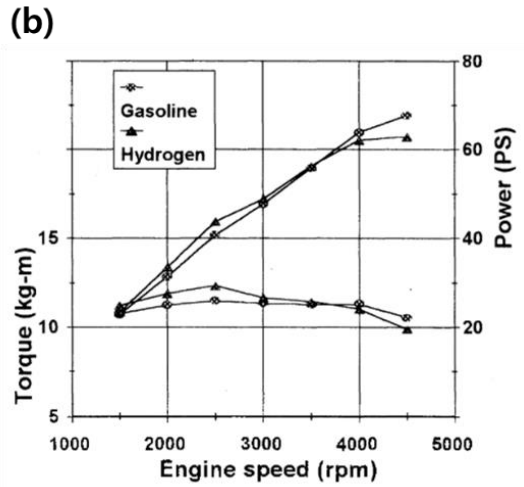
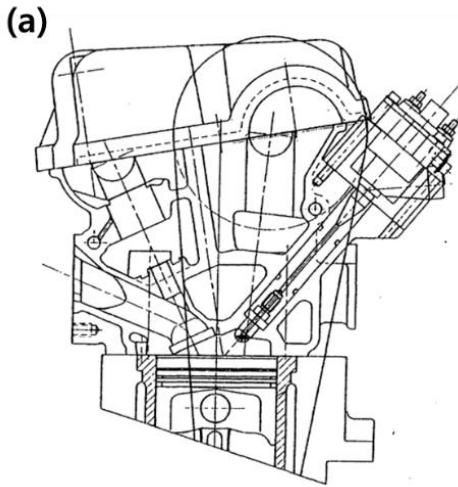


Figure 2.5 HMC H₂ engine geometry and performance. (a)the sectional drawing of hydrogen fueled engine with hydrogen injector; (b)torque and power vs engine speed for multi cylinder engine[35]

수소 엔진은 운송 수단 섹터뿐만 아니라 디젤엔진과 CNG(compressed natural gas) 엔진을 주로 사용하는 상용차, excavator, mobile crane 그리고 loader와 같은 곳에 적용할 수 있다. 특히, 중장비의 경우 먼지, 진동 등에 노출되어 개발지에서 운용되는 상황이 많아 순도 높은 공기가 필요하고 진동에 취약한 연료전지(fuel cell) 장비와 운용시간이 매우 짧은 전동화(motor, battery) 장비는 충전 인프라가 구축되지 않은 곳에서 운용이 어려운 치명적인 단점이 있어 대체 동력원이 필요한 실정에 있다.

CHAPTER 3. METHODOLOGY

3.1 Introduction

본 장에서는 연구 엔진에 대한 소개하고 수치해석 모델에 대한 방법론을 소개한다.

본 연구에서 설계된 연구 엔진은 일반적으로 차량에서 주로 사용되는 사양의 엔진을 타겟으로 하여 설계하였다. 연구 엔진의 사양은 2.0L 직렬 4기통의 4행정으로 SI-DI 엔진이다. 엔진의 사양과 작동 환경을 정리하여 Table 3.1에 작성하였다. 1D simulation 환경에서는 설계한 연구 엔진에 대해 full scale로 모사하였으며, 3D CFD 해석에서는 해석 부하를 줄이고 해당 케이스에 대해 정확한 해석을 위해 1개 실린더만 해석 도메인으로 구성하여 해석을 진행하였다. 엔진 모델링은 Autodesk社의 Inventor professional 2023을 이용하여 제작 및 수정하였다.

연구 엔진에 대한 형상은 Figure 3.1에 나타냈다.

Table 3.1 Engine specifications and operating conditions

Parameters	Specification
Virtual engine type	4cylinder DI-SI engine
Bore × Stroke [mm]	86 × 86
Displacement [cc]	1,998
Compression ratio	10:1
Intake valve timing	2aTDC - 70aBDC
Exhaust valve timing	13bBDC - 38aTDC
RPM	2,000
Start of injection	-100 aTDC
Injection pressure [MPa]	2.5
Boosting system	Turbocharger
Boost pressure [MPa]	0.25
Excess air ratio [λ]	1.5-2.5
Spark timing	-25 aTDC

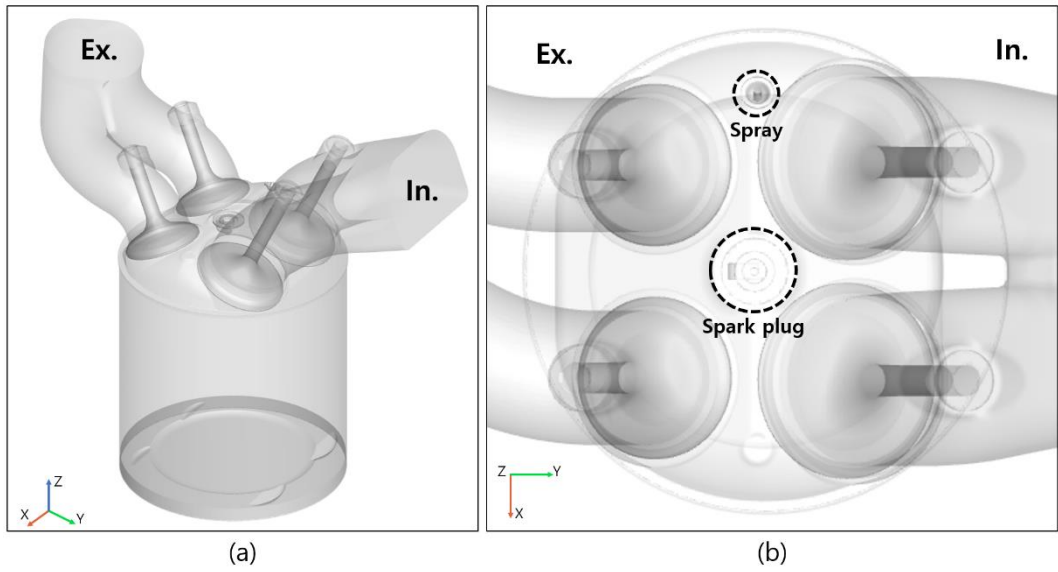


Figure 3.1 Engine geometry in CFD analysis: (a)oblique view (b)plan view

3.2 Model descriptions

연구 엔진의 과급기는 터보 차저가 적용되었으며, 인터쿨러를 적용하여 과급된 공기가 냉각될 수 있는 환경을 모사했다. 엔진은 2,000RPM에서 작동하며, EAR은 1.5부터 2.5까지 0.5씩 증가시켰다. 그리고 ST는 모든 변수에서 25bTDC(before top dead center)로 고정하여 해석을 진행하였다. 엔진 압축비는 10:1로 하였으며, 흡기 밸브와 배기 밸브의 closing/open overlap 구간은 흡기 밸브로 역화를 방지하기 위해 최소한으로 하였다.

연료 분사량 및 공연비 조절은 EOI(End of injection) 타이밍을 변경하여 제어하였으며, SOI(Start of injection)는 모든 케이스에서 -100deg aTDC(after top dead center)로 고정하였다. Boundary conditions과 initial conditions는 1D와 3D 해석에서 동일하게 설정하였으며 Table 3.2에 나타냈다.

Table 3.2 Boundary conditions and initial conditions

Parameters	1D	3D-CFD
Inlet pressure		1.25bar
Inlet temperature		300K
Outlet pressure		1.01325bar
Outlet temperature		800K
Cylinder temperature		800K
Liner temperature		350K
Head temperature		350K
Fuel temperature		300K

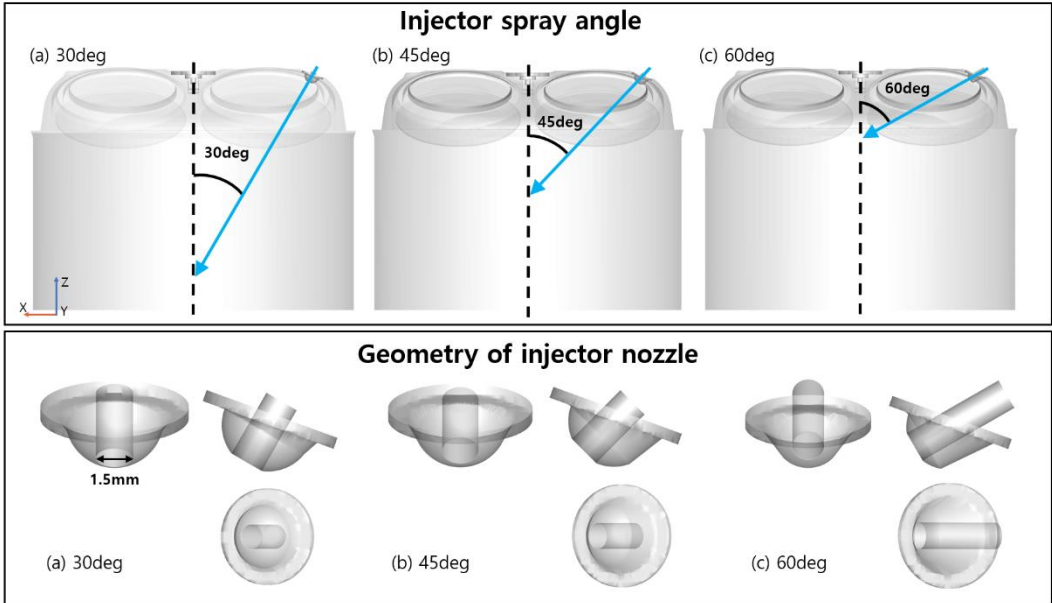


Figure 3.2 Injector and nozzle geometry

인젝터의 위치는 흡기 밸브라인과 직각으로 교차되는 곳으로 실린더 헤드 중앙에서 liner 측면에 위치시켰다. 자세한 인젝터의 모델링은 Figure 3.2에 표현되어 있다. 인젝터의 각도는 실린더 중앙을 기준으로 하며 인젝터 각도를 각각 30, 45, 60deg로 15deg 간격으로 변경하여 3가지 모델로 구성하였다. 더불어 인젝터 노즐의 직경은 1.5mm이다. 스파크 플러그는 실린더 헤드 중앙에 위치시켰다.

3.2.1 1D modeling

본 연구에서 1D 수치해석은 열역학을 기반으로 엔진 수치해석을 위한 프로그램인 GT-SUITE의 GT-POWER Engine library를 이용하여 엔진을 모델링하여 해석을 수행하였다. Figure 3.3은 1D simulation map이다.

GT-POWER는 엔진 시스템의 steady-state conditions 또는 transient behavior에서 예측 가능하다. 1D 해석에서 엔진의 운전 변수로 앞 Table 3.1의 운전 변수들에 대한 인자들이 작동 입력 데이터로 사용되었다. 터보차저의 압축기와 터빈 맵은 본 연구에서 사용된 엔진과 유사한 가솔린 엔진에서 사용되는 압축기와 터빈 맵 데이터를 사용하였다. 과급 압력의 제어는 1D 맵 내에 waste gate(WG)를 모사하고 이를 PID제어를 통해 타겟 과급 압력을 달성 및 유지하였다. Figure 3.4와 Figure 3.5는 터보차저의 압축기 압력비와 효율 데이터이며 Figure 3.6, 7은 터빈의 mass flow parameter와 효율 데이터이다.

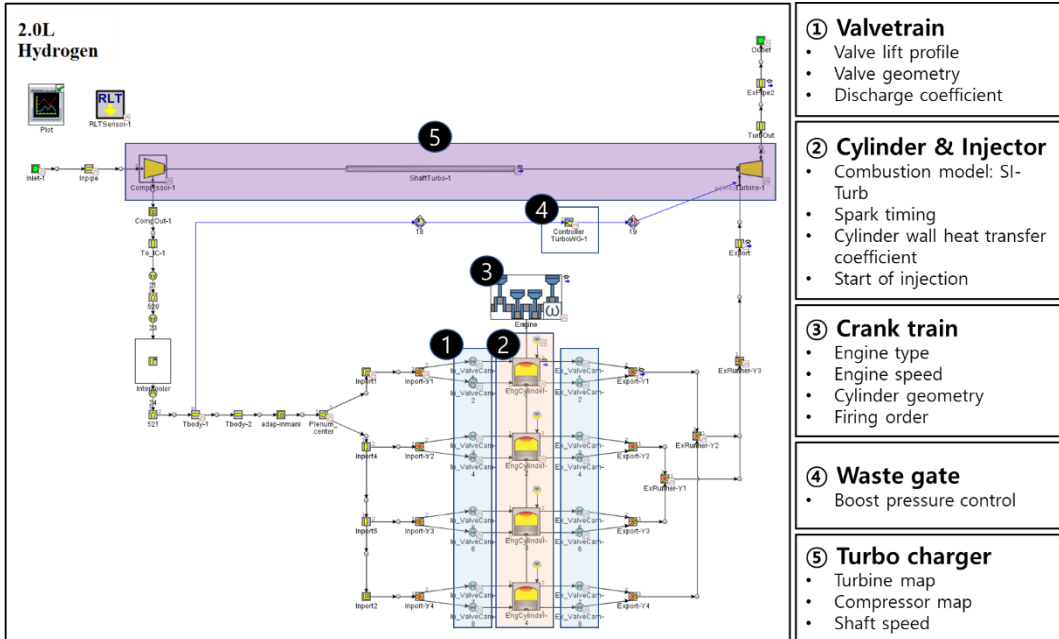


Figure 3.3 Schematic of detail 1D simulation engine model

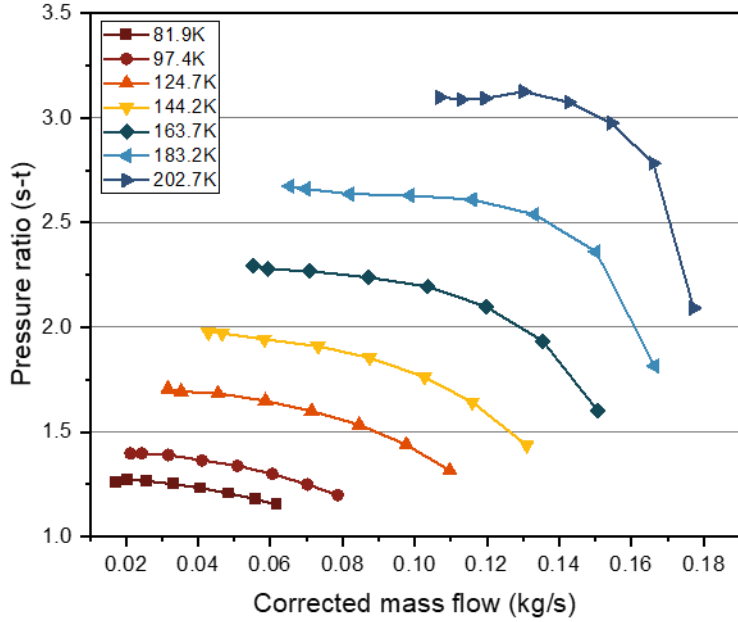


Figure 3.4 Compressor pressure ratio of turbocharger

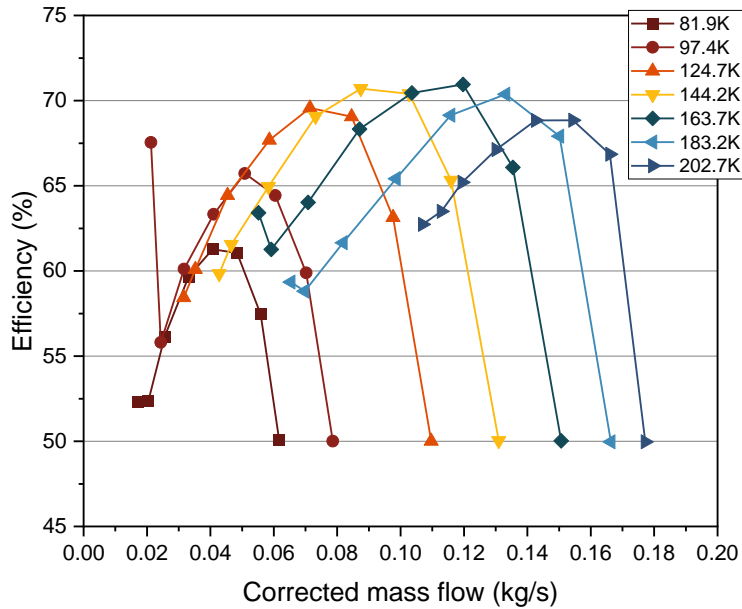


Figure 3.5 Compressor efficiency of turbocharger

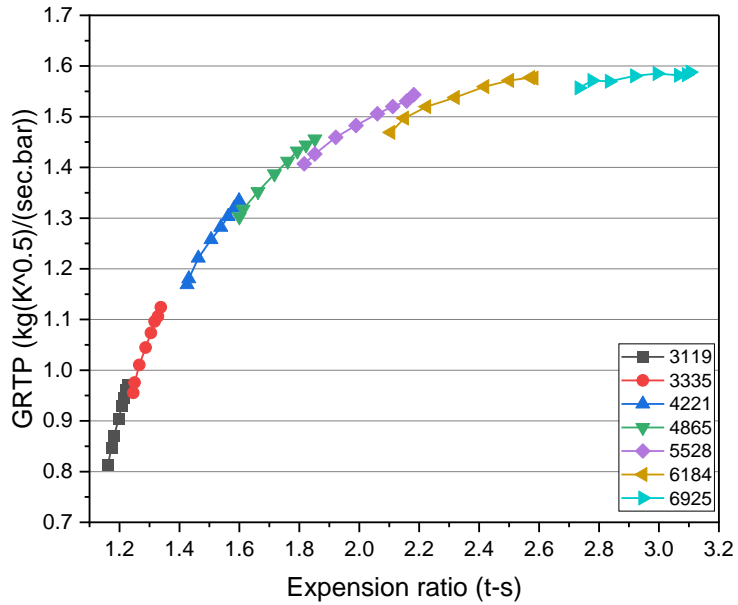


Figure 3.6 Turbine mass flow parameter (GRTP) of turbocharger

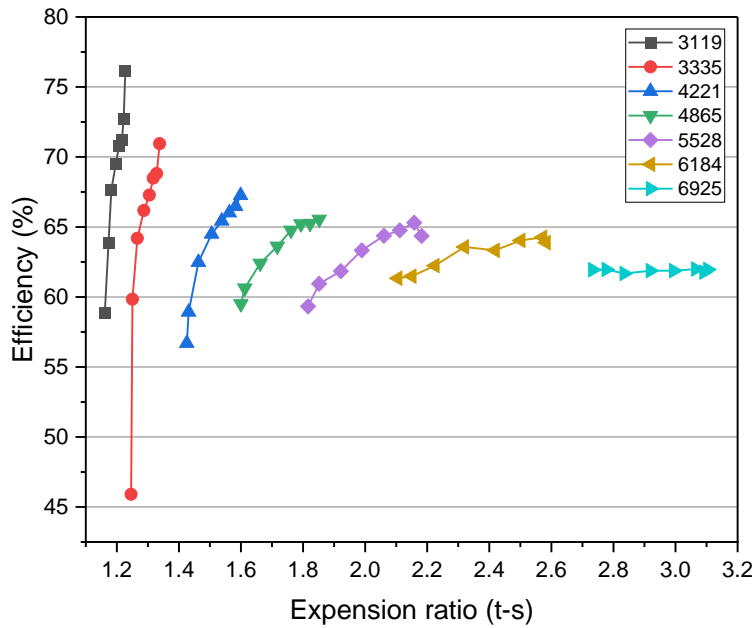


Figure 3.7 Turbine efficiency of turbocharger

a. Combustion model

GT-POWER에서 연소는 정의된 미연소 연료와 공기의 질량과 관련 엔탈피가 실린더 내 미연소 영역에서 연소 영역으로 이동하는 것을 의미하며, 연료와 공기의 혼합물의 화학에너지 방출 및 연소의 결과로 발생하는 화학종 및 화학종의 농도를 계산한다. 더불어 GT-POWER에서 combustion rate은 burn rate에 의해 제어된다. Burn rate은 연소 모델에 따라 실험값을 입력 값으로 입력하거나 해석을 통해 예측할 수 있다. 예측 연소 모델은 압력, 온도, 당량비, 잔류율 등을 이용해 burn rate을 예측하여 해석한다. 본 모델에서는 Spark-Ignition Turbulent Flame Model(SI-Turb)을 사용하였으며, SI-Turb모델은 SI 엔진에서 burn rate를 예측하여 계산하는 모델이다. SI-Turb 예측 모델은 실린더 형상, 스파크 위치 및 타이밍, 공기의 유동, 그리고 연료 특성을 고려하여 계산한다[38].

SI-Turb 연소 모델에서 총류 화염 속도는 식(1)을 통해 계산되며, dilution효과는 식(2)로 dilution effect multiplier를 이용하여 수정할 수 있다.

$$S_L = (B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2) \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^\alpha \left(\frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^\beta f(Dilution) \quad (1)$$

$$f(Dilution) = 1 - 0.75 * C_{DE}(1 - (1 - 0.75 * C_{DE} * Dilution)^7) \quad (2)$$

여기서, B_m 은 최대 총류 화염 속도, B_ϕ 는 총류 화염 속도 롤-오프 값, ϕ 는 당량비, ϕ_m 은 최대 화염 속도에서의 당량비, T_u 는 미연소 가스의 온도, T_{ref} 는 298K, ρ 는 압력, ρ_{ref} 는 101,325 Pa, α 는 온도 지수, β 는 압력 지수 그리고 $Dilution$ 은 미연소 영역의 잔류 질량 비율이다.

연료와 공기의 미연소 혼합물은 난류 화염속도와 층류 화염 속도의 합에 비례하는 비율로 화염 영역을 통해 화염 선단으로 유입된다. Burn rate은 화염 선단의 뒤에서 미연소 혼합물의 양에 비례하여 식(3)으로 표현할 수 있고, 시간 상수 τ 로 나뉜다.

$$M_e - M_b \tag{3}$$

여기서, M_e 는 유입된 질량, M_b 는 연소된 질량이다.

본 연소 모델은 in-cylinder flow가 표현되어야 하기에 난류 강도와 길이 척도가 필요하다. 난류 강도와 길이 척도의 효과는 Turbulent Flame Speed Multiplier(C_{TFS})와 Taylor Length Scale Multiplier(C_{TLS})로 수정할 수 있고, Flame Kernel Growth Multiplier(C_{FKG})로 화염 핵의 초기 성장률을 조절할 수 있다.

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T + S_L) \tag{4}$$

$$\frac{dM_e}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \tag{5}$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \tag{6}$$

$$S_T = C_{TFS} u' \left(1 - \frac{1}{1 + C_{FKG} \frac{R_f^2}{L_i}} \right) \tag{7}$$

$$\lambda = \frac{C_{TLS} L_i}{\sqrt{Re_t}} \tag{8}$$

$$Re_t = \frac{\rho_u u' L_i}{\mu_u} \tag{9}$$

여기서, S_T 는 난류 화염 속도, R_f 는 화염 반경, A_e 는 화염 선단의 면적, ρ_u 는 미

연소 영역의 밀도, t 는 시간, λ 는 Taylor microscale length, L_i 는 적분 길이 척도, u' 은 난류 강도, Re_t 는 난류 레이놀즈 수 그리고 μ_u 는 미연소 영역의 동점성도이다[38].

3.2.2 3D CFD modeling

본 연구에서 엔진 해석을 위해 설계되어 개발된 CFD software인 CONVERGE v3.0 을 이용하여 CFD 해석을 진행하였다.

a. Turbulence model

Turbulence flow는 Reynolds-Averaged Navier Stokes(RANS)모델 중 RNG(Renormalization Group) $\kappa - \epsilon$ 난류 모델을 사용했다. RNG $\kappa - \epsilon$ 모델은 고속의 유동에서 난류 예측이 우수하며, 큰 스케일과 작은 스케일의 난류의 상호작용에서 정확하게 계산할 수 있다. 그리고 해당 모델은 계산 안정성을 개선하기 위해 고안된 난류 모델로 수치적 불안정성이 낮다. 따라서 일반 $\kappa - \epsilon$ 모델 보다 더 정확한 난류 강도를 예측하고 작은 스케일의 난류에 대해 계산을 정확하게 할 수 있다[39, 40].

b. Combustion model

연소 모델은 예혼합과 비 예혼합 연소를 모델링 할 수 있고, 정확한 메커니즘이 주어지면, 점화, 예혼합, 혼합 제어들을 모델링할 수 있는 SAGE(Stochastic Approach to Grid-based Engine) 모델을 적용했다[41].

상미분 방정식(Ordinary differential equation, ODE)의 시스템을 풀기 위해 SAGE 내에 SUNDIALS(Suite of nonlinear and differential/Algebraic equation solvers)패키지의 일부인 CVODE solver가 적용되어 해석이 진행된다[42].

SAGE 모델은 CFD solver가 수송 방정식들을 계산하는 동안 각 기본 반응에 대한 반응율을 계산한다. 정확한 메커니즘이 주어지면 SAGE 모델은 모든 연소 방식을 모델링 할 수 있다.

c. Emissions model

Emissions model은 Heywood et al.에 의한 extended Zel'dovich mechanism을 기반으로 한 NO_x 모델을 적용하여 계산하였다[43]. 해당 메커니즘은 아래 R.1-3의 반응식을 따른다.



d. Mesh refinement

Mesh size는 base grid dx, dy, dz 4 mm로 하였다. Adaptive mesh refinement(AMR)과 local embedding을 적용하여 연료가 분사되는 인젝터와 스파크 플러그 주변에서 계산 정확도를 확보하기 위해 메쉬 세분화 전략을 적용했다. AMR을 통해 실린더 내 속도

구배와 온도구배에 따라 각각 3 그리고 4 level로 메쉬를 세분화하여 계산될 수 있도록 하였다. Maximum embedding level 은 앞서 설정한 level에 따라 아래 식을 따라 적용된다[44].

$$dx, y, z_{max} = (\text{size of cells in base grid})/2^{\text{max embedding level}} \quad (7)$$

자세한 매쉬 세분화 전략 Table 3.2에 나타냈다.

e. Navier-Stokes solver

Navier-Stokes solver scheme은 압력과 속도를 커플링하여 보정한 pressure implicit with splitting of operator(PISO) 알고리즘을 해석에 적용하였다. CONVERGE 내에서 구현된 PISO 알고리즘은 운동량 방정식이 계산되는 예측 단계에서 시작된다. 예측 변수 압력 방정식이 도출되고 계산되어 운동량 방정식에 적용되는 방식으로 적용된다 [45].

Table 3.3 Mesh refinement strategies

Region	Strategies	Embedding level
In-cylinder	AMR(velocity, temperature)	3
	Fixed embedding(cylinder)	2
Injector	Fixed embedding(cylinder)	3
Spark plug	Fixed embedding(sphere)	5, 6
Piston head	Fixed embedding(boundary)	3
Piston skirt	Fixed embedding(boundary)	3
Cylinder head	Fixed embedding(boundary)	3

CHAPTER 4. Result and discussion

본 장에서는 실린더 내부에서 수소 분무 각도와 당량비의 영향으로 연료와 공기의 혼합기 형성과 연소 특성을 확인하여 분석하였다.

4.1 Effect of injector angle on combustion characteristics

분무 압력은 2.5 MPa로 상대적 저압으로 분무를 진행하였다. 본 절은 인젝터 각도에 의한 실린더 내 mixture formation과 combustion characteristics에 대해 분석하였다.

4.1.1 Mixture formation

본 절에서는 분무 각도에 따른 실린더 내 수소와 공기의 혼합기 형성에 대해 분석하였다. Figure 4.1-9는 분무 각도 및 람다에 따른 실린더 내 수소의 mole fraction을 보여준다. 먼저 분무각도 30도에서 SOI 직후 스프레이가 피스톤 크라운에 impact하여 2개의 스트림으로 갈라진다. 스프레이는 피스톤 크라운에 분무 압력으로 인한 momentum을 가지고 impact하여 두 개의 plume으로 갈라져 스트림을 형성한다. 이후 연소실 내 과급된 공기와 혼합된다. 피스톤 크라운에 충돌 직후 xz 평면에서 x+와 x-방향으로, yz평면에서 y+와 y-방향으로 스프레이가 분리되었다. 먼저, xz평면에서 보면 스프레이가 피스톤 크라운에 충돌 후 2개의 스트림으로 갈라진다. 인젝터가 실린더 헤드 측면에 위치해 있고 분무 방향이 실린더 중앙(x+방향)을 향하고 있

기에 x+방향으로 moment of inertia가 있다. 따라서 2개의 스트림으로 분리될 때 x+방향의 스트림이 더욱 큰 유동을 형성하였다.

xz평면의 mole fraction을 보면 x+방향으로 큰 main vortex가 형성되고 x-방향으로는 상대적으로 작은 vortex가 형성되었다. EOI 타이밍 이후 CA -70 deg aTDC에서 mole fraction을 보면 실린더 x+측면으로 스프레이에 의한 vortex가 형성되었다.

실린더가 TDC로 향하는 운동 중에 이 vortex는 다시 피스톤 크라운과 충돌하게 되면서 vortex가 일부 소멸되고 실린더 좌측(x-)으로 향하는 유동으로 변형되었다. 이때 vortex는 일부 소멸되더라도 spray의 moment of inertia로 인해 형성된 vortex는 일정 momentum을 가지고 있기 때문에 피스톤이 TDC로 이동하는 하는 과정 중에 연료가 실린더 헤드로 향하는 것을 확인할 수 있다.

이후 스파크 플러그 주위에 혼합기가 형성되는 것을 확인할 수 있다. yz평면에서 다시 스프레이를 분석해보면 mole fraction 컨투어를 통해 스프레이가 피스톤 크라운에 충돌하고 CA -90deg aTDC에서 y+방향과 y-방향으로 대칭적으로 분리되어 2개의 stream이 형성되었다. 이로 인하여 y+와 y-방향으로 각각 2개의 vortex가 만들어지고 CA -70deg aTDC에서 실린더 헤드로 다량의 연료가 이동하였다.

실린더 헤드로 y+와 y-방향으로 올라온 두 스트림은 plume을 형성하고, 다시 서로 충돌(collision)하여 실린더 중앙에서 z-방향으로 내려오는 유동을 형성하였다. 이후 TDC(Top dead center)로 향하는 피스톤과 다시 충돌하고, 충돌한 2개의 plume은 다시 2개의 plume으로 실린더 라이너 방향으로 향하는 유동을 형성하고 밸브 아래 주변에서 vortex를 형성하여 유동을 유지하였다. 이로 인해 실린더 중앙에 위치한 스파크 플러그 주위 보다 밸브 하단(combustion face)에 농후 영역이 형성되어 있다. 이는 스파크 방전 이후 초기 화염 발달에 영향을 줄 것으로 판단되며 연소에 관한

내용은 다음 절에서 자세히 다룬다.

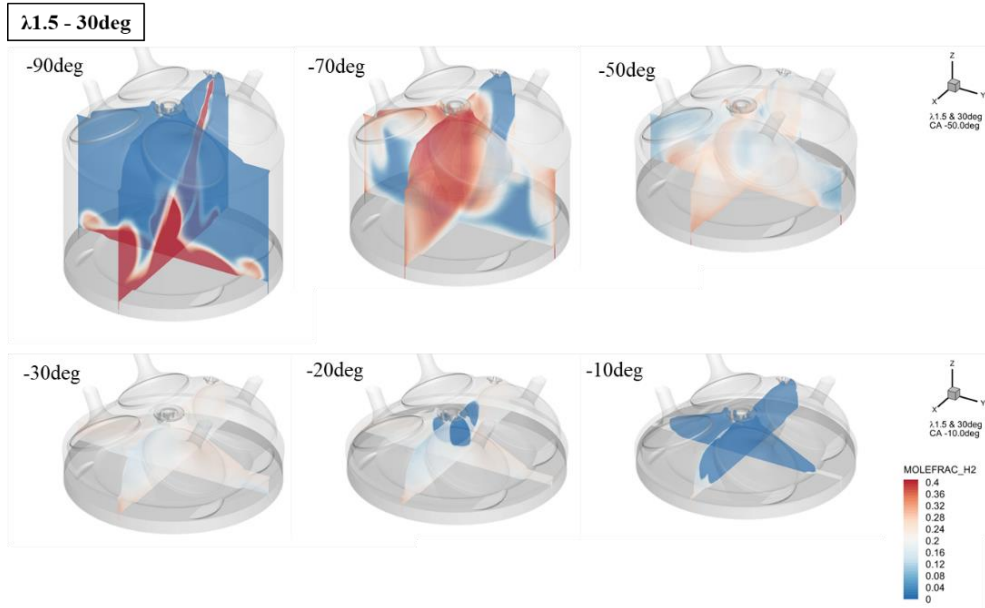


Figure 4.1 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 30deg at $\lambda 1.5$

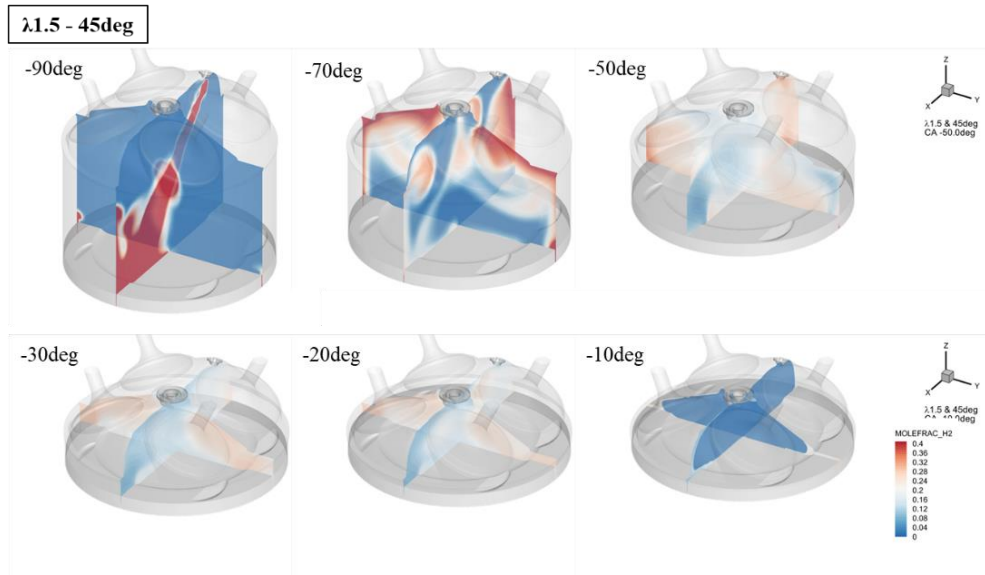


Figure 4.2 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 45deg at $\lambda 1.5$

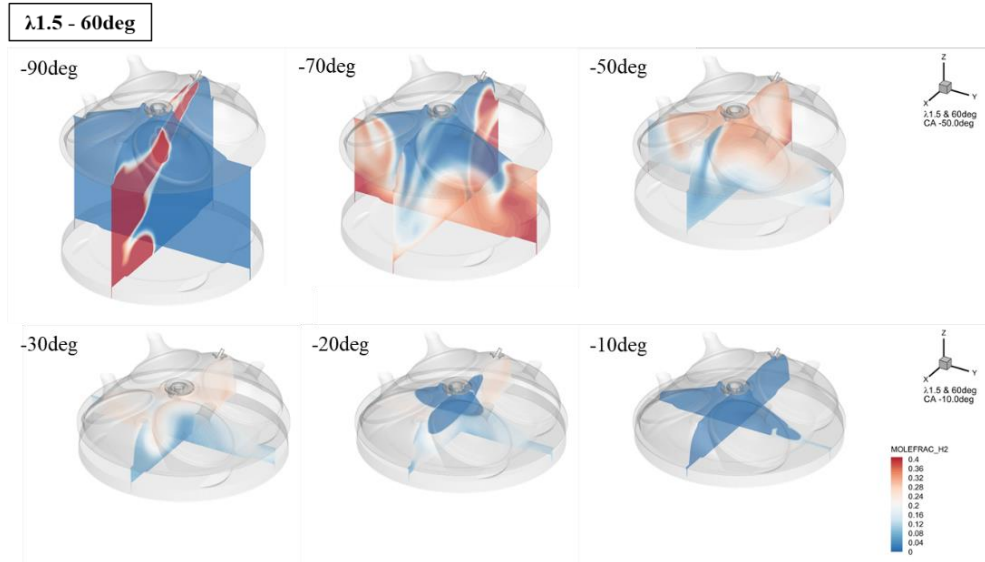


Figure 4.3 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 60deg at $\lambda 1.5$

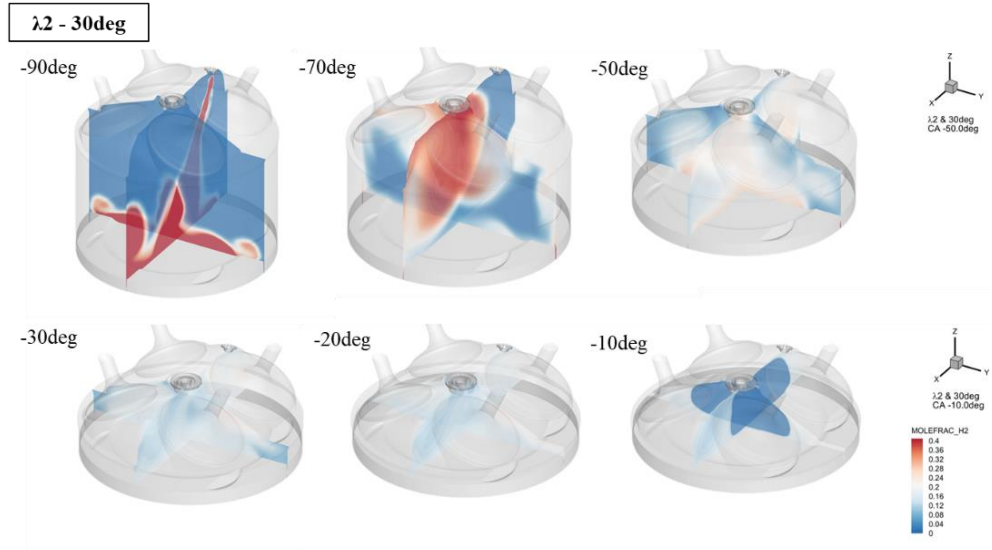


Figure 4.4 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 30deg at λ_2

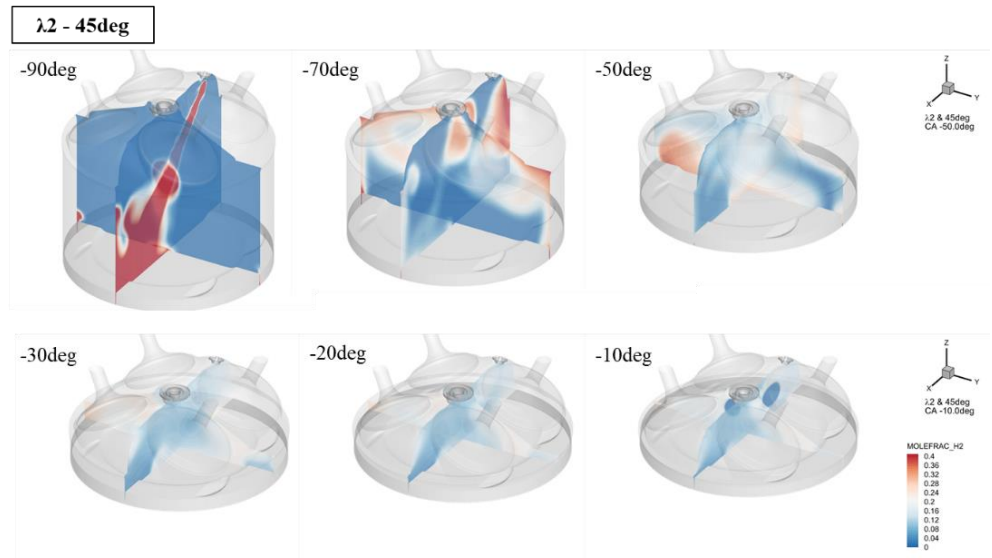


Figure 4.5 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 45deg at λ_2

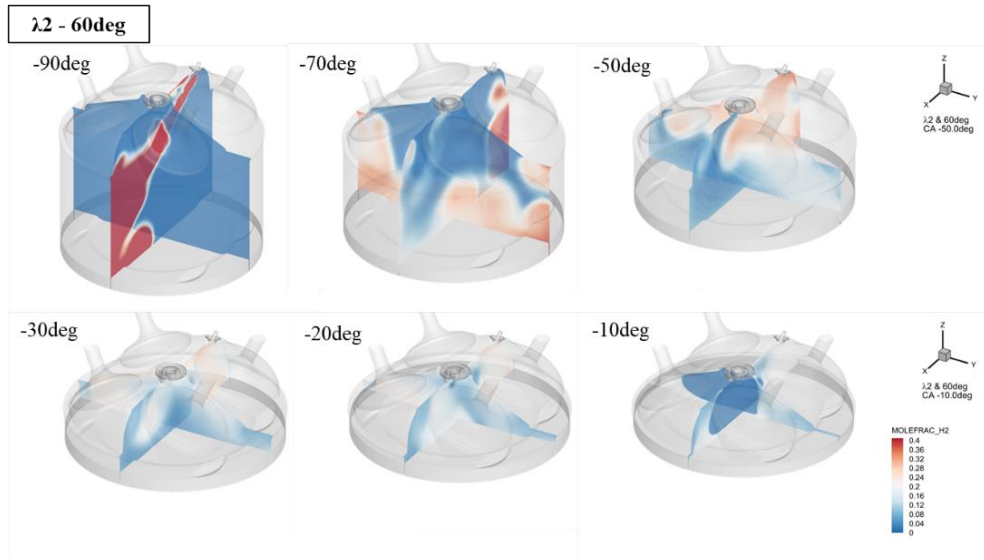


Figure 4.6 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 60deg at λ_2

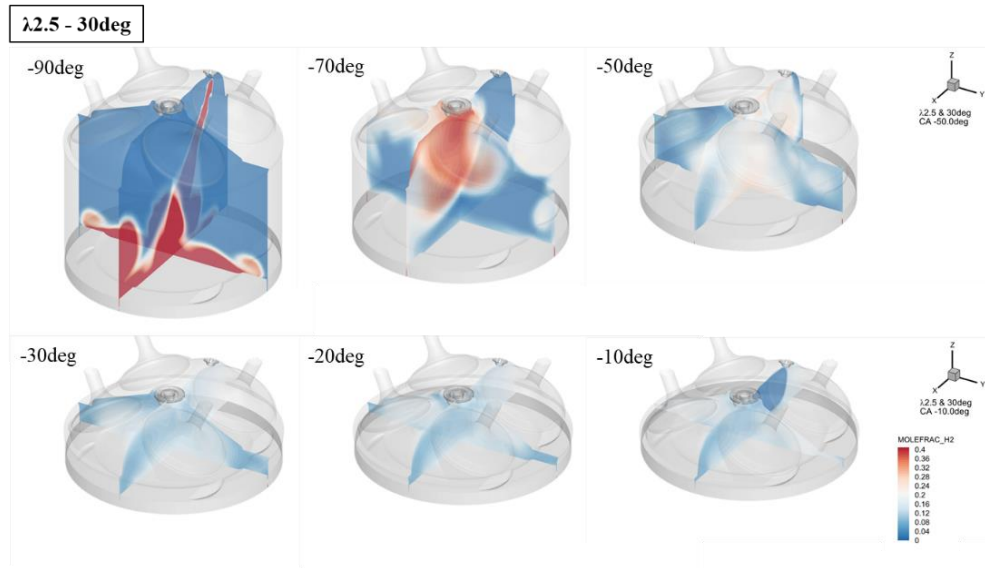


Figure 4.7 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 30deg at $\lambda 2.5$

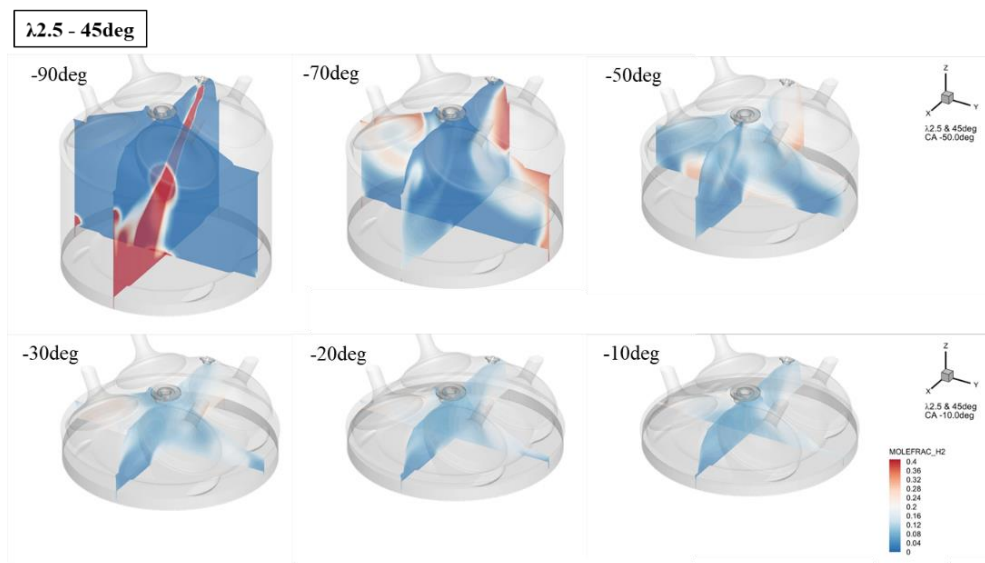


Figure 4.8 Mole fraction of H_2 at a injection angle of 45deg at $\lambda 2.5$

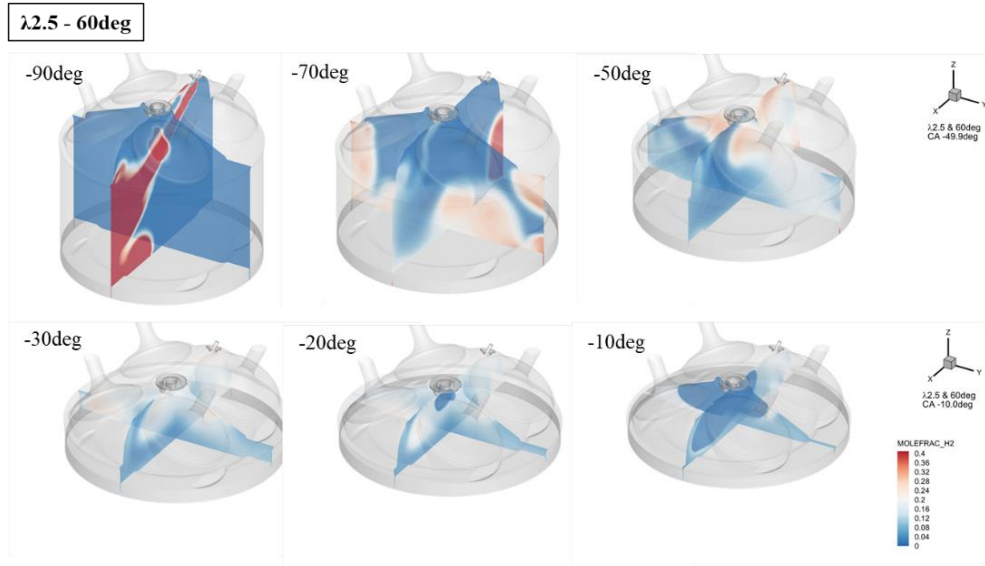


Figure 4.9 Mole fraction of H₂ at a injection angle of 60deg at $\lambda 2.5$

Figure 4.10-12를 보면 람다와 관계없이 Turbulence kinetic energy(TKE)는 분무 각도 30도와 60도는 유사한 양상을 보이고 있으며 분무각도 45도에서만 다른 추세를 보이고 있다. 분무각도 45도에서 TKE가 전반적으로 소폭 높은 경향을 가지고 있으며, SOI 이후 큰 폭으로 증가하는 것을 보여준다. EOI 이후 점화 타이밍 직전까지 분무 각도 30도는 타 분무각도 대비 TKE의 sustain이 긴 것을 확인할 수 있다. CA -57deg aTDC에서 분무각도 30도와 60도의 TKE 차이는 약 $45 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 가량 차이가 났다.

분사 각도 45도에서 SOI 직후 분사각도 30도와 마찬가지로 피스톤 크라운과 충돌하여 2개의 스트림으로 분리되어 2개의 vortex를 형성했다. Figure 4.1-3의 람다1.5에서 CA -90deg와 -70deg를 보면 피스톤 크라운 x+ 방향 경계부분과 라이너 사이로 스프레이가 집중되고 실린더 헤드 방향으로(z+방향) 큰 유동을 형성하였다. Figure 4.1-3의 yz평면에서 -70deg를 확인하면 부딪힌 스프레이는 y+와 y-방향으로 갈라져 실린더 헤드 방향으로 향하고 일부 유동은 x-방향으로 유동이 진행되는 것을 볼 수 있다.

x+방향과 x-방향의 두 유동과 y축의 두 유동이 서로 collision되면서 y축으로 2개의 스트림을 형성하였다. Collision되어 형성된 유동은 TDC를 향하는 피스톤에 impact되어 xz평면에서 y-방면으로 편향된 유동이 형성되었다. 유동은 실린더 헤드에서 라이너와 인근한 영역에 집중되어 스파크 플러그 주변에 상대적으로 희박한 영역을 생성하였다. 스파크 방전 직전까지 스파크 플러그 주위에 최소 mole fraction 0.1 수준을 보인다.

분무각도 45도에서 Figure 4.13, 14의 tumble ratio를 보면 타 케이스 대비 실린더 내 tumble이 약한 것을 확인할 수 있다. Tumble y를 보면 텀블의 증가 기울기가 타 케이스 대비 작으며, 최대값 또한 낮다. 분무 각도 30도와 60도는 람다에 따라 최대

1정도의 tumble ratio가 차이 나지만 45도에서는 약 2의 tumble ratio가 차이 난다. 램다가 커질수록 분무각도 45도 케이스의 텀블 강도의 감소폭이 크다. EOI 이후 tumble의 감소폭이 큰 것과 인젝션 각도에 따른 tumble ratio를 보면 인젝션 각도와 스프레이의 분사 압력에 의한 moment of inertia가 주된 텀블의 형성 인자임을 확인할 수 있다. CA -62deg aTDC를 기준으로 분무각도 30도가 45도를 tumble ratio값을 모든 램다 조건에서 역전하였다.

분무각도 60도에서 스프레이 plume이 피스톤 크라운과 충돌하지 않고 실린더 라이너와의 상호작용이 지배적이다. EOI 이후 스프레이는 실린더 라이너와 충돌 이후 둥근 실린더 라이너 표면과 피스톤 크라운을 따라 x-방면으로 향하는 유동이 전체적으로 형성되었다. x-방향과 z+방향으로 유동이 형성되면서 실린더 헤드에서 yz평면에서 형성된 두 볼텍스와 충돌 후 소멸하였다. 결과로 실린더 헤드의 스파크 플러그 인근 혼합기가 잘 형성되어 점화 시기 이후 정상연소가 진행되었다.

Figure 4.1-3의 CA -70deg를 보면 분무각도 30도와 45도와 같이 2개의 stream을 형성하지 않고 하나의 wave와 같은 형태의 plume을 형성하여 유동이 진행되었다. Figure 4.1-3의 CA -50deg를 확인하면 wave 형태의 유동을 만들어 실린더 헤드 인근에 농후 영역을 형성하였으며, 실린더 내 스프레이 유동은 y축을 기준으로 회전하고 있다. 유동을 형성하는 vortex의 중심은 실린더 내 중앙을 기준으로 하여 x+방향으로 편심 되어 있으며 피스톤의 왕복 운동이 진행될 때 변함없이 편심된 축을 기준으로 하여 vortex가 유지 및 발달되었다.

Figure 4.13, 14의 Tumble ratio를 확인하면 분무각도 60도에서는 30도와 45도와 대칭되는 tumble ratio를 보여주고 있다. Tumble y를 보면 분무 각도 60도 케이스는 램다와 관계없이 모두 타 케이스와 대칭성을 보여주고 있다. 이는 mole fraction 컨투어

를 통해서 확인할 수 있다. 분무 각도 60도에서 스프레이의 plume이 실린더 라이너와 충돌 후 2개의 stream으로 나뉜 plume이 피스톤 크라운으로 향한다. 반면 분무 각도 30도와 45도는 피스톤 크라운과 충돌이후 스프레이 plume이 갈라지게 되고 실린더 라이너의 가이드를 받아 실린더 head로 plume이 이동하게 된다. 이렇게 유동의 방향이 반대로 형성되었기 때문에 tumble의 방향이 대칭되게 형성되었다.

분무각도 30도와 60도는 초기 tumble ratio의 증가 기울기가 유사하지만 EOI 이후 분무 각도 30도의 tumble ratio의 감소 기울기가 크고 람다 1.5 기준 tumble ratio y를 보면 CA -53deg aTDC에서는 반대로 tumble이 역전되는 것을 볼 수 있다. 분무 각도 60도에서는 초기에 30도와 유사하지만 EOI 이후 tumble ratio의 감소 기울기가 비교적 완만하다. Tumble x에서도 tumble y와같이 분무각도 30도와 45도는 분무각도 60도와 대칭되는 양상을 보이고 있다. 이도 tumble ratio 그래프와 mole fraction을 통해 확인할 수 있다.

Tumble x에서 boosting에 의한 tumble이 있음을 확인할 수 있다. Figure 4.1-3 분무 각도 60도의 yz평면에서 CA -40deg와 -30deg에서 y-방향으로 연료가 편심 되어 있는 것을 통해 차지 유동의 영향이 있음을 확인할 수 있는데, 흡기 과정에서 흡기 밸브로 인해 과급 공기가 들어오면서 x축을 기준으로 하는 tumble이 형성되어 스프레이 유동과의 상호작용이 발생하는 것으로 판단된다. Tumble ratio를 보면 실린더 내 tumble x에서 +방향으로 SOI 타이밍 직전까지 약 0.3부근을 유지하고 있는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 boosting에 의해 분무 각도 60도에서 tumble x의 발달에 도움이 있었을 것으로 판단된다.

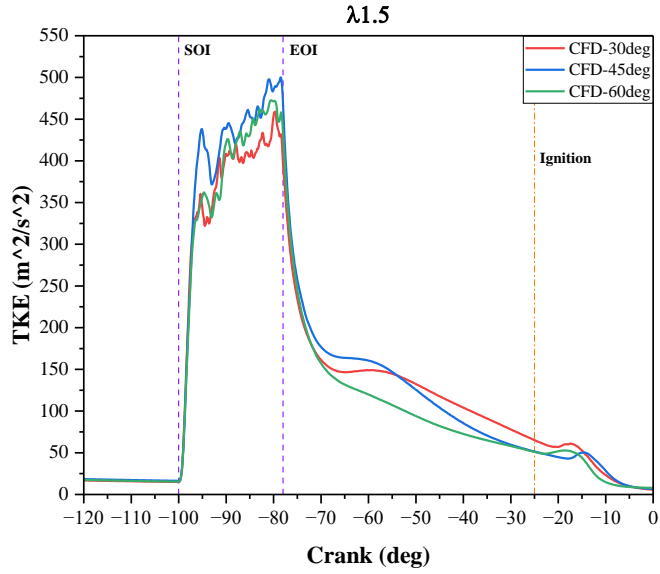


Figure 4.10 Turbulent kinetic energy in the cylinder as a function of injection angle at $\lambda 1.5$

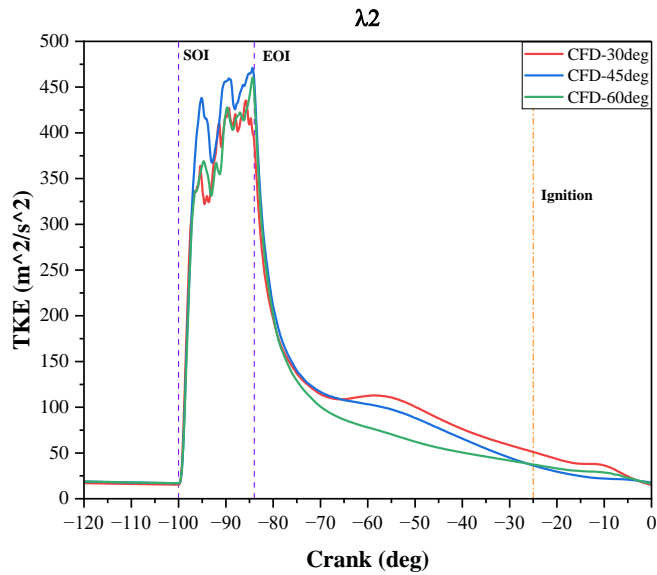


Figure 4.11 Turbulent kinetic energy in the cylinder as a function of injection angle at $\lambda 2$

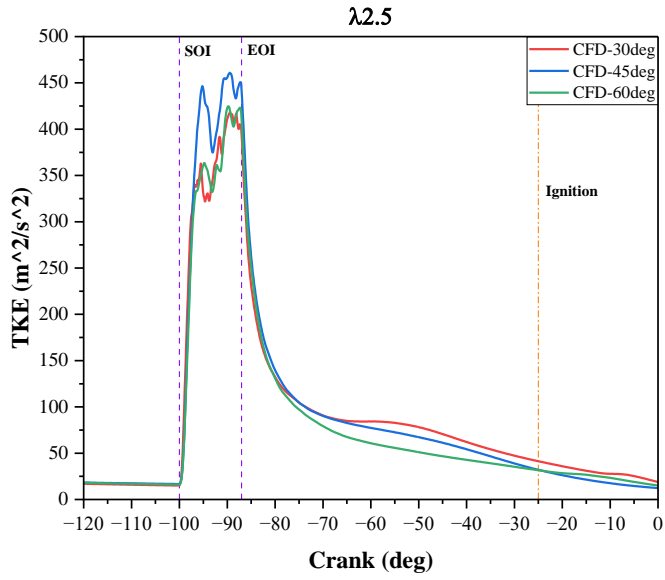


Figure 4.12 Turbulent kinetic energy in the cylinder as a function of injection angle at $\lambda 2.5$

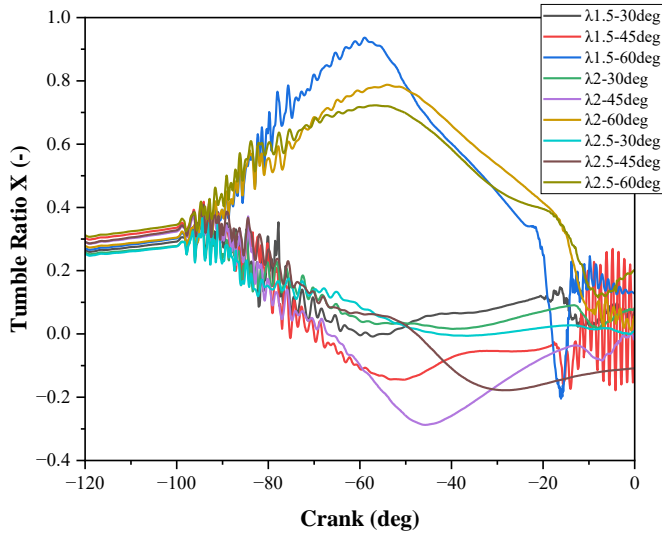


Figure 4.13 Tumble ratio in the x directions as a function of injection angle and excess air ratio

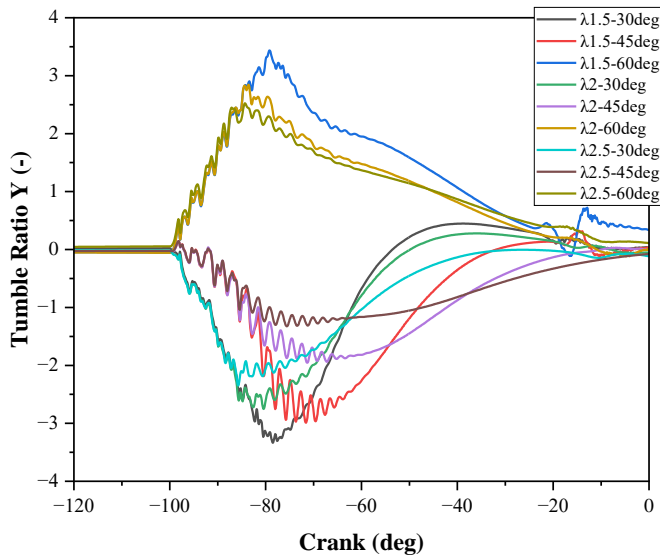


Figure 4.14 Tumble ratio in the y directions as a function of injection angle and excess air ratio

4.1.2 Combustion characteristics

분무각도 30도에서 mole fraction을 보면 피스톤 크라운에 스프레이의 충돌 후 실린더 헤드로 plume이 향하면서 스파크 플러그 인근에 충분한 혼합기가 형성되어 있어 스파크 방전 타이밍에 초기 화염 발달이 빠르게 이루어진다. y평면 방향으로 화염 전파는 대칭적으로 전파되며 화염이 발달하지만 x평면에서는 x-방향으로 유동이 형성되어 유지되고 있었기에 스파크 방전 이후 화염 발달이 x- 방향으로 먼저 이뤄지면서 발달하는 경향이 있다(Figure 4.1-3의 xz평면 CA -20deg aTDC 참고).

xy 평면에서 스파크 방전 직전 혼합기 형성 특성을 확인하면 CA -30deg aTDC에서 인젝터 부근에서 농후 영역이 고르게 분포되어 있으며, 반대 방향인 x-방향에서는 일부 농후 영역이 spot 형태를 만들고 있어 연료와 공기의 혼합이 잘되지 않는 영역이 있다. 더불어 유동은 x-방향으로 향하는 2개의 스트림으로 인해 초기 화염 전파 방향이 x-방향으로 진행되는 것을 확인할 수 있다.

3가지 분무각도 케이스에서 연소 압력과 온도는 초기 화염 발달 속도와 열방출 속도에 따라 경향은 다르지만 peak 값은 대부분 유사한 경향성을 보인다(shown in Figure 4.15-17). 하지만 1D해석에서는 연소 압력과 온도가 모든 케이스 대비 높은 경향을 보이고, 연소압은 람다2 이외 케이스에서 유사하지만 연소온은 분무각도 60도와 비교했을 때 람다 1.5와 2에서 약 500K, 람다2.5에서 약 300K 정도의 온도차가 발생하였다. 분무각도 30도에서 연소압은 람다와 무관하게 비교적 낮은 연소압을 보이며, 각 람다 조건에서 비교했을 때 최고 압력을 내는 분무 각도 60도와 비교했을 때 약 0.5 MPa 낮다.

분무각도 45도에서 스파크 방전 이후, 스파크 플러그 주변이 상대적으로 희박영역이 유지되어 초기 화염 발달이 더뎠다(shown in Figure 4.1-9, yz평면 CA -20deg

aTDC).

xz평면에서 확인해보면 x-방향으로 유동이 지속되고 있어 화염 전파가 x-방향으로 진행되었다. x-방향에서 상대적으로 농후한 영역이 형성되었기에 화염 발달 이후 화염 전파과정은 빠르게 진행되었다. 하지만 희박 케이스 일 수록 초기 화염 발달과 전체적인 연소 속도는 느려졌다. 더불어 람다와 관계없이 타 분무 각도 케이스 대비 분무각도 45도는 연소속도가 가장 느렸다. Figure 4.18의 MFB를 보면 분무 각도 45도는 초기 화염 발달각($\Delta\theta_d$)에서 분무 각도 30도와 60도를 비교했을 때 각각 2.5도와 3.9도가량 지각되었다.

이때 Figure 4.19-21의 HRR(Heat Release Rate)을 함께 비교해보면 약 5도가량 지각되었다. 앞서 mixture formation에서 확인했듯 분무 각도 45도에서는 스파크 플러그 인근에 혼합기가 정상적으로 형성되지 않아 희박영역이 만들어졌다. 이로 인해 점화 지연이 길어진 것으로 판단된다. 화염 발달각이 점차 지각되다가 λ 2.5에서 분무 각도 45도조건에서 실화가 발생하였다.

분무각도 60도에서 실린더 헤드에 형성된 유동으로 인해 λ 1.5 조건에서 mole fraction 0.25수준의 농후 영역이 형성되어 스파크 방전 이후 화염 전파 속도가 빨랐으며 초기 화염 발달에서 실린더 내 tumble 유동을 따라 화염이 빠르게 전파되었다. Figure 4.19-21에서 apparent heat release(AHR)과 apparent heat release rate(AHHR) 그래프를 통해 분무각도 60도에서 30도와 45도보다 빠르게 연소가 진행되는 것을 확인할 수 있다. 람다 2에서 분무각도 30도와 60도의 $\Delta\theta_d$ 을 비교해 보면 분무각도 30도에서 약 CA -12.7deg aTDC인 반면 분무각도 60도에서 CA -11.7deg aTDC로 1도가량 빨랐다. 이후, rapid-burning angle10-90($\Delta\theta_b$)에서 다시 한번 확인해 보면 분무각도 30도에서 CA 12deg aTDC이며, 분무각도 60도에서 CA 7deg aTDC로 분무각도 60도에서

약 5도가량 빠르다. 이로 λ 2에서 초기 화염 발달은 분무각도 30도에서 더 빨랐지만 화염 전파 이후 화염 종결 단계 진입 종전에서는 분무각도 60도가 더 빠른 연소 속도를 보였다.

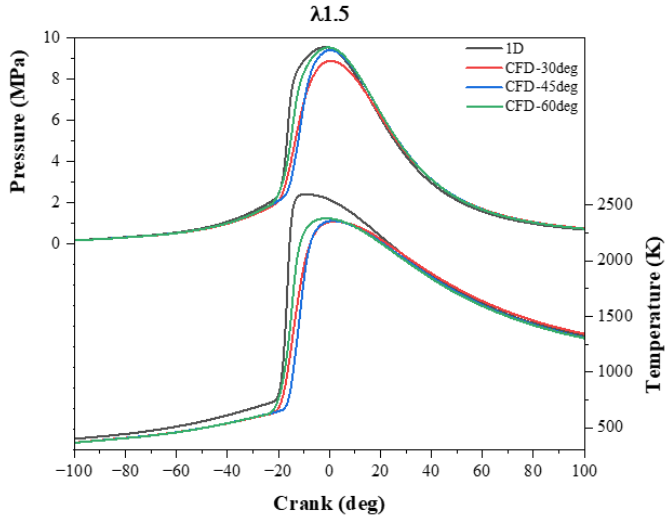


Figure 4.15 Variation of combustion pressure and temperature in the cylinder with respect to injection angle at $\lambda 1.5$

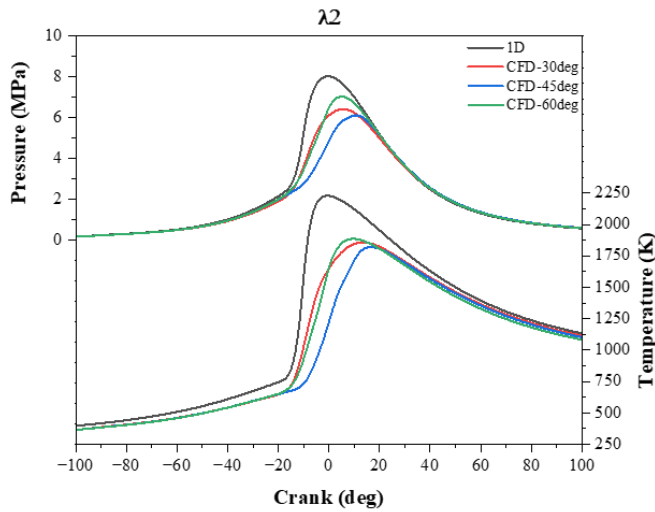


Figure 4.16 Variation of combustion pressure and temperature in the cylinder with respect to injection angle at $\lambda 2$

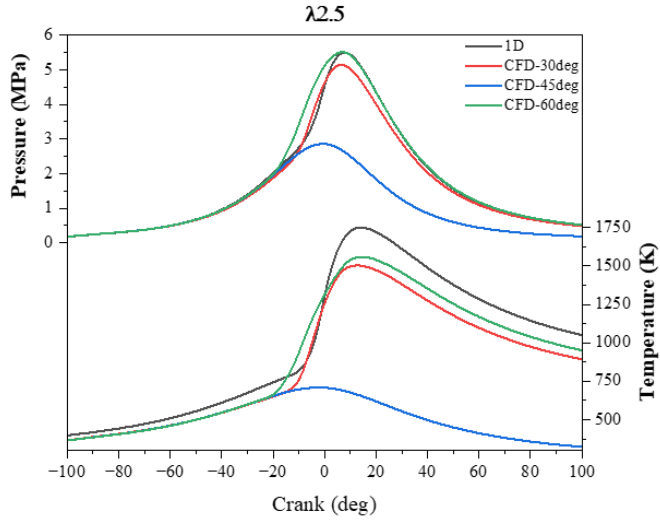


Figure 4.17 Variation of combustion pressure and temperature in the cylinder with respect to injection angle at $\lambda 2.5$

4.2 Effect of equivalence ratio on combustion characteristics

4.2.1 Mixture formation

Figure 4.10-12의 TKE 그래프를 보면 SOI 타이밍을 기점으로 하여 TKE가 대폭 증가 후 인젝션 duration 동안 TKE가 지속적으로 증가하고 있다. 스프레이가 가지는 moment의 주요 source인 injection pressure를 인젝션 duration 동안 spray에 제공하기 때문에 injection duration이 길수록 TKE는 증가한다. 따라서 람다가 낮을 수 록(농후할 수 록) 실린더 내 난류 강도는 강한 것으로 판단된다. 가장 희박한 케이스인 λ 2.5와 농후한 케이스인 λ 1.5를 비교해보면 분무 각도 45도에서 최대 $50 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 의 난류 강도 차이를 보인다. 람다는 injection duration 기간을 컨트롤하는 인자이기에 spray에 momentum을 제공하는 주요 요인 중 하나이다.

같은 분무 각도에서 람다만 변경했을 때 mole fraction을 확인하면 농후한 케이스와 희박한 케이스에서 비슷한 실린더 내 유동 경향성을 보이고 있으며, 람다가 변경됨에 따라 실린더 내 연료의 분율 차이만 있다.

이를 통해 실린더 내 지배적인 유동을 형성하는 파라미터는 분무각도임을 확인할 수 있으며, 분무 압력을 변경하면 짧은 injection duration 기간에도 실린더 내 큰 TKE를 형성할 수 있을 것으로 판단된다.

4.2.2 Combustion characteristics

람다가 증가할수록 초기 화염 발달각이 지각되고 화염 전파 속도가 느리다. 이는 분사 각도별로 람다가 증가할 때 Figure 4.18의 MFB 경향성을 통해 확인할 수 있다.

램다가 증가함에 따라 전체적으로 연소 속도가 느려졌으며, 분무각도 45도일 때 램다 2.5에서 실린더 내 혼합기 형성이 미비했기에 실화가 발생하였다. Injection duration이 짧아지면서 실린더 내 혼합기를 형성할 수 있는 TKE가 부족했으며 분무각도에 따라 형성되는 실린더 내 유동 특성에 따라 적절한 혼합기 형성이 안되는 것으로 판단된다.

램다가 증가함에 따라 연소 속도가 느려지는 것을 방지하기 위해서는 EOI가 진각되어 인젝션 duration이 짧아짐에 따른 TKE 감소를 보상해 줄 수 있어야 한다. 이는 injection pressure를 증가시켜 충분히 보상할 수 있을 것으로 판단된다. 본 연구에서는 분무 각도가 미치는 실린더 내 분무패턴을 확인하기 위해 비교적 저압으로 분무했기에 injection pressure의 영향은 미비했을 것으로 판단된다. 따라서 기존 2.5 MPa에서 5, 7.5, 10 MPa로 고압 분무 케이스와 15 그리고 20 MPa까지 초고압 분무를 통해 실린더 내 강력한 난류 강도 형성에 따라 복합적으로 해석되어야 할 것으로 생각된다.

분사 각도에 따라 실린더 내 혼합도는 앞서 말한바와 유동 특성이 다르기 때문에 연소 속도의 차이가 발생한다. 램다 1.5에서 분사 각도가 높을수록 연소 속도가 빠르고 연소 온도와 압력이 높다. 초기 화염 발달은 분무 각도에 따라 특성이 다르지만 결과적으로 분무각도가 낮을 때 연소 온도와 압력이 낮음으로 인해 NO_x 배출량이 적다(shown in Figure 4.22). 램다2에서 분무각도 45도 조건에서 연료와 공기의 형성이 잘되어 있지 않기에 연소 속도가 가장 느렸으며 연소 duration이 가장 길었다. 분무 각도 30도에서 초기 화염 발달 속도가 가장 빨랐지만 후기에 분무각도 60도의 화염 발달 속도에 역전되었다.

분무각도가 증가할 때 분무각도 30도에서 45도에서는 NO_x 배출량이 감소하였으

며, 분무각도 45도에서 60도에서 NO_x 배출량은 대폭 증가하였다. HRR의 기울기가 클수록 순간 열방출이 많기에 연소 온도가 증가함에 따라 thermal NO_x 발생의 증가로 인해 NO_x 배출량이 증가하였다. λ 2.5에서 분무 각도가 증가함에 따라 스파크 방전 시기부터 화염 전파 시간과 연소 duration에 변화가 있다. 분무 각도 30도가 60도보다 화염 발달 기간은 지각되어 있지만 이후 화염 전파 시간은 진각 되는 경향성을 보였다.

전체적으로 분무 각도 60도에서 열방출이 높았으며 이로 연소 온도가 높아짐에 따라 NO_x 배출량도 함께 증가하였다. 분무각도 30도에서 열방출을 보면 최종 569 J이 방출되었으며, 분무각도 60도에서 632 J이 방출되었다. 약 63 J의 발열량 차이가 있다. 이는 희박 조건으로 갈수록 스프레이 각도에 의해 열효율이 달라지는 것을 확인할 수 있으며, 이로 인해 희박조건에서 스프레이의 각도가 연소 효율 및 열효율에 중요한 영향을 미치는 것으로 판단된다. 따라서 수소 직분사 엔진에서 희박운전을 지향하기 위해서는 연료 분무 각도가 최적화되어야 한다.

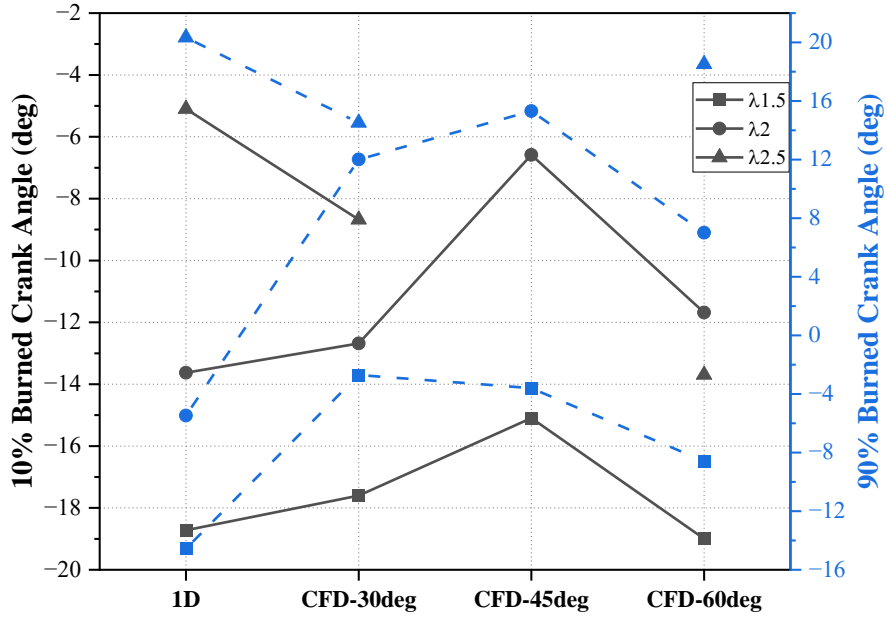


Figure 4.18 10% and 90% mass fraction burned for each injection angle and excess air ratio

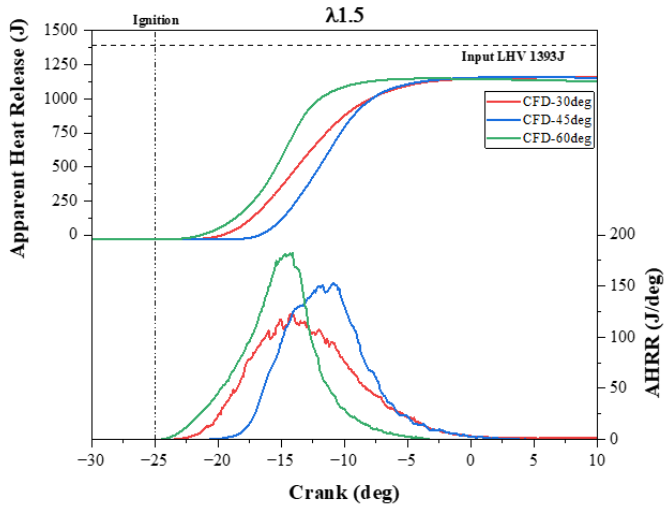


Figure 4.19 Apparent heat release and apparent heat release rate in cylinder via CFD analysis as a function of injection angle at $\lambda 1.5$

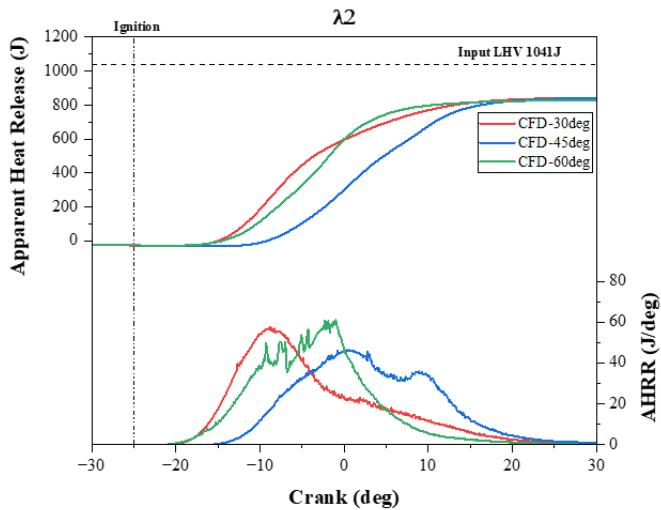


Figure 4.20 Apparent heat release and apparent heat release rate in cylinder via CFD analysis as a function of injection angle at $\lambda 2$

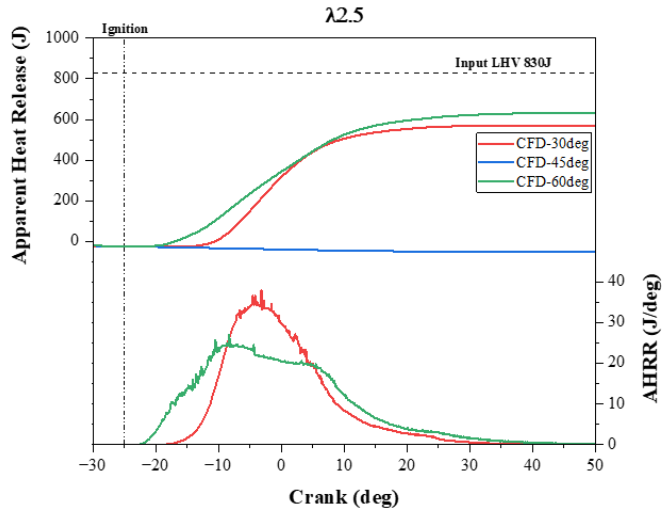


Figure 4.21 Apparent heat release and apparent heat release rate in cylinder via CFD analysis as a function of injection angle at $\lambda 2.5$

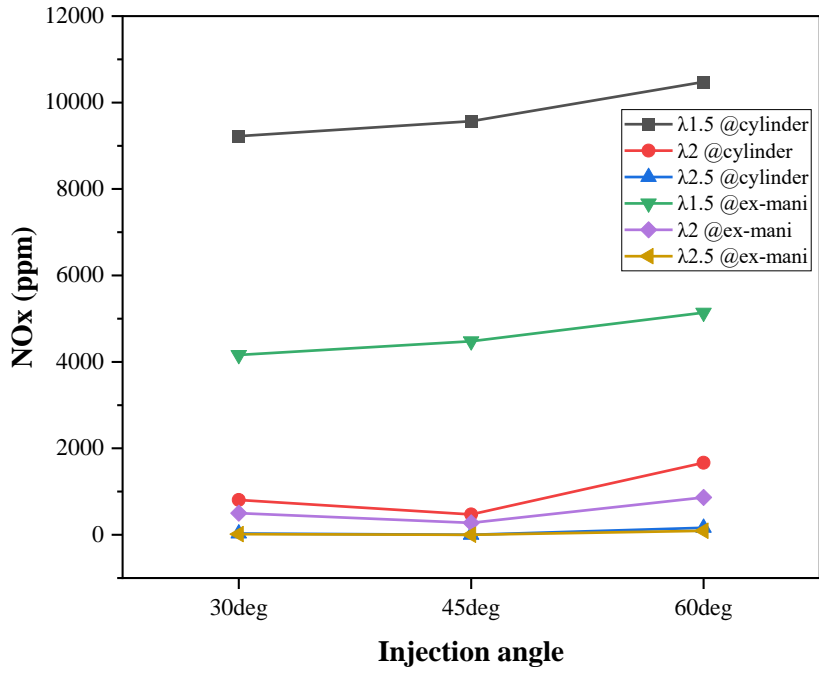


Figure 4.22 NO_x emissions in the cylinder and exhaust manifold for each injection angle and excess air ratio

CHAPTER 5. Conclusion

5.1 Conclusions

본 연구에서는 1D와 CFD 3D 수치해석을 통해 수소 SI-DI엔진의 분무 각도와 excess air ratio에 따른 연소 특성 및 NO_x 에미션을 분석하였다. 주요 결론과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 분무 각도를 30, 45 그리고 60도로 변경하고 람다를 변경하면서 각 케이스가 가지는 실린더 내 혼합기 형성 및 연소 특성에 대해 조사하였다. 분무 각도에 따라 각각의 연소 특성이 다른 것을 보여줬으며 분무각도가 30도에서 60도 증가할 때 특정한 경향성은 없었지만 람다가 증가함에 따른 경향성을 확인하였다.
- 분무각도 30도와 45도에서 SOI 이후 spray는 실린더 라이너와 피스톤 크라운에 각각 충돌하여 2개의 stream으로 분리되어 각각 2개의 plume를 형성하였다. 형성된 plume은 vortex를 형성하여 서로 상호작용하는 것을 확인할 수 있었다. 특히 스파크 플러그 주변에 분무 각도별로 희박 또는 농후 영역을 형성하였다.
- 스파크 플러그 주변 희박 및 농후 영역이 형성되어 각 분무 각도 별로 초기 화염 발달 속도의 차이가 발생하였다. 분무각도 30도와 60도는 MFB 10%는 유사한 경향성을 보이고 있으나 분무 각도 45도에서는 지각되었으며, 희박 조건일수록 많이 지각되었으며 람다2.5에서는 실화가 발생하였다.
- 초기 화염 발달 이후 화염 전파는 분무 각도 60도에서 가장 빨랐으며 타 분무 각도에서는 상당히 지각되었다. 특히 분무각도 45도에서 초기 화염 발달각은 지

각되었지만 화염 종결단계 MFB 90에서는 초기 화염 발달의 지각 대비 빠른 연소 속도를 보였다.

- 분무 각도에 따라 실린더 내 혼합기 형성 조건에 따라 초기 화염 발달 및 화염 전파속도의 차이로 연소 압력과 온도도 영향을 받아 서로 다른 연소 특성을 보였다. 모든 람다 조건에서 분무각도 60도에서 연소 압력과 온도가 가장 높았다.

- 람다가 증가함에 따라 연소 압력과 온도가 낮아짐에 따라 NO_x의 배출량은 큰 폭으로 감소하였으며, 특히 λ 2.5에서 분무각도 30도에서 28.6 ppm, 분무각도 60도에서 160.96 ppm으로 낮은 NO_x 배출량을 보여준다. 분무각도 60도는 연소압력과 온도가 비교적 높았기 때문에 NO_x 배출량이 많은 것으로 판단된다.

- 수소는 넓은 가연 한계 범위를 가짐에도 불구하고 희박 조건에서 혼합기 형성이 잘 안되어 있으면 실화를 유발할 수 있다. 따라서 희박 조건일수록 실린더 내 연료와 공기의 혼합도를 높일 수 있는 방안이 고안되어야 할 것으로 생각되며, 실린더내 국소 당량비를 더 정확하게 계산할 수 있는 Large eddy simulation(LES)모델을 적용한 CFD해석을 통해 높은 분무 압력인 상황에서 연구를 진행할 필요가 있을 것으로 판단된다.

REFERENCES

- [1] BP. Statistical Review of World Energy. 2022.
- [2] Gómez DR, Watterson JD, Americano BB, Ha C, Marland G, Matsika E, et al. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories. 2006.
- [3] Andres RJ, Boden TA, Bréon F-M, Ciais P, Davis S, Erickson D, et al. A synthesis of carbon dioxide emissions from fossil-fuel combustion. *Biogeosciences*. 2012;9:1845-71.
- [4] IEA. Transport sector CO2 emissions by mode in the Sustainable Development Scenario, 2000-2030. 2022.
- [5] Abdel-Rahman A. On the emissions from internal-combustion engines: a review. *International Journal of Energy Research*. 1998;22:483-513.
- [6] Alagumalai A. Internal combustion engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;38:561-71.
- [7] Taylor AMKP. Science review of internal combustion engines. *Energy Policy*. 2008;36:4657-67.
- [8] Li J, Huang H, Kobayashi N, He Z, Nagai Y. Study on using hydrogen and ammonia as fuels: Combustion characteristics and NOx formation. *International journal of energy research*. 2014;38:1214-23.

- [9] Li H, Karim GA. Exhaust emissions from an SI engine operating on gaseous fuel mixtures containing hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2005;30:1491-9.
- [10] Aceves SM, Smith JR. Hybrid and Conventional Hydrogen Engine Vehicles that Meet EZEV Emissions. *SAE TECHNICAL PAPERS*. 1997.
- [11] Bao L-z, Sun B-g, Luo Q-h. Experimental investigation of the achieving methods and the working characteristics of a near-zero NOx emission turbocharged direct-injection hydrogen engine. *Fuel*. 2022;319.
- [12] Adnan R, Masjuki HH, Mahlia TMI. Performance and emission analysis of hydrogen fueled compression ignition engine with variable water injection timing. *Energy*. 2012;43:416-26.
- [13] Boretti A. Stoichiometric H2ICEs with water injection. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2011;36:4469-73.
- [14] Chaichan MT. EGR effects on hydrogen engines performance and emissions. *International Journal of Scientific & Engineering Research*. 2016;7:80-90.
- [15] Saravanan N, Nagarajan G. An insight on hydrogen fuel injection techniques with SCR system for NOX reduction in a hydrogen–diesel dual fuel engine. *International Journal of hydrogen energy*. 2009;34:9019-32.
- [16] Karim G. Hydrogen as a spark ignition engine fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2003;28:569-77.

- [17] Dhyani V, Subramanian KA. Control of backfire and NOx emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019;44:6287-98.
- [18] Park C, Kim Y, Choi Y, Lee J, Lim B. The effect of engine speed and cylinder-to-cylinder variations on backfire in a hydrogen-fueled internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019;44:22223-30.
- [19] Dhyani V, Subramanian KA. Experimental investigation on effects of knocking on backfire and its control in a hydrogen fueled spark ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2018;43:7169-78.
- [20] Lee S, Kim G, Bae C. Behavior of hydrogen hollow-cone spray depending on the ambient pressure. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2021;46:4538-54.
- [21] Kim D, Shin J, Son Y, Park S. Characteristics of in-cylinder flow and mixture formation in a high-pressure spray-guided gasoline direct-injection optically accessible engine using PIV measurements and CFD. *Energy Conversion and Management*. 2021;248.
- [22] Hamzehloo A, Aleiferis PG. Computational Study of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines. *SAE International Journal of Engines*. 2013.
- [23] Park C, Kim Y, Oh S, Oh J, Choi Y, Baek H, et al. Effect of fuel injection timing and injection pressure on performance in a hydrogen direct injection engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2022;47:21552-64.
- [24] Ji C, Wang S. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance

of a spark ignition gasoline engine at lean conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2009;34:7823-34.

[25] Yu X, Li G, Du Y, Guo Z, Shang Z, He F, et al. A comparative study on effects of homogeneous or stratified hydrogen on combustion and emissions of a gasoline/hydrogen SI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019;44:25974-84.

[26] Wang S, Ji C, Zhang B, Liu X. Realizing the part load control of a hydrogen-blended gasoline engine at the wide open throttle condition. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2014;39:7428-36.

[27] Kim J, Chun KM, Song S, Baek H-K, Lee SW. Effect of Hydrogen as an Additive on Lean Limit and Emissions of a Turbo Gasoline Direct Injection Engine. *JSAE*. 2015.

[28] Ji C, Wang S, Zhang B. Performance of a hybrid hydrogen–gasoline engine under various operating conditions. *Applied Energy*. 2012;97:584-9.

[29] Jungsoo Park HC, Soonho Song, Kwang Min Chun. A numerical study of a methane-fueled gas engine generator with addition of hydrogen using cycle simulation and DOE method. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2011;36:5153-62.

[30] Zhang R, Chen L, Pan J, Wei H, Zhou L, Liu C. Effects of direct-injected hydrogen addition on methane combustion performance in an optical SI engine with high compression-ratio. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020;45:3284-93.

[31] Zhen X, Li X, Wang Y, Liu D, Tian Z. Comparative study on combustion and emission characteristics of methanol/hydrogen, ethanol/hydrogen and methane/hydrogen blends in

high compression ratio SI engine. Fuel. 2020;267.

[32] Seelam N, Gugulothu SK, Reddy RV, Bhasker B, Kumar Panda J. Exploration of engine characteristics in a CRDI diesel engine enriched with hydrogen in dual fuel mode using toroidal combustion chamber. International Journal of Hydrogen Energy. 2022;47:13157-67.

[33] Frost J, Tall A, Sheriff AM, Schönborn A, Hellier P. An experimental and modelling study of dual fuel aqueous ammonia and diesel combustion in a single cylinder compression ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy. 2021;46:35495-510.

[34] Kiesgen G, Klütting M, Bock C, Fischer H. The New 12-Cylinder Hydrogen Engine in the 7 Series - The H2 ICE Age Has Begun. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2006.

[35] Lee S-J, Yoon K-J, Han B-H, Lee H-B, Kwon B-J. Development of Hyundai Motor Company hydrogen-fueled vehicle. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 1995.

[36] Tang X, Kabat DM, Natkin RJ, Stockhausen WF. Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2022.

[37] Jaura AK, Ortmann W, Stuntz R, Natkin B, Grabowski T. Ford's H2RV - An Industry First HEV Propelled with a H2 Fueled Engine - A Fuel Efficient and Clean Solution for Sustainable Mobility. SAE TECHNICAL PAPER SERIES. 2004.

[38] Tecnologies G. Engine_Performance Application Manual version 2022,2022.

[39] Han Z, Reitz RD. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models. Combustion science and technology. 1995;106:267-95.

- [40] Yakhot V, Orszag SA. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing*. 1986;1:3-51.
- [41] Lucchini T, D'Errico G, Fiocco M. Multi-Dimensional Modeling of Gas Exchange and Fuel-Air Mixing Processes in a Direct-Injection, Gas Fueled Engine. SAE Technical Paper Series2011.
- [42] SUNDIALS: SUite of Nonlinear and Differential/ALgebraic Equation Solvers.
- [43] Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals: McGraw-Hill Education; 2018.
- [44] Science C. CONVERGE 3.0 Manual2021.
- [45] Issa RI. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting. *Journal of Computational Physics*. 1986;62:40-65.

APPENDIX A. Hydrogen reaction mechanism

A.1 Reaction mechanism

ELEMENTS

H O N C AR HE

END

SPECIES

H2 O2 H2O H O

OH HO2 H2O2 AR N2

HE CO CO2

END

REACTIONS

H+O2=O+OH 3.5470000E+15 -0.40600 1.6599000E+04

O+H2=H+OH 5.0800000E+04 2.67000 6.2900000E+03

H2+OH=H2O+H 2.1600000E+08 1.51000 3.4300000E+03

O+H2O=OH+OH 2.9700000E+06 2.02000 1.3400000E+04

H2+M=H+H+M 4.5770000E+19 -1.40000 1.0438000E+05

H2/2.5000/H2O/12.0000/CO/1.9000/CO2/3.8000/AR/0.0000/HE/0.0000/

H2+AR=H+H+AR	5.8400000E+18	-1.10000	1.0438000E+05
H2+HE=H+H+HE	5.8400000E+18	-1.10000	1.0438000E+05
O+O+M=O2+M	6.1650000E+15	-0.50000	0.0000000E+00

H2/2.5000/H2O/12.0000/AR/0.0000/HE/0.0000/CO/1.9000/CO2/3.8000/

O+O+AR=O2+AR	1.8860000E+13	0.00000	-1.7880000E+03
O+O+HE=O2+HE	1.8860000E+13	0.00000	-1.7880000E+03
O+H+M=OH+M	4.7140000E+18	-1.00000	0.0000000E+00

H2/2.5000/H2O/12.0000/AR/0.7500/HE/0.7500/CO/1.9000/CO2/3.8000/

H+OH+M=H2O+M	3.8000000E+22	-2.00000	0.0000000E+00
--------------	---------------	----------	---------------

H2/2.5000/H2O/12.0000/AR/0.3800/HE/0.3800/CO/1.9000/CO2/3.8000/

H+O2(+M)=HO2(+M)	1.4750000E+12	0.60000	0.0000000E+00
------------------	---------------	---------	---------------

LOW/ 6.3660000E+20 -1.72000 5.2480000E+02/

TROE/ 8.0000000E-01 1.0000000E-30 1.0000000E+30/

H2/2.0000/H2O/11.0000/O2/0.7800/CO/1.9000/CO2/3.8000/

HO2+H=H2+O2	1.6600000E+13	0.00000	8.2300000E+02
HO2+H=OH+OH	7.0790000E+13	0.00000	2.9500000E+02
HO2+O=O2+OH	3.2500000E+13	0.00000	0.0000000E+00

