

# 수치해석을 통한 수소 직분사 엔진의 분무각도에 따른 실린더 내 혼합도 및 연소 특성 예측

오세현<sup>1</sup>, 박정수<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>조선 대학교 기계공학과 대학원, <sup>2</sup>조선 대학교 기계공학과

## Numerical Prediction of Cylinder Mixture Formation and Combustion Characteristics for Hydrogen Direct Injection Engine

Sehyun Oh<sup>1</sup>, Jungsoo Park<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chosun University

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Chosun University

**요약** 탄화수소계 연료는 현재 동력 및 발전 시스템에서 지배적인 위치를 점하고 있다. 이에 따라 탄화수소계 연료 사용에 의한 유해 배출가스를 저감하기 위한 연구는 과거부터 많이 진행됐다. 하지만 탄화수소계 연료는 탄소를 포함하고 있기에 탄소 배출을 줄이기에 한계점은 분명하다. 더불어 전 세계적으로 탄소 중립을 선언하고 있으며 이에 따라 배출가스 규제도 강화되고 있다. 내연기관은 강화되는 배출가스 규제를 만족하고, 탄소 중립을 위해 탈탄소화가 진행되어야 한다. 본 연구에서는 직접 분사식 수소 엔진의 분무각도에 따른 실린더 내 혼합기 형성 및 연소 특성을 수치 해석적으로 분석하였다. 분무각도 30도에서 60도로 증가할 때 분무각도 증가에 따른 혼합기 형성에 대한 특정한 경향성은 없었다. 분무각도 45도에서 타 케이스 대비 높은 난류운동에너지 값을 보였으나 균질하지 못한 혼합기 형성으로 실화가 발생하였다. 이를 통해 초 희박 조건에서는 난류 강도뿐 아니라 분무각도에 따른 분무 거동에 대한 최적화가 필요할 것으로 판단되었다. 초기 화염 발달은 분무각도 60도가 가장 빨랐으며, 연소 온도와 압력도 분무각도 30도 대비 높은 경향을 보였다. 이는 실린더 헤드의 스파크 플러그 주변에서 높은 국소 당량비를 가지는 영역을 형성한 것이 원인으로 판단된다. 더불어 높은 연소 온도로 인해 분무각도 60도에서 NOx 배출량도 타 분무 각도 대비 많았다. 결과적으로 수소 엔진의 초 희박 운전에서 실린더 내 혼합기 형성 특성에 따라 실화, 높은 연소 온도 등의 문제를 해결하기 위해서는 분무 패턴의 최적화가 필요할 것으로 판단된다.

**Abstract** Hydrocarbon-based fuels currently dominate the global energy system. Achieving carbon neutrality ultimately requires not only reducing the dependency on internal combustion engines, but also fundamentally decarbonizing fuels. It is essential to discontinue the use of hydrocarbon fuels and achieve decarbonization through the application of carbon-free fuels such as hydrogen. In this study, a 2.0-L research engine was designed, and numerical methods were applied. The performance, exhaust gas emissions, and combustion characteristics of the research engine were analyzed through 1D simulations. Based on the results of the 1D analysis, CFD simulations were conducted. Mixture formation and combustion characteristics were analyzed by varying the injection angle in the ultra-lean operating region with a  $\lambda$  2.5. A spray angle of 45 degrees resulted in the highest turbulent kinetic energy in the cylinder. However, misfire occurred. A spray angle of 60 degrees showed the fastest flame development during the initial flame propagation and exhibited a trend of higher combustion temperature and pressure compared to a spray angle of 30 degrees. Optimization of the spray pattern is deemed necessary to address issues such as flash fires and high combustion temperatures in ultra-lean operation of hydrogen engines, depending on the characteristics of mixture formation inside the cylinder.

**Keywords** : Combustion Characteristics, Hydrogen Engine, Injection Angle, Mixture Formation, Numerical Analysis

본 연구는 환경부 산하 한국환경산업기술원의 지원하에 수행된 환경기술개발사업의 연구 결과임. (과제번호 : 2020003060004)

\*Corresponding Author : Jungsoo Park(Chosun Univ.)

email: j.park@chosun.ac.kr

Received July 27, 2023

Revised August 16, 2023

Accepted September 1, 2023

Published September 30, 2023

## 1. 서론

전 세계의 동력 및 발전 시스템에 대해 탄화수소계 연료는 과거부터 지금까지 지배적인 위치를 점하고 있다 [1]. 대부분의 탄화수소계 연료는 사용, 운송 그리고 보관이 쉬운 장점이 있다. 이로 탄화수소계 연료의 사용량은 꾸준히 증가하고 있다. 하지만 탄화수소계 연료는 사용 중 연소 시 온실가스를 포함한 유해 배출가스를 다량 배출하는 치명적인 단점이 있다[2,3]. 이러한 배출가스를 저감하기 위한 기술이 개발됐지만 탄화수소계 연료는 탄소를 포함하고 있는 연료로, 연료에 의한 탄소 배출을 완전히 저감 하기에 어려운 점이 있다. Fig. 1은 산업에서 사용되는 연료에 따른 이산화탄소 배출량이다[1]. 근 100년간 석탄, 기름, 그리고 가스로 인한 이산화탄소 배출량이 증가하는 추세를 있음을 확인할 수 있다.

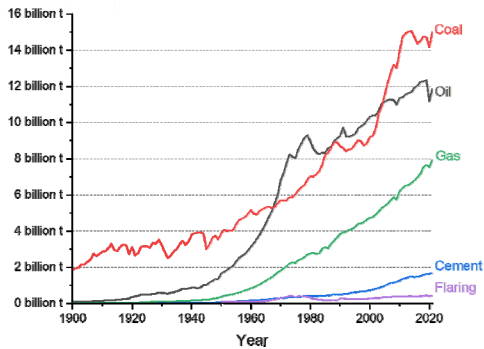


Fig. 1. CO<sub>2</sub> emissions by fuels or industry, World[1]

국제 에너지 기구(IEA: International energy agency)가 발표한 자료에 의해 이산화탄소 배출을 산업의 섹터별로 구분해 보면 운송 수단에서 23%의 이산화탄소가 배출되고 있다[4]. 그중 74.5%가 승용차와 상용차에서 배출되고 있다. 따라서 운송 수단에서 탄소 배출 저감을 필수적으로 진행되어야 한다.

이산화탄소 배출이 증가함으로 환경 문제가 대두됨에 따라 2015 파리 기후 협약 등의 협약을 통해 탄소 중립을 달성하기 위해 전세계적으로 국가적, 기업적으로 노력하고 있다[5,6]. 이로 인해 규제들이 강화되고 있으며 강화되는 규제에 의해 내연기관에서 탄소 배출을 줄이기 위한 선행 기술들이 연구개발 되었으나 지속해서 빠르게 강화되는 규제를 달성하기에는 어려운 부분이 있다 [7,8]. 이에 따라 내연기관의 사용을 줄이고 전동화로 교체하여 문제를 해결하고 있다. 하지만 특정 상황 및 어플

리케이션에서 전동화로 교체는 어렵기에 내연기관의 사용을 줄이는 것으로 탄소 배출을 줄이는 것이 아닌 근본적인 문제인 연료에 의한 탄소 배출을 줄이는 것이 필요하다. 따라서 탄화수소계 연료의 사용을 줄이고 무탄소 연료의 적용을 통해 내연기관의 탈탄소화를 달성해야 할 것이다.

수소는 완전한 무탄소 연료이기에 수소 전소 엔진은 연료 조성으로 인한 탄소기반 배출물이 없다. 다만, 높은 연소 온도로 인해 열적 질소산화물(NO<sub>x</sub>: Nitrogen oxides)이 거의 유일한 배출물이나 희박 운전을 통해 저온 연소로 충분히 줄일 수 있다. Fig. 2에서 보면 과다공기량 2.5 이상의 초 희박 운전 시 NO<sub>x</sub> 10ppm 미만의 배출량을 보여준다[9].

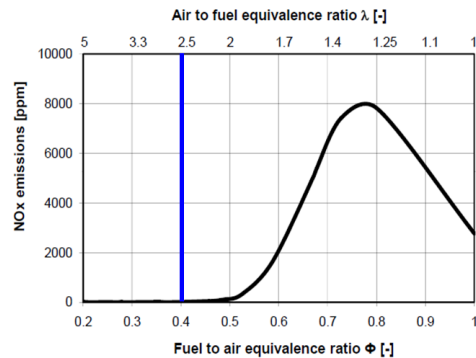


Fig. 2. NO<sub>x</sub> emissions according to equivalence ratio[9]

수소는 화학적 특성으로 인해 희박 운전에서 매우 적합한 연소 특성을 가지고 있다. Table 1에서 수소, 메탄, 가솔린의 특성을 보면 수소는 메탄과 가솔린 대비 최소 점화 에너지가 낮고, 넓은 과다공기량 범위를 가지고 있다[10]. 더불어 빠른 층류 화염 속도로 희박 연소에 적합한 연료로 사용할 수 있다. 반면 가솔린의 경우 희박 운전 시 연소가 불안정해지고 이를 해결하기 위해 점화계통의 시스템이 복잡해지는 단점이 있다. 더불어 과다공기량 1 근방에서 작동하는 삼원촉매를 사용할 수 없기에 가솔린의 경우 희박 운전이 어렵다[11].

직접 분사(DI: Direct injection) 방식은 실린더 내 혼합기 형성 특성에 따라 연소에 영향을 주기에 DI 방식을 엔진에 적용하면 연료의 실린더 내 거동에 대한 이해가 필수적으로 필요하다. 더불어 초 희박 운전 시 혼합도가 좋지 못하면 실화가 발생할 수 있다. 따라서 실린더 내 수소의 분무 거동에 관한 연구는 필수적으로 진행되어야 한다.

Table 1. Comparison of properties and combustion properties of hydrogen, methane and gasoline[10]

Property	Hydrogen	Methane	Gasoline
Density at 1 atm and 300K [kg/m <sup>3</sup> ]	0.082	0.717	5.11
Stoich. fuel/air mass ratio	0.029	0.058	0.0664
High 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
Ignition limits $\lambda$ range	0.13~10	0.6~2.0	0.4~1.4
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

본 연구는 수소 직분사 엔진의 수소 분무각도에 따른 실린더 내 분무 거동 및 연소 특성에 대해 수치적 방법으로 분석하고자 한다. 수치 해석적 방법은 1D 해석과 전산유체역학(CFD: Computational fluid dynamics)을 통해 연구를 진행하였다.

## 2. 본론

### 2.1 방법론

#### 2.1.1 참조엔진 제원

본 연구의 대상 엔진은 일반적으로 차량에 주로 사용되는 사양의 엔진을 대상으로 하여 설계하였으며, 연구 엔진의 사양은 2,000cc급 직렬 4기통 4행정으로 스파크 점화식 직접 분사 엔진이다. 엔진의 자세한 사양과 운전 환경을 정리하여 Table 2에 나타냈다. 1D 시뮬레이션

Table 2. Engine specification and operating conditions

Parameter	Specification
Bore × Stroke [mm]	86 × 86
Displacement [cc]	1,998
Compression ratio	10:1
RPM	2,000
SOI(Start of injection) [deg]	-100deg aTDC
Injection pressure [MPa]	10
Excess air ratio [ $\lambda$ ]	2.5
Boost pressure [MPa]	0.25
Spark timing [deg]	-25deg aTDC

환경에서 설계한 연구 엔진의 모든 시스템을 모사하여 계산하였으며, CFD 해석에서는 해석 부하를 줄이고 정확한 해석을 위해 1개 실린더만 해석 도메인으로 채택하여 해석을 진행하였다. 연구 엔진에 대한 형상은 Fig. 3에 나타났다.

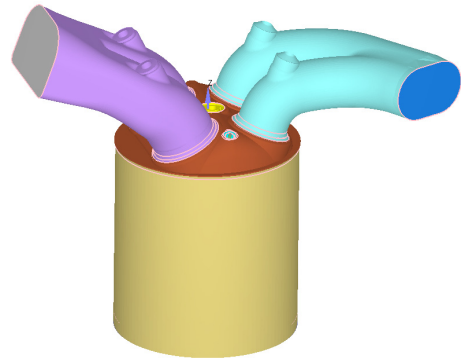


Fig. 3. Engine geometry

#### 2.1.2 1D 해석

1D 수치해석은 열역학을 기반으로 엔진 수치해석을 위한 S/W인 GT-SUITE의 GT-Power library를 이용하여 엔진을 모델링하고 해석을 수행하였다. GT-Power에서 연소 과정의 계산은 two-zone combustion methodology를 이용하여 진행된다. 연소 시작 시에 실린더 내부 체적은 연소 영역과 미연소 영역으로 두 영역으로 나뉜다. 각 단계에서 연료와 공기의 혼합물이 미연소 영역에서 연소 영역으로 전달되어 연소 영역으로 전달되는 혼합기의 양은 연소율을 통해 정의된다. 미연소 혼합기가 주어진 시간 단계에서 미연소 영역에서 연소 영역으로 전달되면 전체 연소 영역에 대해 화학 평형 계산이 진행된다. 이 계산은 연소 영역에 존재하는 각 화학종 (C, H, O, N, S, Ar)의 모든 원자를 고려하고 해당 화학종으로부터 연소 화학종 13개(N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, N, O, NO, OH, SO<sub>2</sub>, Ar)의 평형 농도를 얻는다. 화학종의 평형 농도는 연소된 영역의 온도와 압력에 크게 의존한다. 다음 에너지 방정식은 two zone model에서 각 시간 단계에서 계산된다.

Unburned zone:

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u - \left( \frac{dm_{f,b}}{dt} h_f + \frac{dm_{a,b}}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (1)$$

Burned zone:

$$\frac{d(m_{\phi}e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b + \left( \frac{dm_{f,b}}{dt} + \frac{dm_{a,b}}{dt} h_a \right) \quad (2)$$

층류 화염 속도는 사용한 S/W 내에서 아래 식으로 계산된다.

$$S_L = (B_m + B_{\phi}(\phi - \phi_m))^2 \left( \frac{T_u}{T_{ref}} \right)^{\alpha} \left( \frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^{\beta} (1 - 2.06(Dilution)^{0.77 * C_{DE}}) \quad (3)$$

여기서,  $B_m$ 과  $B_{\phi}$ 는 각각 최대 층류 화염 속도와 층류 화염 속도 톨오프 값이며,  $\phi$ 와  $\phi_m$ 은 각각 당량비와 최대 층류 화염 속도에서의 당량비이다.

미연소 혼합기는 난류 및 층류 화염 속도의 합에 비례하는 속도로 화염 영역을 통해 화염 선단으로 유입되며, 아래 식을 통해 계산된다.

$$\frac{dM_c}{dt} = \rho_u A_e (S_T + S_L) \quad (4)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{M_c - M_b}{\tau} \quad (5)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (6)$$

여기서,  $M_c$ 와  $M_b$ 는 각각 미연소 된 혼합기의 질량과 연소된 혼합기의 질량을 나타낸다.  $\rho_u$ 는 미연소 영역의 밀도이며,  $A_e$ 는 화염 전면의 영역이며,  $S_T$ 와  $S_L$ 은 각각 난류 화염 속도와 층류 화염 속도이다.  $\tau$ 는 난류 화염 브러쉬 내에서의 미연소 혼합물의 특성 연소 시간으로 주어진다. 연소율은 테일러 마이크로 스케일 길이의  $\lambda$ 를 층류 화염 속도로 나눈 시간 상수로 나눈 화염 전단 뒤의 연소되지 않은 혼합물의 양( $M_c - M_b$ )에 비례한다[12].

### 2.1.3 CFD 해석

본 연구에서 실린더 내 유동 및 연소 특성을 해석하기 위해 CONVERGE v3.0 S/W를 사용하였다. 난류 모델은 평균화된 레이놀즈-나비에스톡스 방정식을 사용하는 RNG  $k-\epsilon$ 모델을 사용했다[13]. 연소 모델은 SAGE 모델을 적용하였다. 격자 크기는 베이스 그리드  $dx, dy,$

$dz$ 에 대해 4mm로 하였다. 더불어 AMR(Adaptive Mesh Refinement)을 적용하여 속도 구배와 온도 구배에 따라 각각 3과 4레벨로 매쉬를 세분화하여 계산될 수 있도록 하였다[14-17]. 국부 매쉬 세분화 전략을 적용하여 연료가 분사되는 인젝터와 스파크 플러그 주변에서 계산 정확도를 위해 매쉬를 세분화하였다.

$NO_x$  계산은 Heywood et al.[11]에 의한 확장된 젤도비치 매커니즘을 기반으로 하여 계산되며, 이 매커니즘은 아래 주어진 반응식을 따른다.



### 2.1.4 경계조건

연구 엔진은 터보차저가 적용되었으며, 인터쿨러를 적용하여 과급된 공기가 냉각될 수 있는 환경을 1D 맵 내에 모사했다. 엔진은 2,000RPM에서 작동하며, 과다공기량은 2.5로 고정하였다. 압축비는 10:1로 하였으며, 흡기 밸브와 배기 밸브의 개폐 오버랩 구간은 흡기 밸브로 역화를 방지하기 위해 최소한으로 하였다. 인젝션 압력은 2.5MPa이며 분사시기는 모든 케이스에서 100 deg bTDC(before Top dead center)로 고정하였다.

인젝터의 위치는 흡기 밸브 라인과 직각으로 교차되는 곳으로 실린더 헤드의 측면에 위치시켰다. 자세한 엔진 모델링은 Fig. 4에 나타냈다.

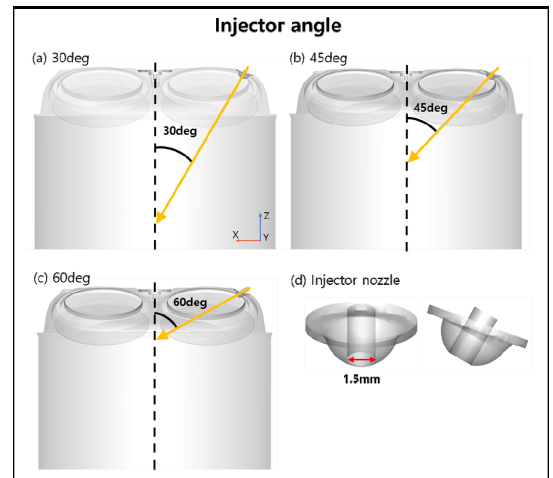


Fig. 4. Cylinder and injector geometry

인젝터의 각도는 실린더 중앙을 기준으로 하여 각각 30, 45, 그리고 60 deg로 15 deg 간격으로 변경하여 3 가지 모델로 구성하였다. 더불어 인젝터 노즐의 지름은 1.5mm이다.

## 2.2 결과 및 토의

### 2.2.1 혼합기 형성

Fig. 5는 분무 각도별 실린더 내 수소의 물분율을 상사점 이후(aTDC: after Top dead center) -90 deg부터 크랭크 각도 20deg 간격으로 나타냈다. 분무각도 30도에서 SOI 직후 스프레이가 피스톤 크라운에 충돌하며 스프레이 플룸(Plum)이 갈라지는 것을 확인할 수 있다. 스프레이가 피스톤 크라운에 충돌 후 xz 평면의 x-측면에 큰 플룸이 형성되어 실린더 헤드로 향하는 유동이 지배적으로 발생하였으며 yz 평면의 일부 유동과 실린더 헤드 부근에서 서로 충돌하여 스파크 플러그 주변 혼합기가 형성되었다.

분무각도 45도에서 스프레이는 피스톤 크라운과 실린더 라이너 사이에 충돌하게 되면서 분무각도 30도와는 달리 xz 평면에서 x+측면과 yz 평면에서 y+, y- 측면에 플룸이 형성되는 것을 확인할 수 있다. 이렇게 형성된 플룸은 서로 충돌하여 혼합되지 않고 실린더 라이너 부근에서 각각 독립적인 유동을 유지하여 스파크 플러그 주변에 매우 희박한 조건을 형성하였다.

분무각도 60도에서는 실린더 라이너와 직접적인 상호작용이 지배적이다. 스프레이가 등근 실린더 라이너와 충돌 후, 라이너 표면과 피스톤 크라운을 따라 x-방향으로 향하는 유동이 전체적으로 형성되었다. 이로 형성된 유동은 실린더 헤드로 향하여 스파크 플러그 주변에 농후한 영역을 형성하였다.

Fig. 6에서 텀블비(Tumble ratio)를 확인하면 분무각도 60도는 30도와 45도와는 달리 대칭되는 양상을 보이고 있다. 분무각도 60도에서 스프레이의 플룸이 실린더 라이너와 충돌 후 2개의 스트림으로 나뉜 플룸이 피스톤 크라운으로 향한다. 반면 분무각도 30도와 45도는 피스톤 크라운과 충돌 이후 스프레이 플룸이 갈라지게 되고 실린더 라이너의 가이드를 받아 실린더 헤드로 플룸이 이동하였다. 이렇게 유동의 방향이 반대로 형성되었기 때문에 텀블의 방향이 대칭되게 형성되었다.

y 텀블비에서 분무각도 30도와 60도는 초기 텀블비의 증기 기울기가 유사하지만 분사종료시기(EOI, end of injection) 이후 분무각도 30도의 텀블비가 빠르게 하락하는 특성을 보였다. 텀블비가 EOI 이후 지속적으로 하

락하며 aTDC -62 deg에서 분무각도 45도의 범블비를 역전하여 낮은 텀블비를 보였다.

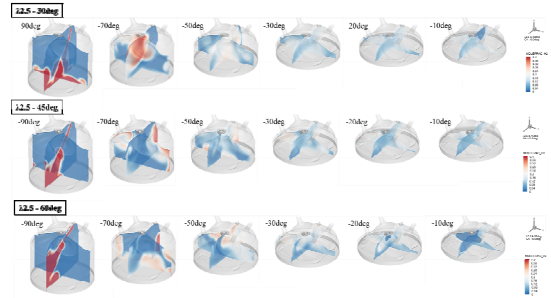


Fig. 5. Hydrogen mole fraction according to spray angle

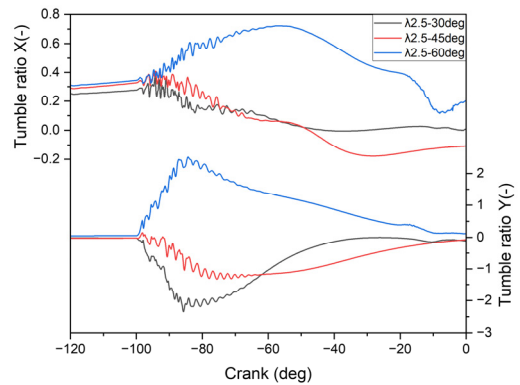


Fig. 6. Tumble ratio of X and Y according to spray angle

x 텀블비에서 과급과 흡기 포트에 의한 텀블이 형성되었으며, 해당 텀블은 분무에 의한 텀블에 영향을 주는 것을 확인하였다. 분무각도 60도는 흡기 포트와 과급에 의한 텀블로 텀블 발달에 도움이 있었으나, 분무각도 30도와 45도에서는 텀블 방향이 반대로 형성되어 분무에 의한 텀블 형성을 방해하는 요인으로 작용하였을 것으로 판단된다.

Fig. 7은 분무각도에 따른 난류운동에너지(TKE: Turbulent kinetic energy)를 나타냈다. 분무각도 30도와 60도는 유사한 양상을 보이며, 분무각도 45도에서는 다른 추세를 보인다. 분무각도 45도에서 TKE가 전반적으로 소폭 높은 경향을 보이며, SOI 이후 큰 폭으로 증가하였다.

분무 기간 동안 TKE의 평균값을 비교해보면 분무각도 45도에서 30도와 60도 대비 각각  $34.7m^2/s^2$ ,  $40.57m^2/s^2$ 씩 높았다. EOI 이후 점화 타이밍 직전까



지 분무각도 30도는 타 분무각도 대비 TKE 유지 구간이 길었다. CA -57 deg aTDC에서 분무각도 30도와 60도의 TKE 차이는 약  $26.08m^2/s^2$  가량 차이가 났다. 이로 분무각도에 따른 TKE의 차이 및 유지 시간이 차이가 있는 것을 확인하였다. 하지만 실린더 내 TKE가 높더라도 혼합기 형성이 약한 것을 Fig. 5에서 확인하였다. 따라서 TKE를 높여 혼합기 형성에 도움을 주는 것보다 분무 패턴을 최적화하는 것이 실린더 혼합기 형성에 긍정적인 영향을 줄 것으로 판단된다.

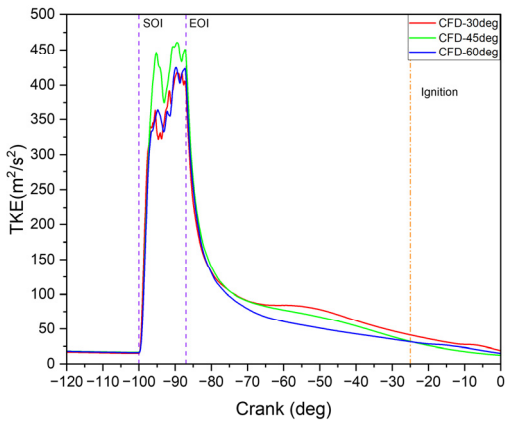


Fig. 7. TKE according to spray angle

### 2.2.2 연소 특성

Fig. 5의 분무각도 30도 xy 평면에서 스파크 타이밍 직전 혼합기 형성 특성을 확인하면 스프레이가 피스톤 크라운에 충돌 후 실린더 헤드로 향하면서 점화시기 직전 CA -30 deg aTDC에서 확인할 수 있듯이 인젝터 부근과 피스톤 주변에 일부 혼합기가 형성되어 있었다. 이로 인해 큰 점화 지연 없이 연소가 시작되는 것을 확인하였다.

분무각도 45도에서 스파크 타이밍에서 스파크 플러그 주변 상대적으로 희박영역이 형성되어 점화될 수 없는 조건으로 실화가 발생하였다.

분무각도 60도에서 실린더 헤드로 향하는 유동이 형성되어 스파크 플러그 주변 매우 농후한 영역이 형성되어 있는 것을 확인할 수 있다. 이로 분무각도 60도에서 초기 화염 발달이 가장 빨랐으며, 형성된 텀블 유동으로 인해 화염 전파가 빠르게 이루어져 실린더 내 압력과 온도가 타 케이스 대비 높았다.

Fig. 8에서 분무각도 30도에서 분무각도 60도보다 실린더 내 압력과 온도 상승점이 지각(retardation)되어

있고, Fig. 9의 AHR(Apparent heat release) AHRR (Apparent heat release rate)를 비교해보면 화염 발달이 지각(retardation)되어 있음을 확인할 수 있다. 더불어 Fig. 9에서 분무각도 30도와 60도의 AHR의 최종값이 차이 나는 것을 확인할 수 있다. 1D 해석과 분무각도 30도와 60도 케이스에서 실린더 내 압력은 유사한 경향을 보이고 있으나 연소 온도는 다소 높은 경향을 보인다. 분무각도 60도와 비교했을 때 CA 14 deg aTDC에서 190.7K의 온도 차이를 보였다. 이는 1D 해석은 분무각도를 고려하지 않았으며, 정확한 메커니즘을 통한 계산이 아닌 열역학 기반의 계산으로 CFD 해석과 일부 차이가 있는 것으로 판단된다.

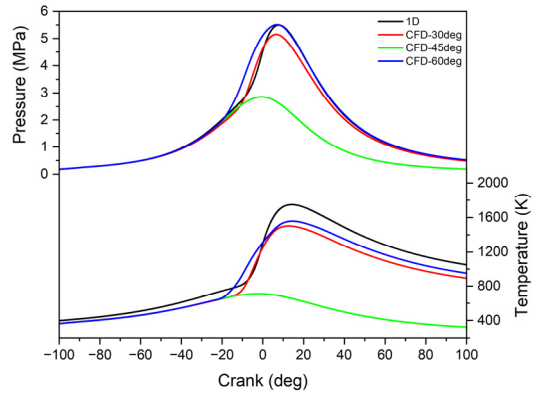


Fig. 8. Pressure and temperature in cylinders by 1D and spray angle

초기 화염 발달각( $\Delta\theta_i$ )을 비교해보기 위해 MFB(Mass fraction burned) 10%의 크랭크 각도를 비교해보면 분무각도 30도는 -8.68 deg aTDC, 60도는 -13.69 deg aTDC로 분무각도 60도가 30도 대비 5 deg 진각되었다.

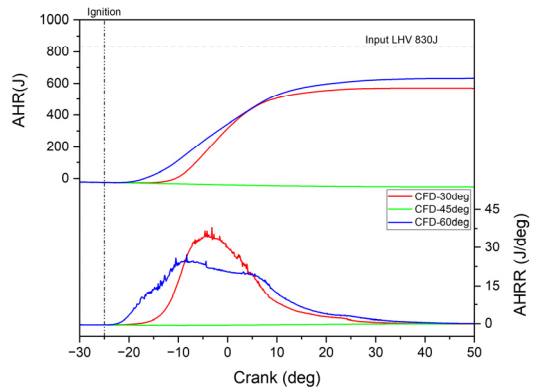


Fig. 9. AHR and AHRR in cylinders by spraying angle

Fig. 8에서 분무각도 60도가 30도보다 연소 온도가 56K가량 높았다. 분무각도 60도에서 NO<sub>x</sub> 배출량은 161ppm, 분무각도 30도에서 29ppm으로 132ppm가량 더 많은 배출량을 보였다. (Fig. 10) 분무각도 60도에서 스파크 플러그 주변 농후 영역을 형성하여 연소 온도가 증가로 인해 열적 질소산화물의 배출량이 증가한 것으로 판단 된다. 따라서 연소 성능을 위해 실린더 내 균질한 혼합기를 형성하는 것이 중요한 것을 알 수 있었으며, NO<sub>x</sub> 배출량을 저감하기 위해서 균질한 혼합기를 형성하는 분무 패턴의 최적화가 필요하다.

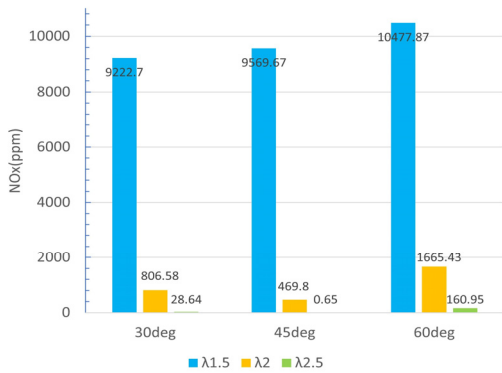


Fig. 10. In-cylinder NO<sub>x</sub> emissions as a function of spray angle and lambda

### 3. 결론

본 연구에서는 1D와 CFD 수치해석을 통해 수소 SI-DI 엔진의 분무각도에 따른 연소 특성 및 NO<sub>x</sub> 배출량을 분석하였다. 주요 결론들은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) 분무각도 30, 45, 그리고 60도에서 각각의 연소 특성이 다른 것을 보여줬으며, 분무각도가 30도에서 60도로 증가할 때 특정한 경향성은 없었다.
- 2) 분무각도 45도에서 가장 높은 TKE 값을 보였다. 실린더 내 높은 난류 운동 에너지를 보였지만 과다 공기량 2.5의 초 희박 운전에서 실화가 발생하였다.
- 3) 분무각도 30도와 45도에서 SOI 이후 스프레이는 실린더 라이너와 피스톤 크라운에 충돌하여 2개의 스트림으로 분리되어 각각 2개의 플룸을 형성하였다. 형성된 플룸은 볼텍스를 형성하여 서로 상호작용하는 것을 확인하였으며, 특히 스파크 플러그 주변에 분무각도 별 희박 또는 농후 영역을 형성하였다.
- 4) 분무각도 별 다른 양상의 스파크 플러그 주변 희박

및 농후 영역이 형성되어 초기 화염 발달 속도의 차이가 발생하였다. 분무각도 30도와 60도는 MFB 10%에서 유사한 경향성을 보였으나, 분무각도 45도에서는 지각되었다.

- 5) 초기 화염 발달 이후 화염 전파는 분무각도 60도에서 MFB 10%가 -13.69 deg aTDC로 가장 빨랐으며, 분무각도 30도는 MFB 10% -8.68 deg aTDC로 분무각도 60도 대비 5 deg 지각되었다. 분무각도 45는 실화하였다.
- 6) 분무각도에 따라 실린더 내 혼합기 형성 특성이 달라 연소 특성에 영향을 미쳤으며, 분무각도 60도에서 연소 압력과 온도가 가장 높았다.
- 7) NO<sub>x</sub> 배출량은 분무각도 30도에서 28.6ppm, 분무각도 60도에서 160.96ppm으로 낮은 NO<sub>x</sub> 배출량을 보였다.

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 높이는 방안이 고안되어야 할 것으로 판단된다.

### 후기

본 연구는 환경부 산하 한국환경산업기술원의 지원하에 수행된 환경기술개발사업의 연구 결과임. (과제번호 : 2020003060004)

### References

- [1] Abdel-Rahman, AA. "On the Emissions from Internal Combustion Engines: A Review." International journal of energy research 22, no. 6 (1998): 483-513. DOI: [https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(199805\)22:6<483::AID-ER377>3.0.CO;2-Z](https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(199805)22:6<483::AID-ER377>3.0.CO;2-Z)
- [2] Andres, Robert Joseph, Thomas A Boden, F-M Bréon, Philippe Ciaï, Steve Davis, D Erickson, J Sterling Gregg, Andrew Jacobson, Gregg Marland, and J Miller. "A Synthesis of Carbon Dioxide Emissions from Fossil-Fuel Combustion." Biogeosciences 9, no. 5 (2012): 1845-71. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.5194/bg-9-1845-2012>
- [3] BP. "Statistical Review of World Energy." 2022. <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>

[4] FALKNER, ROBERT. "The Paris Agreement and the New Logic of International Climate Politics." *International Affairs*92, no. 5 (2016): 1107-25. Accessed 2/2/2023. DOI: <https://dx.doi.org/10.1111/1468-2346.12708>

[5] Gómez, Darío R., John D. Watterson, Branca B. Americano, Chia Ha, Gregg Marland, Emmanuel Matsika, Lemmy Nenge Namayanga, Balgis Osman-Elasha, John D. Kalenga Saka, and Karen Treanton. Intergovernmental Panel on Climate Change (Ippc). *Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories*. 2006.

[6] Heywood, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*: McGraw-Hill Education, 2018.

[7] IEA. *Transport Sector Co2 Emissions by Mode in the Sustainable Development Scenario, 2000-2030*. 2022.

[8] Karim, Ghazi A. "Hydrogen as a Spark Ignition Engine Fuel." *International Journal of Hydrogen Energy*28, no. 5 (2003/05/01/ 2003): 569-77. DOI: [https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(02\)00150-7](https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/S0360-3199(02)00150-7)

[9] Schleussner, Carl-Friedrich, Joeri Rogelj, Michiel Schaeffer, Tabea Lissner, Rachel Licker, Erich M. Fischer, Reto Knutti, Anders Levermann, Katja Frieler, and William Hare. "Science and Policy Characteristics of the Paris Agreement Temperature Goal." *Nature Climate Change*6, no. 9 (2016): 827-35. DOI: <https://dx.doi.org/10.1038/nclimate3096>

[10] Science, Convergent. *Converge 3.0 Manual*, 2021.

[11] Sebastian Verhelst , Thomas Wallner. "Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines." *Progress in Energy and Combustion Science*35, no. 6 (2009): 490-527. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/j.pecc.2009.08.001>

[12] Taylor, Alex M. K. P. "Science Review of Internal Combustion Engines." *Energy Policy*36, no. 12 (2008/12/01/ 2008): 4657-67. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enp.2008.09.001>

[13] Technologies, Gamma. *Engine\_Performance Application Manual Version 2022., 2022.*

[14] Battistoni, Michele, Francesco Mariani, Francesco Risi, and Claudio Poggiani. "Combustion Cfd Modeling of a Spark Ignited Optical Access Engine Fueled with Gasoline and Ethanol." *Energy Procedia* 82 (2015/12/01/ 2015): 424-31. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.829>

[15] Huang, Mingdi, Sandeep Gowdagiri, Xander M. Cesari, and Matthew A. Oehlschlaeger. "Diesel Engine Cfd Simulations: Influence of Fuel Variability on Ignition Delay." *Fuel* 181 (2016/10/01/ 2016): 170-77. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.137>

[16] Pal, Pinaki, Daniel Probst, Yuanjiang Pei, Yu Zhang, Michael Traver, David Cleary, and Sibendu Som. "Numerical Investigation of a Gasoline-Like Fuel in a

Heavy-Duty Compression Ignition Engine Using Global Sensitivity Analysis." *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 10, no. 1 (2017): 56-68. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.4271/2017-01-0578>

[17] Pei, Yuanjiang, Pinaki Pal, Yu Zhang, Michael Traver, David Cleary, Carsten Futterer, Mattia Brenner, Daniel Probst, and Sibendu Som. "Cfd-Guided Combustion System Optimization of a Gasoline Range Fuel in a Heavy-Duty Compression Ignition Engine Using Automatic Piston Geometry Generation and a Supercomputer." *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility* 1, no. 1 (2019): 166-79. DOI: <https://dx.doi.org/https://doi.org/10.4271/2019-01-0001>

오 세 현(Sehyun Oh)

[정회원]



- 2022년 2월 : 조선대학교 (기계공학 학사)
- 2023년 8월 : 조선대학교 (기계공학 석사)

<관심분야>

무탄소 연료, 내연기관 연소, 수치해석

박 정 수(Jungsoo Park)

[정회원]



- 2014년 2월 : 연세대학교 기계공학과 (기계공학박사)
- 2014년 3월 ~ 2014년 8월 : 연세대학교 산학협력단 (박사이후과정)
- 2014년 9월 ~ 2016년 8월 : 두산중공업(現 두산 에너빌리티) 기술연구소 (선임연구원)

- 2016년 9월 ~ 2020년 8월 : 조선대학교 기계공학과 (조교수)
- 2020년 9월 ~ 2023년 8월 : 조선대학교 기계공학과 (부교수)
- 2023년 9월 ~ 현재 : 조선대학교 기계공학과 (교수)

<관심분야>

내연기관, 가스터빈, 에너지 저장장치