Transactions of KSAE, Vol. 33, No. 7, pp.567-574 (July, 2025)

Check for updates

Copyright © 2025 KSAE / 236-09
pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149
DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2025.33.7.567

최대 부하 조건에서 수소 예혼합 방식 로터리 엔진의 연소 특성에 대한 수치 해석 연구

김 홍 석[1] · 오 승 묵[1] · 박 현 욱[1] · 이 준 순[1] · 김 성 수[2] · 김 정 환[*3]

한국기계연구원 모빌리티동력연구실[1] · 중앙대학교 에너지시스템공학과[2] · 중앙대학교 에너지시스템공학부[3]

Numerical Investigation on the Combustion Characteristics of a Hydrogen Premixed Rotary Engine Under the Maximum Load Conditions

Hongsuk Kim[1] · Seungmook Oh[1] · Hyunwook Park[1] · Junsun Lee[1] · Seongsu Kim[2] · Junghwan Kim[*3]

[1]Department of Eco-friendly Mobility Power, Korea Institute of Machinery & Materials, 156 Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34103, Korea
[2]Department of Energy System Engineering, Chung-Ang University, Seoul 06974, Korea
[3]School of Energy System Engineering, Chung-Ang University, Seoul 06974, Korea
(Received 22 January 2025 / Revised 22 February 2025 / Accepted 24 February 2025)

Abstract : This study presents a numerical investigation on the combustion characteristics of a hydrogen premixed rotary engine under maximum load conditions. By utilizing a two-stroke Wankel engine model, the research explored the combustion process, focusing on the intake, compression, and combustion phases at 3,000 RPM. The intake mixture of hydrogen and fresh air was set at stoichiometry under the intake pressure of 101 kPa, which corresponded to the maximum torque operation of a naturally aspired engine. The findings highlighted the advantages of hydrogen as a fuel, including its high flame propagation speed and superior knocking suppression characteristics. A short ignition delay of -7 CA achieved the increase in peak pressure at just 2 CA after the start of combustion. Knocking was not observed despite the advanced start of combustion. The study also examined the impact of turbulence on combustion efficiency. The results demonstrated that hydrogen rotary engines could achieve significant performance improvements, making them a promising solution for carbon-neutral internal combustion engines.

Key words : Port injection(포트분사), Hydrogen combustion(수소연소), CFD(전산유체해석), Rotary engine(로터리 엔진), Spark ignition(불꽃점화)

Nomenclature

TJI : turbulent jet ignition
SVM : support vector machine
CA50 : crank angle of 50 % heat release
TDC : top dead center
BDC : bottom dead center
RANS : reynolds-average navier-stokes equation
TKE : turbulent kinetic energy
aTDC : after top dead center
CA10 : crank angle of 10 % heat release
CA90 : crank angle of 90 % heat release

1. 서 론

지구 온난화 억제를 위한 전 세계적 탄소 저감 노력에 부응하여, 내연기관의 탈탄소화를 목표로 한 다양한 전략들이 개발되고 있다.

이러한 전략들 중에서 수소를 연료로 하는 수소 엔진은 탄소 중립뿐만 아니라 우수한 연소 특성으로 엔진의 성능을 개선할 수 있는 방안으로 주목받고 있다.

수소는 가솔린 대비 빠른 화염 전파 속도를 가진다. 이는 엔진 연소에서 우수한 노킹 억제 특성으로 나타난다. Su 등[1]은 가솔린 로터리 엔진에 수소를 3 %만 첨가하여도 4,500 RPM 운전 시 희박연소 영역을 공연비 1.45까지

*Corresponding author, E-mail: jkim77@cau.ac.kr
*This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

확장시킬 수 있음을 보였다. Meng 등[2]은 수소 전용 로터리 엔진은 희박영역을 3.0까지 확장 가능하고 2.0 이상일 경우 모든 엔진속도에서 NOx(Nitric oxides)를 거의 완전 제거할 수 있다고 보았다. 연료 내 탄소가 포함되지 않음에 따라 입자상 물질 등 다양한 배기 문제의 발생이 감소하며, 이는 연소실 내부의 그을음 축적을 줄여 점화 플러그를 비롯한 여러 엔진 부품의 내구성을 향상시키는 효과를 가져온다. 이러한 장점들을 기반으로 다양한 수소 로터리 엔진 연구가 진행되고 있다.

Wang 등[3]은 두 개의 점화 플러그를 위치시켜 연소를 활성화시키는 전략을 제시하였다. 로터리 엔진은 연소실이 회전하는 로터에 의해 위치가 변경되는 특성이 있다. 선두의 점화플러그는 주 연소를 일으키고 두번째 점화플러그는 주 연소로 발생한 화염을 받으며 후기 연소를 진행시킨다. 두 점화시기를 비동기화 했을 때 도시 열효율이 최대가 되는 것을 확인했다.

듀얼 점화 플러그 전략과 더불어 TJI(Turbulent jet ignition)[4] 분사 방식을 적용하였을 때 연소 효율을 증대할 수 있음도 해석 연구를 통해 도출하였다.[5]

Meng 등[6]은 수소 로터리 엔진에서 연소압 기반 인자들 중 노킹 예측에 영향력 있는 인자를 도출하였다. 다양한 회귀분석기법 중 SVM(Support Vector Machine)을 활용하여 최대 연소압과 CA50(Crank angle of 50 % heat release)이 노킹에 가장 영향력 있는 인자임을 확인하였다.

수소의 우수한 연소 특성을 고려하더라도 일반 가솔린이나 디젤 차량 대비 동등 수준의 주행거리를 확보하기 위해서는 수소를 70 MPa로 저장해야 한다. 이러한 고압 가스 저장 장치는 수소 차량의 중량 증가를 가져온다.

따라서 수소엔진에 있어서 로터리 방식은 왕복동보다 나은 선택일 수 있다. 로터리 엔진은 수소 저장 용기에 의한 중량 증가를 최소화할 수 있다.

본 연구에서는 수소 로터리 엔진의 기술적 타당성을 검토하기 위해 3차원 해석모델을 활용하여 연소 특성을 분석하였다. 수소 로터리 엔진에 대한 연구는 진행되어 왔으나 주로 수소를 가솔린[7]이나 천연가스[8] 로터리 엔진에 혼입하는 방식으로 연구되어 왔다. 본 연구는 100 % 수소만을 연료로 활용하는 방켈 타입 로터리 엔진에서 연소 특성과 이로 인한 내부 온도 분포를 해석하였다.

2. 해석 모델 및 조건

2.1 대상 엔진

본 연구에서는 2행정(Two-stroke) 단일 로터와 흡배기 포트로 구성된 방켈(Wankel) 엔진을 활용하여 해석 모델을 구축하였다. 내부는 3개의 쳄버로 구성되어 있으며, 크랭크각도를 기준으로 270도 간격으로 체적이 최소(TDC: Top dead center)와 최대(BDC: Bottom dead center)가 된다.[9] 로터리 엔진은 통상적으로 왕복동 엔진에 비해 흡기 행정이 길다.[10] 엔진의 주요 제원은 Table 1에 제시되어 있다.

Table 1 Engine specifications

Parameters	Units	Nominal values
Total chamber volume	cm^3	653
Compression ratio	-	8.53
Intake valve opening	aTDC	-620
Intake valve closing	aTDC	-220
Exhaust valve opening	aTDC	-170
Exhaust valve closing	aTDC	234

Table 2는 해석 모델의 엔진 운전 조건이다. 크랭크 회전 속도는 3,000 RPM이며 이는 로터 회전 속도의 3배이다. 흡기압과 온도는 쓰로틀 밸브(Throttle valve)가 완전 개방된 상태를 가정하고 설정되었다. 연료량은 이론 공연비를 확보하기 위해 결정되었다. 통상적으로 가솔린 엔진에서 중저속, 최대 부하는 노킹에 취약한 조건이다.[11]

Table 2 Engine specifications

Parameters	Units	Nominal values
Crank speed	RPM	3,000
Fueling	kg	1.008×10^{-7}
Excess air ratio	-	1.0
Intake pressure	kPa	101
Intake temperature	°C	25
Spark timing	aTDC	-25

2.1.1 포트

Fig. 1은 해석 모델의 연소실과 흡배기 포트를 보여 준다. 흡기 포트로부터 유입된 수소와 공기의 혼합기는 로터 회전과 함께 압축되어 점화 플러그가 위치한 공간으로 이동하여 연소가 일어난다. 그후 팽창을 거쳐 로터가 배기 포트를 열면 배기 가스가 매니폴드로 배출되는 구조이다.

2.1.2 연소실

Fig. 2는 케이스 내부와 로터 형상을 보여준다. 케이스와 로터 사이 공간에서 로터의 회전과 함께 흡기, 압축, 팽창, 배기 행정이 동시에 이루어진다.

로터는 단순 회전 운동이 아니라 행성 기어 장치를 통해 움직인다. 즉, 로터는 엔진 크랭크샤프트에 의해 회전함과 동시에 로터 자체가 샤프트를 중심으로 회전하여

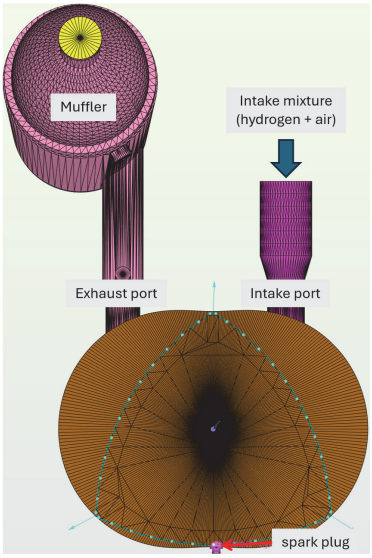

Fig. 1 Front view of the housing and ports

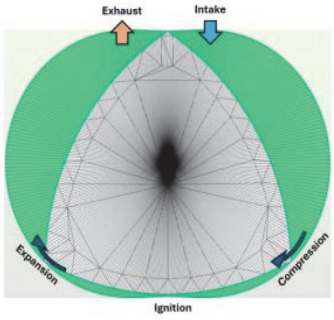

Fig. 2 Rotor in the engine case

로브 모양의 궤적(Epitrochoid)으로 움직인다.

행성 기어 장치는 중심 축에 장착된 고정 기어와 로터에 장착된 이동 기어로 이루어진다. 고정 기어는 엔진 케이스에 고정되어 있고 로터는 고정 기어와 이동 기어가 맞물려 움직이며 회전한다. 이러한 메커니즘은 로터가 케이스 내부에서 각 꼭지점(Apex)이 케이스 벽을 따라 일정하게 회전하게 한다. 로터가 케이스 내에서 1회 회전할 때 출력축은 3회 회전한다.

2.2 모델

본 연구에서는 CONVERGE 해석 코드(CONVERGE 3.1, Convergent Science, U.S.A.)로 해석을 수행하였다.

적응형 격자 세분화(Adaptive mesh refinement)를 적용하여 흡기나 연소에 의해 온도와 유동 속도가 급격히 변할 때 국부적으로 격자를 세분화하여 해석 정확도를 높였다.[12)]

2.2.1 연소 모델

Convergent Science사의 CONVERGE 소프트웨어에 내장된 SAGE(Transient chemistry solver)를 사용하여 화학반응이 계산되었다. SAGE는 Message-Passing Interface를 통해 병렬 연산을 수행하여 이러한 연산 시간을 단축시키는 기능을 갖추고 있다.[13)] Li 등[14)]에 의해 개발된 수소 연소 반응에 특화된 미케니즘을 적용하여 연산하였다.

2.2.2 난류 모델

본 연구에서는 수정된 Reynolds-Average Navier Stokes (RANS) k-ε 난류모델을 적용하였다. 열전달 계수인 Prandtl수와 Schmidt수를 통해 화염 전파 속도를 결정한다. Prandtl수는 열과 운동량 확산 비율로 낮을수록 열 확산이 증대하여 화염전파 속도가 증가한다. Schmidt수는 운동량 대 질량 확산 비율로 낮을 수록 연료가 빠르게 확산하여 화염전파 속도가 증가한다. 본 연구에서 적용한 값은 아래 Table 3과 같다.

Table 3 Global transport parameters

Parameter name	Value
Prandtl	0.9
Schmidt	0.78

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 흡기 과정

로터 회전에 의해 챔버가 흡기포트를 지나가며 흡기 과정이 시작된다. Fig. 3에서 보듯이 챔버 내 로터 표면과 흡기 진입 각도가 거의 수직을 이루고 있다. 또한 초기에는 열린 공간이 넓지 않아 흡기가 챔버로 진입하기 어려우며 90CA 동안에도 높은 TKE(Turbulent kinetic energy)가 유지된다.

Fig. 4는 흡기 시작 -593 aTDC (After top dead center)이후 본격적으로 흡기가 챔버로 진입할 때 난류 분포를 보여 준다. 챔버 내 로터 표면이 흡기포트와 이루는 각도가 커지며 충분한 진입 공간이 확보되어 흡기 과정이 원활하게 진행된다.

Fig. 5는 흡기 초기부터 챔버 형상에 의한 수소 분포 형성 과정을 보여 준다. Fig. 5(a)에서 보듯이 상대적으로 넓고, 로터 회전에 의해 형성된 내부 유동장에 의해 먼저 열린 부분에 수소가 더 많이 분포한다. Fig. 5(c)는 흡기 과정 말기에 포트와 챔버가 일직선이 되며 수소 분포 불균형이 다소 해소된 것을 보여 준다.

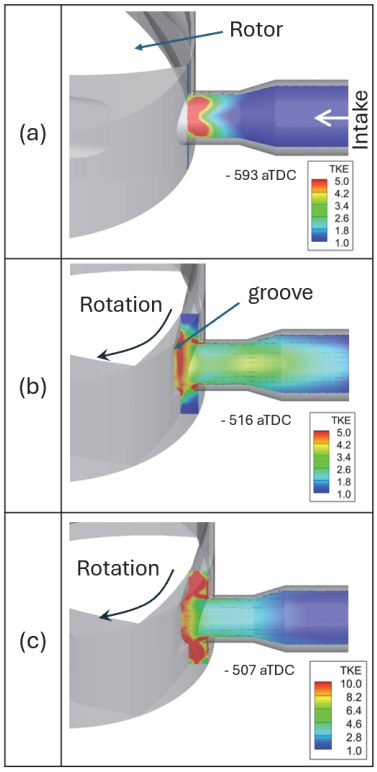

Fig. 3 TKE at the beginning of intake process (a) -593 aTDC (b) -516 aTDC (c) -507 aTDC

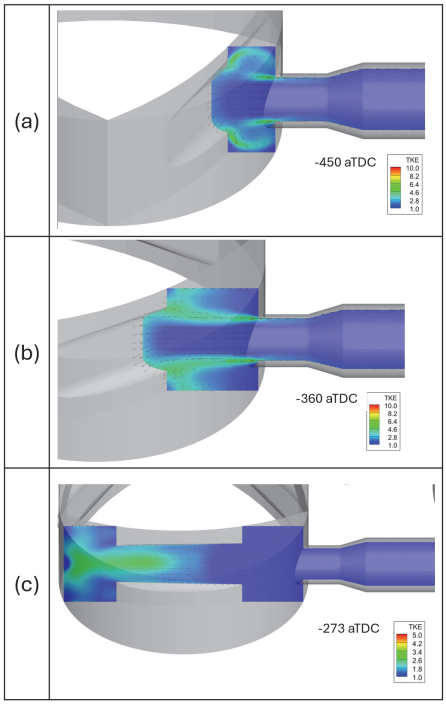

Fig. 4 TKE during the main intake process (a) -450 aTDC (b) -360 aTDC (c) -273 aTDC

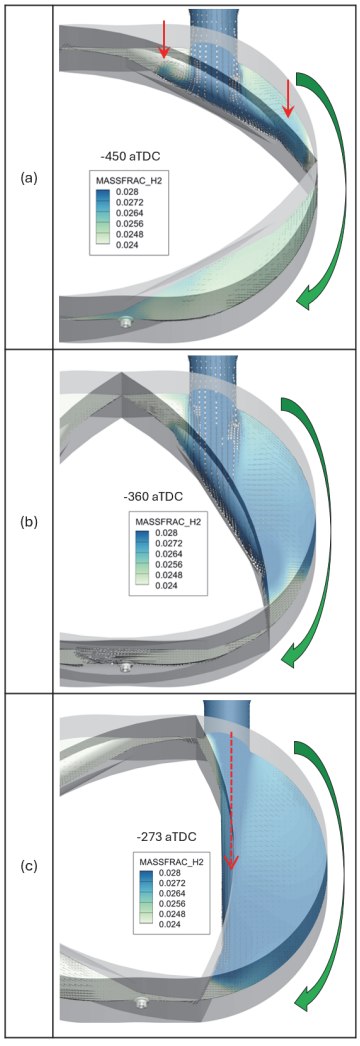

Fig. 5 Hydrogen distribution during the main intake process (a) -450 aTDC (b) -360 aTDC (c) -273 aTDC

3.2 압축 과정

Fig. 6(a)는 흡기포트가 두 챔버에 모두 개방된 상태이다. 이로 인해 선행하는 챔버에 유입된 흡기의 일부가 뒤따르는 챔버로 유실된다. 그 후 흡기포트가 막히면서 압축이 시작된다. 이 때 뒤따르는 챔버에서는 배기포트가 열린 상태에서 흡기가 시작되어 배기 일부가 흡기포트로 유입된다. 압축 초기에 로터의 아펙스(Apex)가 점화 플러그를 넘어 갈 때 팽창 과정 중의 가스가 뒤따라오는 챔버로 유입되는 것을 Fig. 6(b)를 통해 확인할 수 있다.

Fig. 7은 압축 과정에서 챔버 내 수소 분포를 보여 준다. 압축 초기에는 유동에 의해 점화 플러그 부근에서 많이 분포하나 점차 확산하는 것을 볼 수 있다.

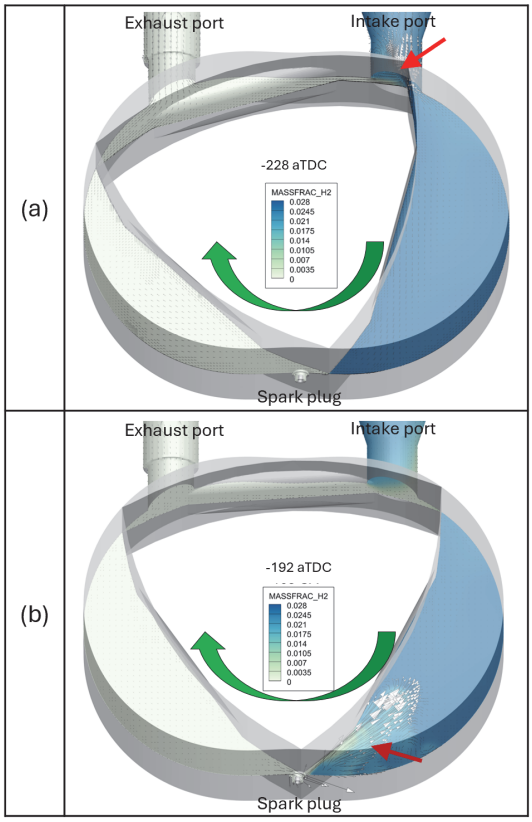

Fig. 6 Hydrogen distributions during compression at (a) -228 aTDC and (b) -192 aTDC

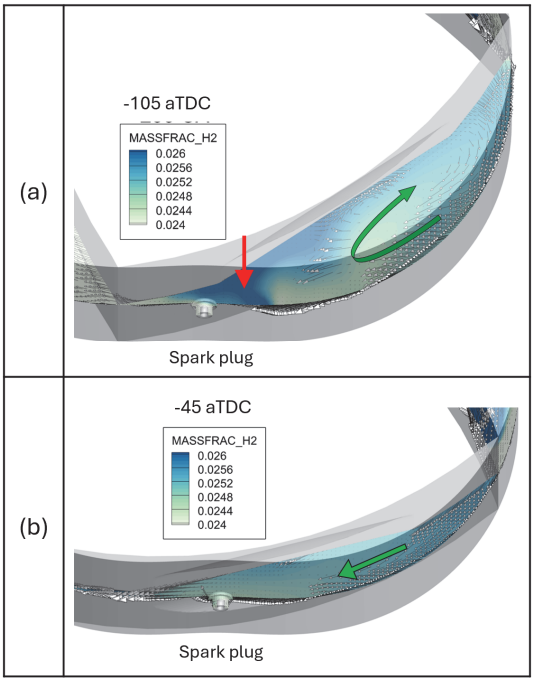

Fig. 7 Hydrogen distributions during compression at (a) -105 aTDC and (b) -45 aTDC

3.3 연소 과정

Fig. 8에서 보듯이 -18 aTDC에 시작된 점화에 의해 연소가 시작된다. 본 케이스는 이론공연비로 빠른 연소 확산을 확인할 수 있다. 초기 화염은 점화플러그에서 방사형으로 확산되지만 -9 aTDC에서와 같이 로터 회전 방향으로의 유동이 지배적으로 나타나게 된다.

Fig. 9는 챔버 면과 수직인 z평면에 대한 온도 분포와 속도장을 보여준다. 점화 3CA 후에도 챔버의 Groove 외곽에는 화염이 도달하지 않았다. Fig. 9(c)는 -9aTDC에서는 로터 회전방향의 유동에 의해 챔버 오른쪽 코너에는

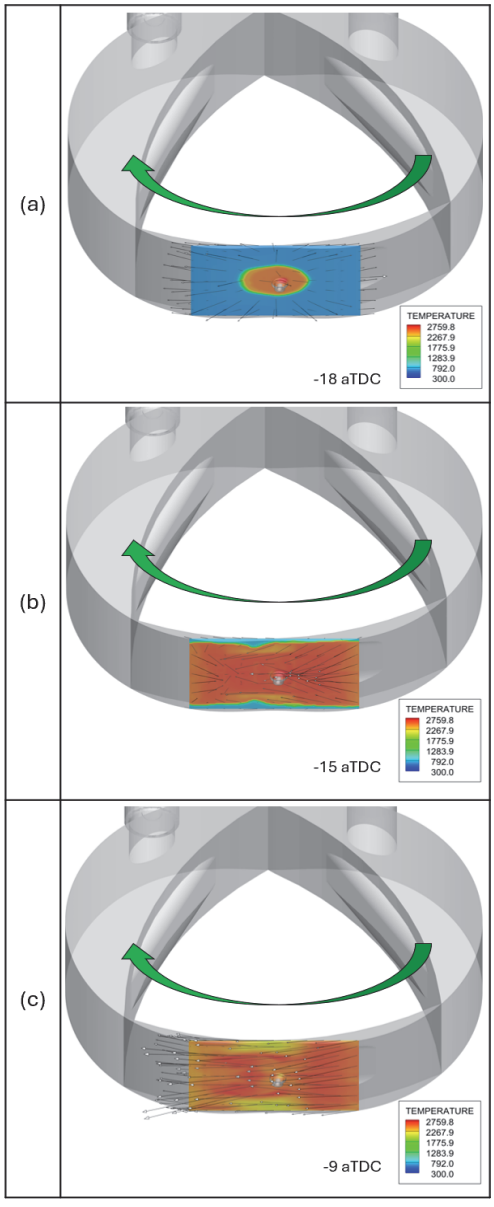

Fig. 8 Temperature distributions and velocity fields across the x-plane at -18, -15 and -9 aTDC

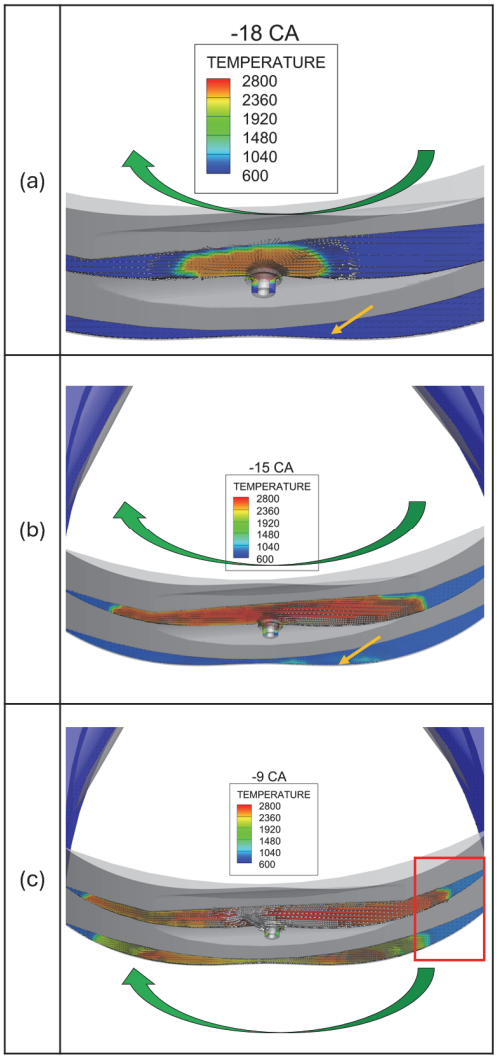

Fig. 9 Temperature distributions and velocity fields across the z-plane at -18, -15 and -9 aTDC

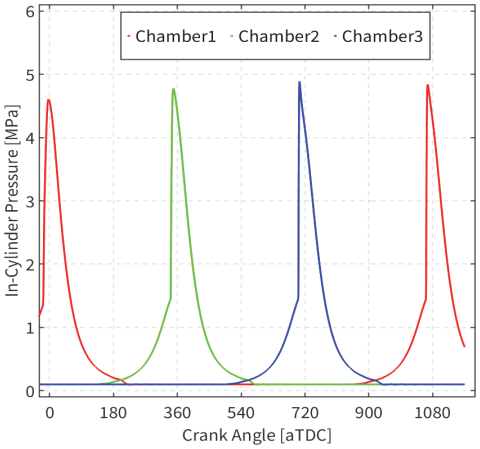

Fig. 10 In-cylinder pressure traces of the 3 chambers

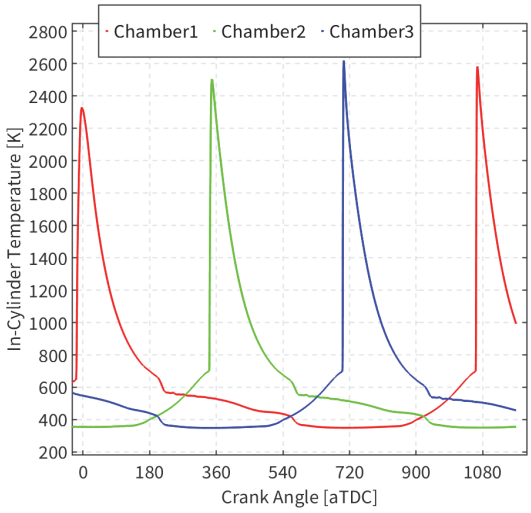

Fig. 11 In-cylinder temperature traces of the 3 chambers

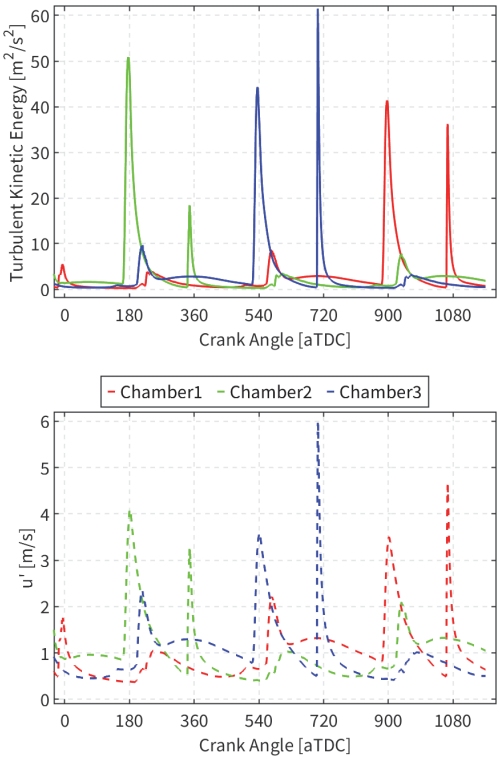

Fig. 12 (a) Turbulent kinetic energy (b) fluctuation velocity

화염이 도달하지 않는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10은 세 챔버에서의 연소압 곡선이다. 최대 압력은 세번째 사이클까지 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 압축 말기에 선행한 챔버로부터 수소를 포함한 잔류가스가 진입하여 발생한 것으로 분석한다.

세 챔버 모두에서 -25 aTDC의 점화시기로 인해 TDC 이전에 연소가 시작되고 빠르게 연소압이 상승한 것을

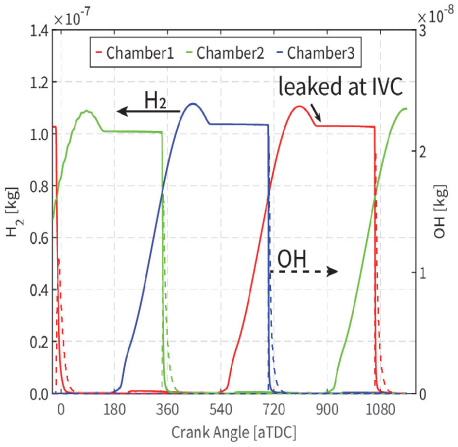

Fig. 13 Hydrogen and OH radical in three chambers with respect to crank angles

확인할 수 있다. -18 aTDC에서 CA10(Crank angle of 10 % heat release)되어 약 -11.3 aTDC에서 CA90(Crank angle of 90 % heat release)에 도달하였다.

Fig. 11은 세 챔버 내 연소에 의한 온도 변화를 보여준다. 연소가 안정화되면서 최대 2,600 K까지 상승했다. 이는 로터리 엔진의 특성상 엔진의 고온부가 2,600 K을 유지하게 될 수 있음을 보여 준다.

Fig. 12는 세 챔버의 TKE와 섭동 속도(u') 변화를 보여준다. 흡기 과정에서 TKE는 40 ~ 50 m^2/s^2으로 통상적인 왕복동 가솔린 엔진의 2,000 RPM에서의 TKE와 유사한 수준이다.[15] 그에 반해 연소 TDC에서 20 ~ 60 m^2/s^2의 TKE는 왕복동 엔진 대비 높은 수준이다. 이는 연소 과정에서 로터 회전에 의한 난류 강화의 영향으로 분석한다. 난류 강도의 강화는 화염 전파 속도를 증가시키고 이는 노킹과 같은 비정상 연소를 억제하는데 기여할 수 있다.

Fig. 13은 세 챔버의 수소와 OH radical의 양의 변화를 보여준다. Fig. 6(a)에 나오듯이 흡기 말기에 흡기 포트가 두 챔버를 연결하여 선행 챔버의 수소 혼합기가 후속 챔버로 유입되고, 후속 챔버의 수소량이 소폭 증가한 것을 볼 수 있다. OH는 연소 시작 후 매우 빠르게 생성되고 후속 반응에 의해 산화된 것을 확인할 수 있다.

4. 결 론

수소를 연료로 하는 방켈 타입 로터리 엔진의 연소 과정을 해석하였다. 본 연구를 통해 아래와 같은 결론을 도출하였다.

로터리 엔진의 특성상 흡배기 밸브가 없고, 로터 회전에 의해 챔버가 흡기 포트 부분을 지나가게 될 때 흡기과정이 시작된다. 초기에는 로터가 흡기포트와 수직이고 개방된 공간이 작아 흡기가 원활하지 않다. 이후 흡기포트가 챔버 중앙 부근(-450 aTDC)에 위치할 때 본격적으로 흡기가 유입되는데 이 때 로터 회전방향으로 흡기가 확산되는 것을 알 수 있다.

압축과정에서도 흡기가 로터 회전 방향으로 쏠리게 되어 챔버 내에서 다소 불균일한 분포를 보이게 된다. 이는 압축 말기, 즉 점화 시기에 점화 플러그 주변에 혼합기 농도가 더 높아지게 한다. 그러나 수소의 빠른 확산 특성으로 질량 기준 농도 분포(Mass fraction)는 0.024 ~ 0.026이다.

-25 aTDC 점화 시기일 때 점화 지연은 약 8 CA이었고, 최대 연소압이 약 -3 aTDC에 형성되었다. 총 연소기간(CA10 - CA90)은 약 6.3 CA으로 연소 속도가 상당히 빠른 것을 확인하였다. 연소 과정에서도 지속되는 로터 회전에 의해 난류운동에너지와 섭동 속도 역시 왕복동 엔진에 비해 높은 것을 확인하였다. 이는 낮은 압축비와 더불어 노킹을 억제할 수 있었던 중요한 요인으로 분석한다.

후속 연구를 통해 점화 플러그 주변부의 온도를 분석하여 수소 연소 시 노킹과 같은 이상 연소 발생 가능성을 고찰하고자 한다.

후 기

이 연구는 2022년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비(과제번호 20018148) 지원과 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호2022R1F1A1073885).

References

1) T. Su, C. Ji, S. Wang, L. Shi, J. Yang, and X. Cong, "Investigation on Performance of a Hydrogen-Gasoline Rotary Engine at Part Load and Lean Conditions," Applied Energy, Vol.205, pp.683–691, 2017.
2) H. Meng, Q. Zhan, C. Ji, J. Yang, and S. Wang, "Comprehensive Multi-Performance Research of Hydrogen-Fueled Wankel Rotary Engine by Experimental and Data-Driven Methods," Energy, Vol.319, Paper No.134971, 2025.
3) H. Wang, J. Turner, X. Wang, Y. Ge, L. Lyu, S. Wang, C. Ji, and J. Yang, "Effect of Ignition Pattern on Combustion Characteristics in a Hydrogen Wankel Rotary Engine: A Numerical Study," Applied Energy Combustion Science, Vol.17, Paper No. 100250, 2024.
4) M. Bunce, H. Blaxill, W. Kulatilaka, and N. Jiang, "The Effects of Turbulent Jet Characteristics on Engine Performance Using a Pre-Chamber Combustor," *in SAE International*, 2014.

5) C. Ji, S. Wu, Y. Yi, J. Yang, H. Wang, H. Meng, and S. Wang, “Effects of Hydrogen Injection Strategies on the Flow Field and Combustion Characteristics in a Hydrogen-Fueled Rotary Engine with the Swirl Chamber,” Fuel, Vol.364, Paper No.130951, 2024.
6) H. Meng, Q. Zhan, C. Ji, J. Yang, and S. Wang, “Identification, Prediction and Classification of Hydrogen-Fueled Wankel Rotary Engine Knock by Data-Driven Based on Combustion Parameters,” Energy, Vol.308, Paper No.133029, 2024.
7) C. Shi, C. Ji, S. Wang, J. Yang, X. Li, and Y. Ge, “Effects of Hydrogen Direct-Injection Angle and Charge Concentration on Gasoline-Hydrogen Blending Lean Combustion in a Wankel Engine,” Energy Conversion and Management, Vol.187, pp.316–327, 2019.
8) B. Fan, J. Pan, Y. Liu, Y. Zhu, Z. Pan, W. Chen, and P. Otchere, “Effect of Hydrogen Injection Strategies on Mixture Formation and Combustion Process in a Hydrogen Direct Injection plus Natural Gas Port Injection Rotary Engine,” Energy Conversion and Management, Vol.160, pp.150–164, 2018.
9) W. Chen, W. He, Y. Ma, S. Yu, Q. Zuo, C. Kou, D. Ning, S. Gong, H. Wang, and G. Zhu, “Numerical Investigation of Flow and Combustion Process in a Hydrogen Direction Injection Rotary Engine,” Fuel, Vol.379, Paper No.133100, 2025.
10) Y. Park, T. Park, and C. Lee, “Development of 1D Simulation Model for a New Type Rotary Engine Using Gr-POWER,” Korean Society of Automotive Engineers, Vol.29, No.1, pp.11–20, 2021.
11) S. Szwaja, K. R. Bhandary, and J. D. Naber, “Comparisons of Hydrogen and Gasoline Combustion Knock in a Spark Ignition Engine,” International Journal of Hydrogen Energy, Vol.32, No.18, pp.5076–5087, 2007.
12) “Autonomous Meshing - CONVERGE CFD Software,” 2025.
13) P. K. Senecal, E. Pomraning, K. J. Richards, T. E. Briggs, C. Y. Choi, R. M. Mcdavid, and M. A. Patterson, “Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-Off Length Using CFD and Parallel Detailed Chemistry,” SAE 2003-01-1043, pp.1331–1351, 2003.
14) J. Li, Z. Zhao, A. Kazakov, and F. L. Dryer, “An Updated Comprehensive Kinetic Model of Hydrogen Combustion,” International Journal of Chemical Kinetics, Vol.36, No.10, pp.566–575, 2004.
15) C. S. Kim and Y. D. Choi, “A Study on the Influence of Turbulent Intensity on DOHC Engine Performance,” Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.2, No.2, pp.12–23, 1994.