

SI 가솔린 엔진의 과급 및 흡기가 엔진 성능에 미치는 영향에 대한 연구

A Study About the Effect of Supercharging and Intake Charge on Engine Performance in Spark Ignition Gasoline Engine

김기복¹, 진석준^{2*}, 김치원³, 윤창식³, 한성현³

Gi-Bok Kim, Seok-Jun Jin, Chi-Won Kim, Chang-Sik Yoon,
Sung-Hyun Han

〈Abstract〉

In this study, it is designed and used the test engine bed which is installed with turbocharger, and in addition to equipped using by oxygen adder.

It has been controlled the oxygen volumetric fraction of intake air charge, and supercharged flow rate into the cylinder of SI 4-stroke engine, and then, has been analyzed engine performance, combustion characteristics, and exhaust emission as analysis parameters.

The tested parameters were the oxygen fraction and the variation of engine speed and air-fuel ratio.

Keywords : Spark ignition(SI), Oxygen volumetric fraction, Premixed, Ignition delay(ID) Combustion duration(CD), Rate of heat release, Mass burned fraction, Minimum spark advance for best torque(MBT)

1 정회원, 경남대학교 첨단공학과

2* 정회원, 교신저자, 현대비엔지스틸

E-mail : lunarbory99@bngsteel.com

3 정회원, 경남대학교 기계공학부 교수, 工博

1 Dept. of Advanced engineering, kyungnam University

2* Corresponding Author, hyundai bngsteel quality development

3 Prof., School of Mechanical Engineering, Kyungnam University, Ph. D.

1. 서 론

차량 엔진에서 스파크점화 가솔린 엔진의 연소는 연료와 공기가 예혼합된 후 전기적 스파크에 의해 화염 핵이 형성되며, 실린더 내 혼합기의 상태에 따라 화염핵의 성장이나 연소의 진행 여부가 결정된다. 따라서 실린더 내의 연소는 여러 인자들에 의하여 영향을 받는다. 또한 자동차의 기하급수적인 증가에 의한 대기오염이 심각해지면서 자동차 배출물에 의한 광화학적 스모그, 온실 효과 등이 심각해지고 있다.(1)(2)(3) 엔진에서 배출되는 대기 오염물질은 연소과정 중 산소부족에 의한 일산화탄소, 미연소 물질인 탄화수소와 질소산화물 등이며, 근본적으로는 연소과정에 의해 생성되게 되므로 배기가스의 오염물질 저감에 대한 연구는 연소에 대한 연구와 병행되어 왔다.(4)(5) 최근 저연비와 배기가스 오염물질 저감이라는 측면에서 관심의 대상이 되고 있는 연소 방식이 희박연소이다. 희박연소는 가연한계를 넘는 초희박 영역의 공기, 연료 혼합기를 연소시키는 방식으로, 연소속도가 느리게 되어 실화의 우려가 되는 문제점을 갖고 있다. 따라서 본 연구에서는 흡기 조성의 산소체적분율을 변화하면서 가솔린엔진 동력 및 배기성능에 미치는 영향을 파악하고자 실험을 수행하였다.

2. 혼합기 조성과 산소체적분율 변화

가솔린 엔진의 출력은 실린더내 연소실에 흡입된 공기량은 대기의 상태, 즉 대기압력, 대기온도 및 대기습도 등에 영향을 받는다. 이것은 대기의 상태에 따라 공기의 밀도가 변하기 때문이며, 따라서 이론적인 실린더 내 흡입된 혼합기의 체적과 실제로 흡입된 혼합기의 체적비인 체적효율(volumetric efficiency)의 변화를 가져오기 때문

이다. 스파크점화 가솔린 엔진의 연소는 대기중의 산소와 연료의 혼합에 의한 혼합기를 압축하여, 연소실에서 스파크 점화(spark ignition)에 의해 화염 핵(flame kernel)이 형성된 후 연소를 시작하게 된다. 이러한 연소의 진행은 혼합기의 상태와 연소의 조건에 따라 화염 핵이 계속 진행될 것인지는 연소 전 혼합기의 상태가 중요한 결정인자가 된다. 따라서 흡입 공기의 조성, 즉 산소와 질소의 체적비가 변화하면 혼합기 조성이 영향을 받고 엔진 연소에도 영향을 미치게 되므로, 본 장에서는 연소전의 준비과정에 대한 해석으로서 흡입 공기 중의 산소체적분율 (oxygen volumetric fraction)을 정의하였다.

$$\xi = \frac{\text{O}_2 \text{ volume in unit air volume}}{\text{unit air volume}} = \frac{V_{\text{O}_2}}{V}$$

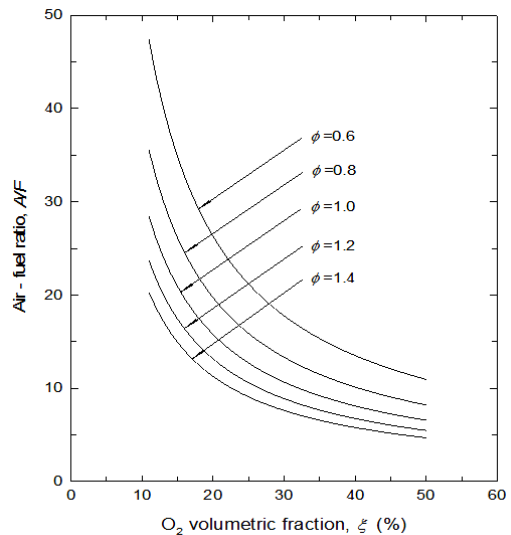


Fig. 1 The effect of oxygen volumetric fraction change on the air-fuel ratio.

산소체적비가 변화하게 되면, 연료-공기 당량비 ϕ 의 변화에 대하여 필요한 공기량도 변화하게 되는데, 그것을 그림으로 나타낸 것이 Fig. 1이다. 그림에서 산소체적비 ξ 가 감소하게 되면, 동일한 당량비일지라도 필요한 공기량이 많아지고, 산소체적비가 증가하게 되면 그 역으로 된다.

산소체적비 ξ 가 변화하는 경우 공연비는 감소하고 있다. 이것은 단위중량의 연료를 완전연소하는데 필요한 공기량이 감소하게 됨으로 Fig. 1에서 흡입 공기중의 산소체적비 변화는 공연비에 따라 혼합기의 조성이 변하게 되는 것을 알 수 있다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치의 설계 및 구성

엔진의 흡입 공기 중 산소체적분율의 변화가 연소 및 배기가스 조성에 미치는 영향을 해석하기 위하여 실험장치를 설계 구성하였다. 엔진의 흡기관(intake manifold) 내에 산소 혹은 질소의 공급량을 가감하므로써, 흡기의 산소체적분율 변화에 따른 엔진의 각 성능 변화를 규명하기 위해 Fig. 2와 같은 실험 장치를 제작 구성하였다.

본 연구에 사용된 엔진은 가솔린 다점 분사(multi point injection)으로 엔진의 주요제원은 Table 1에 나타내었다. 엔진 시험 시 시스템으로는 산소체적분율 변화장치, 지압선도 획득 및 연소성능 해석장치, 연비 및 출력성능 측정장치, 배기가스 분석장치 등으로 나눌 수 있다.

엔진 흡입 공기 중의 산소체적분율을 증감시키기 위하여, 산소 및 질소 bombe(bomb)를 사용하였으며, 산소 bombe는 산소체적분율을 대기상태보다 증가시키기 위한 것이고, 흡기중의 산소체적분율을 감소시키기 위해서는 질소 bombe를 사용하였다.

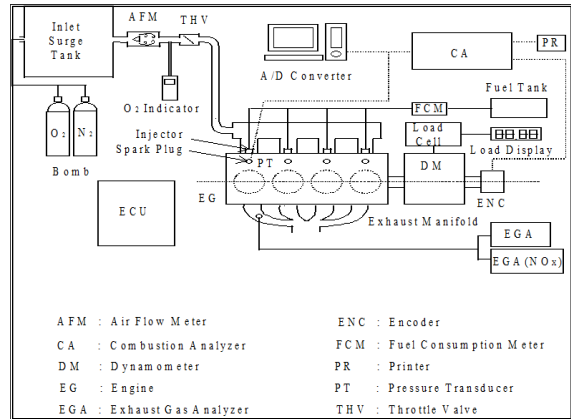


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

Table 1. Specification of tested engine

Item	Specification
Model	D11
Classification	Gasoline engine
Number of cylinder	4 cylinders in line
Stroke	4
Bore × Stroke	73 × 68 mm
Displacement	1,138 cc
Compression ratio	8.0
Max. output	Power : 31.6/3,100 (PS/rpm) Torque : 7.7/2,200(kg·m/rpm)
Fuel system	MPI(controlled by ECU)
Connecting Rod length	0.13 (m)
Valve position	Over head valve
Valve timing	BTDC 9° IVO ABDC 45° 02' IVC BBDC 43° 31' EVO ATDC 12° 29' EVC

또한 산소체적분율의 변화를 조정하기 위해 각 볼베에 압력조정기(pressure regulator)를 설치하여 조정을 용이하게 하였으며, 볼베의 압력이 높아 산소체적분율의 변화가 급격하게 일어나므로, 이를 미세하게 조정하기 위해 산소 혹은 질소 공급 호스에 노즐을 삽입하여 미세한 조정이 가능하도록 하였다.

3.2 실험방법

본 연구의 실험장치에서 실험방법으로 흡기중의 산소체적분율 변화에 의한 압력 변화, 연소 특성, 배기 및 가스 성분 등은 연소특성과 관련이 있으므로, 실린더내의 연소상태에 관한 거동을 규명하기 위하여 공기와 연료 혼합기의 연소시 실린더 내의 압력 데이터를 획득하는데 그 주안점을 두고, 본 연구의 실험에서 오차 해석에 관한 고찰은 주로 실린더 압력을 측정하여 이로부터 연소해석과 관련된 제인자의 특성을 분석하고자 하였으므로, 압력 측정과 관련된 문제에 대해서만 국한한다.

엔진 시험시 산소체적분율 변화는 공기 유량계 직후에 설치한 산소 인디케이터의 지시값을 확인하면서, O₂ 볼베 혹은 N₂ 볼베의 압력 조정기를 서서히 조정한다. 한편 공회전시의 실린더 내 압력 변화에 대한 데이터를 획득하기 위하여 규정 회전수로 조정하고 필요한 데이터를 기록한다.

Table 2. Engine operating condition

Engine oprating condition	Engine operating variation
Engine speed (rpm)	800(idle), 1500, 2500, 3000
O ₂ volumetric fraction, ξ (%)	19, 20, 21, 22, 24
Load condition	Idling, Full Load
Spark timing	MBT

이러한 운전 조건은 Table 2에 나타내었다. 점화시기는 엔진 회전수에 대하여 최적점화시기(MBT)로 설정하였다. 연소특성 해석 인자로는 연소 압력과 배기가스 조성 및 연소의 변동성을 실험하였으며, 엔진 회전수와 부하를 일정하게 유지한 상태에서, 흡입 공기 중 산소체적분율을 변화시키면서, Table 2의 각 조건에서 실린더 내 압력과 배기가스 조성 및 연속 사이클 압력 데이터를 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실린더 연소압력에 관한 해석

본 연구의 결과로서 연소 압력과 압력상승률을 해석하여, 흡기중의 엔진회전수 및 산소체적분율의 영향을 파악하고자 한다. 스파크 점화 방식인 왕복형 피스톤엔진에서 한 사이클 동안의 실린더 내 압력 변화에 관한 데이터는 동작유체의 열역학적 사이클 해석이나 연소특성을 해석하는데 중요한 정보를 제공하게 된다. 특히 엔진의 출력성능 변화와 연소해석에 있어서는, 한 사이클이 아닌 약 100 사이클 동안의 실린더 내의 압력 변화를 취득하여 산술평균한 압력값을 이용하고 있다. 산소체적분율을 작동변수로 하여, 실험 조건하에서 취득한 100 사이클 평균 실린더 내 압력값을 Fig. 1(a)~1(b)에 나타내었다. 즉 P-θ 선도로서 1,500 rpm 전부하, 2,500 rpm 전부하 시의 압력 변화를 크랭크 각도 btc 20° 에서 atc 70° 까지 나타낸 것이다.

산소체적분율의 증가와 더불어 최대 압력값이 전영역에서 상승하고, 그 발생시기도 상사점쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 1,500 rpm에서는 산소체적비가 22 %와 24 %로 증가함에 따라 약 13 % 및 20 % 정도 압력 상승이 나타나며, 산소체적비가 20 %, 19 %로 감소하면 약 5 %와 12 % 정도 감소하고 있다.

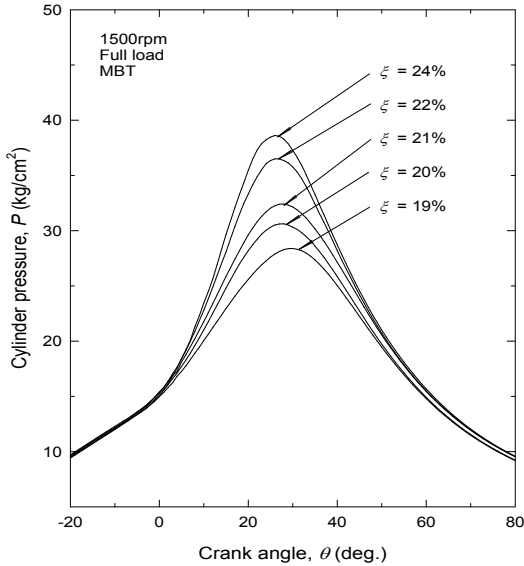


Fig. 1(a) Cylinder pressure(P)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

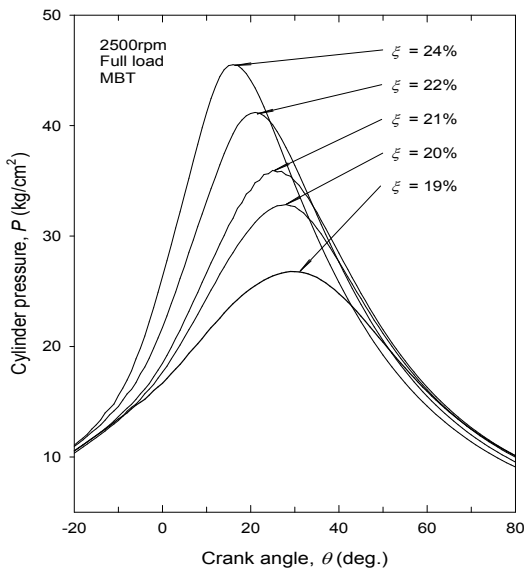


Fig. 1(b) Cylinder pressure(P)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

2,500 rpm에서는, 산소체적분율이 증가함에 따라 각각 약 15 %와 27 %정도 상승하고, 감소시에는 약 9 %와 25 % 정도 최고 압력이 낮아지고 있다. 이것은 산소체적비가 증가함에 따라, 연소속도가 빨라지고, 더욱 완전 연소를 하는데 기인한다고 판단된다. 또한 산소체적분율 증가 효과는 고회전수가 될수록 높게 나타났다. 따라서 최대 압력 발생시기가 상사점으로 이동하고 있음을 각각의 기관 회전수 영역에서 확인할 수 있다. 산소체적비가 증가함에 따라, 연소속도가 향상되어 연소에 의한 압력 상승과 피스톤 변위에 의한 압력 상승의 영향으로 최대 압력 발생시기가 상사점으로 이동하고 있는 것을 확인하였다.

4.2 열발생율과 질량연소율에 관한 해석

실린더 내 연료와 공기의 혼합기는 점화 후, 크랭크 각도의 변화에 따른 열발생율(rate of heat release)을 해석함으로써 혼합기의 질량연소율(mass burned fraction)을 유도할 수가 있으며, 이를 통하여 연소와 관련된 점화지연과 연소기간의 변화를 규명하였다. 실린더 내에서 연소에 의한 열발생율의 변화를 크랭크 각도에 따라 나타낸 것이, Fig. 2(a)~2(b)이다. 즉 크랭크 각도 θ 20° 에서 θ 70° 까지의 범위에서 열발생율의 변화를 나타낸 것이다. 최고 열발생율이 상사점으로 이동한다는 것은, 피스톤의 변위에 의한 체적 변화율과 더불어 압력상승을 가져오는 큰 요인이 된다. 압축행정 말에 혼합기가 점화한 후 연소에 의한 열발생율이 최종적인 음의 값에서 양의 값으로 되는 크랭크 각도를 연소 시작점으로 하였고 팽창행정에서 최초로 양의 값에서 음의 값으로 되는 점을 연소 종료점으로 하였다. 질량연소율은 열발생율로부터 계산되며, 그것을 나타낸 것이 Fig. 3(a)~3(c)이다.

실린더 내 연소압력 및 열발생율에서도 판단할

수 있듯이 질량연소율 곡선의 기울기가 변하고 있다. 즉 산소체적분율이 증가할수록 그 기울기가 급경사가 되고 있음을 알 수 있고, 이것은 연소실 내의 혼합기 질량이 급속히 연소하고 있다는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3(a)~3(c)는 크랭크 각도를 횡축으로 취하였기 때문에, 엔진 회전수 변화에 대한 연소기간의 비교가 어렵다. 이것은 엔진 회전수에 따라 단위 시간에 회전한 크랭크 각이 다르고, 연소 시작 위치도 다르기 때문이다. Fig. 4에서 질량연소율 곡선에서 연소 개시 후, 혼합기 질량이 10 % 연소한 시점까지를 점화 지연으로 취급하고, 90 %가 연소한 시점을 연소가 끝난 것으로 해석하고 있으므로, 연소기간은 질량 연소율이 10 %에서 90 %에 도달할 때까지의 기간으로 하였다. 그 결과 산소체적분율의 변화에 대하여 이들 점화지연과 연소기간이 짧아지고 있음을 알 수 있다 점화지연(ignition delay)은 크랭크 각도로 2,500 rpm에서 최대 4° (0.3 ms) 정도 단축되고, 연소기간(combustion duration)은 1,500 rpm에서 최대 7° (0.8 ms)까지 짧아지고 있다.

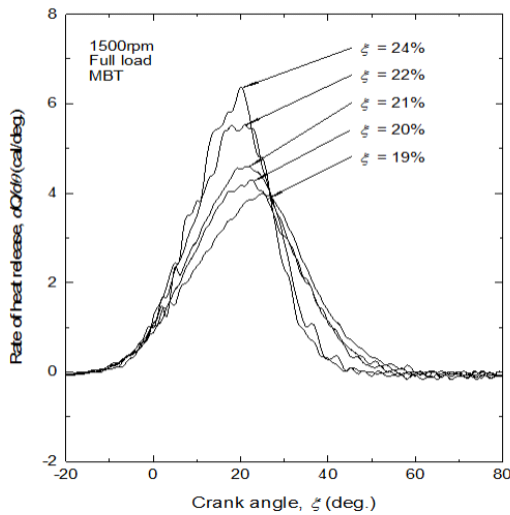


Fig. 2(a) Rate of heat release($dQ/d\theta$)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

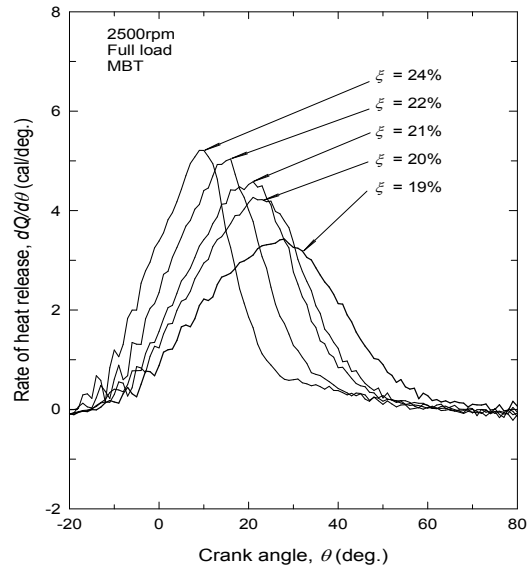


Fig. 2(b) Rate of heat release($dQ/d\theta$)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

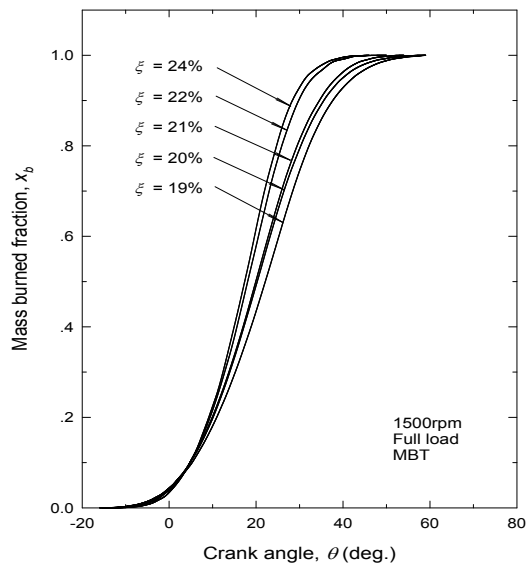


Fig. 3(a) Mass burned fraction(x_b)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

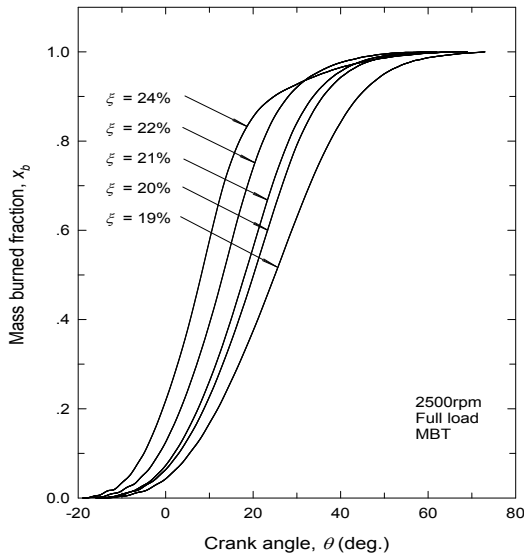


Fig. 3(b) Mass burned fraction(X_b)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

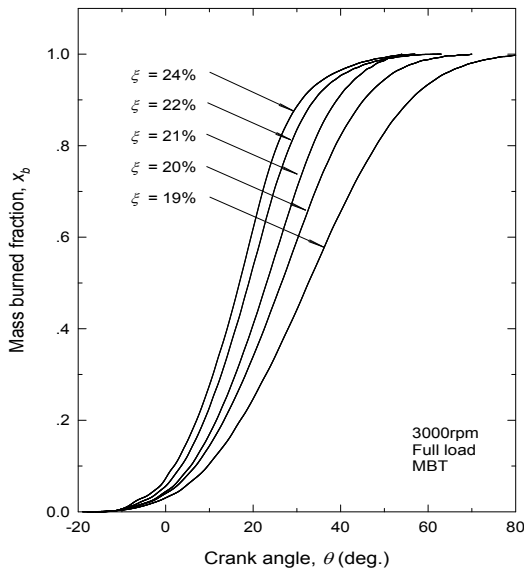


Fig. 3(c) Mass burned fraction(X_b)-crank angle(θ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed.

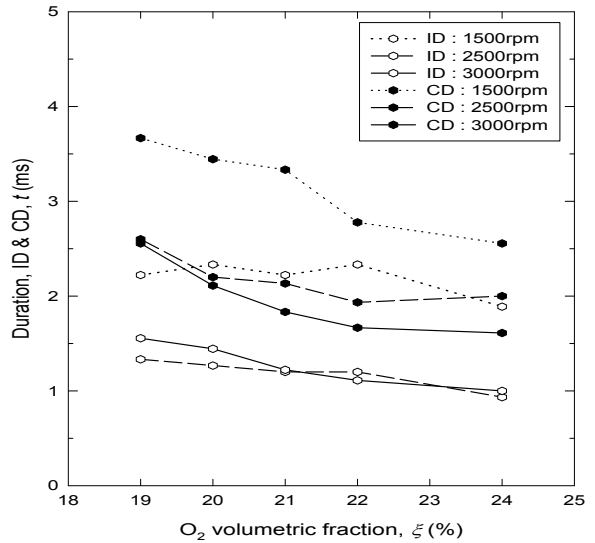


Fig. 4 The change of ignition delay(ID) and combustion duration(CD) for oxygen volumetric fraction at MBT.

4.3 배기 배출물 특성

스파크점화 가솔린엔진에서 배출되는 배기 가스 중 유해성분이 생성되는 원인은 혼합기 조성과 밀접한 관계가 있다. 흡기중 산소체적분율 ξ 가 변화하면 혼합기 조성의 변화, 즉 연료-공기 당량비 ϕ 가 변화되고 배기가스의 조성이 영향을 받게 된다. 산소체적분율의 변화에 대하여 배기가스 조성의 변화를 나타낸 것이 Fig. 5~6이며, Fig. 5는 배기가스중 CO의 발생 경향을 나타낸 것으로서, 산소체적비가 증가할수록 CO의 양은 감소하고 있다. 이와 같은 결과는 일산화탄소의 발생은 산소 부족에 의한 불완전 연소와, 고온에서 CO₂의 열해리에 의해 생성된다. 1,500 rpm에서 ξ 가 21%에서 24%로 증가함에 따라 CO는 13% 정도 감소하고, ξ 가 19%로 감소하면 10% 정도 CO가 증가한다. 2,500 rpm에서는 각각의 경우에 대해 20% 감소 및 25% 증가하며, 엔진 회전수 3,000 rpm에서는 17% 감소와 12%의 증가를

나타내고 있다. Fig. 6의 UHC도 산소체적비가 증가함에 따라 감소하고 있는데, 이는 미연 탄화수소가 추가된 산소와 결합되어 H₂O와 CO₂로 변화되었기 때문이다. 또한 연소속도가 증대되고, 연소가스 온도도 상승된 결과이다.

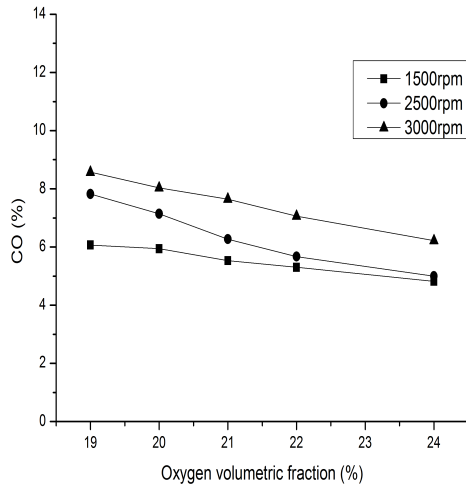


Fig. 5 The formation variation of carbon monoxide with oxygen volumetric fraction change.

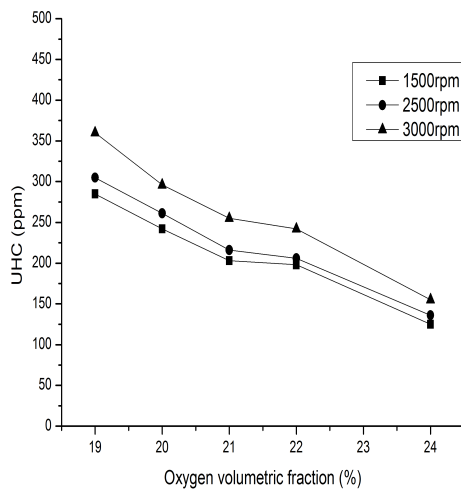


Fig. 6 The formation variation of unburned hydrocarbon with oxygen volumetric fraction change.

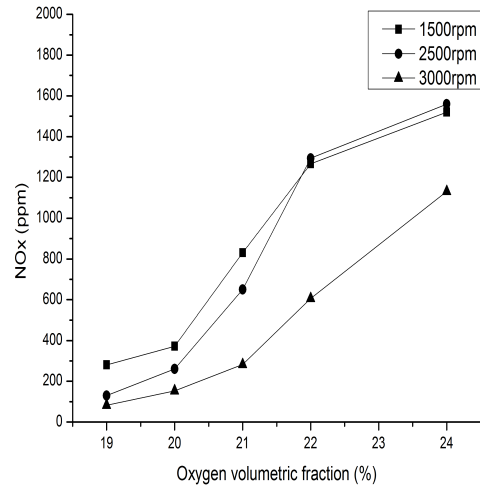


Fig. 7 The formation variation of nitric oxide with oxygen volumetric fraction change.

Fig. 7의 NO 가스 생성은 고온에서의 체류시간과 산소의 농도가 주요한 변수이며, Zeldovich 기구에 의해 생성된다. 따라서 산소체적비가 증가함에 따라 연소속도가 상승되어, 연소가스 온도가 증가되므로, 질소 산화물의 발생도 증대하게 된다. 또한 화학 반응론으로 해석하여 보면 산소 추가에 의해 O와 OH 등의 활성기 생성이 촉진되어 Zeldovich 반응이 용이해지기 때문이라고 판단할 수 있다.

5. 결론

스파크점화 가솔린 기관의 흡입 서지 탱크에 산소 및 질소를 공급하여 흡입 공기 중의 산소 체적분율을 변화 시키면서 실험을 수행하였다. 엔진의 실험조건으로 연료-공기 당량비, 엔진의 회전수와 산소 체적분율 변화 시 실린더압력, 연소특성 및 배기 배출물에 대한 실험적 해석의 결과 다음과 같다.

1. 실린더 압력의 해석에서 산소체적분율이 증

가함에 따라 최고압력이 상승하고 있는데, 그 상승분은 연소에 의한 체적 팽창의 결과로 볼 수 있다. 따라서 산소체적분율이 3 %, 즉 21 %에서 24 %로 변화함에 따라 2,500 rpm에서 압력은 최대 27 % 상승하며, 최대 토크 영역에서 그 효과는 크게 됨을 알 수 있었다. 산소체적분율이 21 %에서 감소하면 연소압력이 낮아졌다.

2. 실린더 내 연소 과정중의 열발생율은 압력 상승의 효과로 나타나기 때문이며, 질량연소율은 산소체적분율이 3 % 증가함에 따라, 점화지연은 2,500 rpm에서 크랭크 각도로 5° (0.3ms) 단축되고, 연소기간은 1,500 rpm에서 약 7° (0.8ms) 짧아짐을 확인하였다.

3. 일산화탄소(CO)과 미연탄화수소(UHC)의 생성은 산소 부족에 의해 생기는 것으로 흡입 공기의 산소체적분율이 증가할수록 일산화탄소와 미연탄화수소의 생성은 감소하는 경향을 보였다.

4. 질소 산화물(NOx)의 생성은 산소체적분율이 증가함으로써 연소가스 온도가 상승되어, 산소체적분율이 24 %로 변화될 때, 각각의 기관 회전수에 대하여 질소산화물의 증가를 보이고, 산소체적분율 감소 시에는 낮게 나타났으며, 이와 같은 결과는 연소가스 온도에 강하게 영향을 받는다는 것을 확인하였다.

참고문헌

- 1) V. Ganesan, McGraw-Hill "Internal combustion Engine", 2009.
- 2) S. Reynolds : "Numerical Analysis", John Willey & Sons, p. 245, 1985.
- 3) Colin R. Ferguson, "Internal Combustion Engines Applied Thermoscience", John Wiley & Sons, p. 80, 1986.
- 4) R.J. Tabaczynski, J.B. Heywood and J.C. Keck : "Time Resolved Meseasurements of Hydrocarbon Mass Flow Rate in the Exhaust of a Spark-Ignition Engine", SAE 720112, 1972.
- 5) E. Kreyszig, "Advanced Engineering Mathematics", John Willey & Sons, pp. 1790 ~ 1799, 1967.
- 6) D.R. Lancaster and R.B. Krieger : "Measurement and analysis of engine pressure data", SAE Trans. 750026, 1975.
- 7) 김치원, "신편 내연기관", 북스힐, 2015.
- 8) A. Lecuonona : "Evaluation of Pressure and Crank Angle Errors from Reciprocating Engine Indicator Diagrams", SAE 860027, 1986.