

직접분사식 디젤기관의 연소 및 배기에 관한 연구

A Study on Combustion and Exhaust Emission in Direct Injection Diesel Engine

김두범^{1*}, 김기복², 김치원³, 한성현³

Du-Beom Kim^{1*}, Gi-Bok Kim², Chi-Won Kim³, Sung-Hyun Han³

〈Abstract〉

Recently the direct injection diesel engine is the most efficient one available for road vehicles, so this fundamental advantage suggests the compression injection diesel engine are a wise choice for future development efforts. The compression ignition diesel engine, with its bigger compression ratios if compared to the SI engine, offers a higher thermodynamic efficiency, also additionally the diesel engine with its less pumping losses due to the throttled intake charge as in a SI engine has higher fuel economy. But the largest obstacle to the success of this engine is meeting emission standards for Nitric oxides and particulate matter while maintain fuel consumption advantage over currently available engines. Thus its use should be largely promoted, however, diesel engine emits more Nitric oxides and particulate matter than other competing one. There has been a trade-off between PM and NOx, so efforts to reduce NOx have increased PM and vice versa, but trap change this situation and better possibility emerge for treating NOx emission with engine related means, such as injection timing, equivalence ratio, charge composition, and engine speed. The common rail direct injection system is able to adjust the fuel injection timing in a compression ignition engine, so this electronically controlled injection system can reduce the formation of NOx gas without increase in soot. In this study it is designed

1* 정회원, 교신저자 경남대학교 첨단공학과
E-mail:kd7714@naver.com

2 정회원, 르노삼성자동차 工博

3 정회원, 경남대학교 기계공학부 교수, 工博

1* corresponding Author, Advanved engineering Dept.,
graduate school, Kyungnam Univ.

2 Renault Samsung Motors Co., Ltd.

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

and used the engine test bed which is installed with turbocharge and intercooler. In addition to equipped using CRDI by controlling injection timing with mapping modulator, it has been tested and analyzed the engine performance, combustion characteristics, and exhaust emission as operating parameters.

Keywords : Fuel injection, CRDI(Common rail direct injection), Exhaust emission, Rate of pressure rise, Mass burn fraction

1. 서 론

최근 자동차 산업은 고성능, 저연비 차량에 대한 소비자의 욕구 상승 및 소비 패턴의 변화에 따라 신 모델 개발의 주기는 더욱 짧아지고 있다. 따라서 자동차 제조사에서는 소비자의 욕구에 부응하고 자동차 시장을 선점하기 위해 자동차의 심장이라 할 수 있는 엔진 개발에 막대한 연구비를 투자하고 있다. 현재 디젤기관은 선박용, 산업용 및 자동차용 등의 동력원으로 널리 사용되고 있다.

디젤기관은 고출력화가 가능하기 때문에 그 수요가 점점 증가하고 있는 추세이다. 또한, 연비향상과 차량 승차감 향상 등의 요구에 부응하기 위하여 디젤기관의 연료 분사기구도 부 연소실식에서 직접 분사실식으로 비율이 증가하고 있고, 고출력을 실현할 수 있는 터보차저 및 중간냉각기가 주류를 이루고 있으며, 고압, 고송유화라는 분사 특성의 개선과 최적, 고정밀도로 제어하는 전자제어화가 활발하게 적용되고 있다.[1]

연구동향으로는 직접분사식 디젤기관은 커먼레일 시스템의 개발 및 적용으로 연소과정에서 배출되는 질소산화물과 매연의 저감, 소음과 진동문제가 기계식 연료분사 시스템을 적용한 경우와 비교해 많이 개선이 되어 승용 차량에도 널리 사용되고 있다. 또한 국내외의 자동차 회사 및 관련 업체

에서 저공해, 저연비, 고출력의 성능을 만족시킬 수 있는 전자제어 방식에 의한 커먼레일 시스템을 사용한 디젤기관 생산이 주목 받고 있다. 그러나 가솔린 기관에 비하여 질소산화물과 매연이 비교적 많이 발생되므로 이를 저감할 수 있는 기술에 대한 연구가 필요하다.

국내외의 연구로는 Stumpp, G 등[2]은 직접 분사식 디젤 기관에서 연료 분사방법의 변화로 배기 배출물 저감에 대한 연구 발표가 있었고, Needham, J.R. 등[3]은 직접 분사식 디젤 기관에서 연료분사시기를 앞당기면 착화지연이 증가하며, 착화 지연이 증가할수록 연소실 온도와 함께 매연의 배출이 감소한다는 연구발표가 있었다.

Kwon 등[4]은 직접 분사식 디젤 기관에서 실린더 온도와 압력이 착화지연에 미치는 영향에 관한 연구를 발표하였고, Kamimotok 등[5]은 디젤 기관의 높은 연소온도에 대한 배기배출물 저감에 대한 연구결과를 발표하였다.

디젤 기관의 연소특성에 미치는 인자로는 연료 분사시기, 공기과잉율, 실린더내 온도와 압력 등이 있으며, 이러한 인자들은 매우 유기적인 관계를 가지고 있으므로 디젤 기관의 연소 및 성능특성을 연구할 필요가 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

직접분사 방식의 커먼레일 시스템은 CRDI (Common Rail Direct Injection)로 표기하며 기존 디젤 기관이 혼합기를 통해 연료와 공기를 연소실에 공급하는 것과 달리 연료를 연소실에 직접 분사하는 방식이다.

커먼레일 방식은 연료의 압력을 제어하여 직접 분사하기 때문에 고압을 유지할 수 있어 연소 효율을 높일 수 있다. 또한 기관의 회전수와는 크게 관계없이 분사압, 분사량, 분사율, 분사시기를 독립적으로 제어할 수 있다. 이는 기존 기관의 회전수에 의한 연료분사 제어를 하는 것과 달리 엔진과 연료분사를 독립적으로 수행할 수 있기 때문에 설계가 용이하고, 부품의 수를 줄이는 것이 가능하기에 경량화를 실현 시킬 수 있다. 그리고 연료분사 곡선은 유압제어에 의해 조절되기에 분사 종료 시 까지 정확하게 조절 가능하게 되었다.

연소효율이 높아짐에 따라 출력향상과 NOx 및 PM 등의 유해물질 배출량의 감소 효과를 얻을 수 있다. 승차감에 있어서도 기존 엔진의 경우 기계적인 연결로 인해 진동과 소음이 발생하였으나, 커먼레일 방식에서는 거의 발생하지 않으며 가솔린기관보다 조금 높은 수준을 나타낸다. Fig.1은 커먼레일 분사시스템 구성도이며 일반적으로 고압 펌프, 압력조정밸브, 고압라인, 커먼레일, 고압분사용 인젝터로 구성된다.

연료탱크에서 연료펌프를 이용하여 공급된 연료는 필터를 통과하여 고압펌프를 거쳐 커먼레일 내 압력이 고압으로 가압된다. 커먼레일 안의 고압연료는 인젝터를 통하여 엔진내 실린더로 분사되며, 분사제어를 위해 ECU에 의해서 제어되도록 고압펌프, 레일압력센서 및 ECU는 Closed loop로 구성되어 있다.

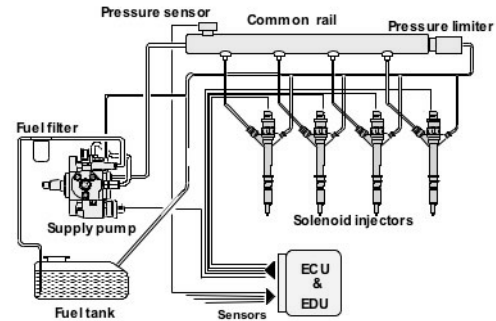


Fig.1 Schematic diagram of common rail system.

ECU는 커먼레일 내 압력편차를 최소화하기 위해서 공급되는 연료량을 제어할 수 있도록 되어있다. 커먼레일 시스템의 핵심요소는 고압의 연료를 분사하는 인젝터를 전기적으로 제어할 수 있다는 것이다.

Fig.2는 CRDI 디젤기관에 터보과급기, 중간냉각기 및 연료분사시기 조절을 위한 ECU 컨트롤 장치를 부착하여 기관성능과 연소 및 배기특성을 연구하기 위한 실험장치의 개략도이다.

본 연구에 사용된 실험 장치는 4기통 4행정 수냉식 CRDI디젤기관, 동력계(DYTEK-2000), 연소해석장치(DYTEK-5200), 가스분석기(CGA 6000HN), 매연테스터(CSM 2500) 및 ECU컨트롤 장치인 Unichip으로 구성되었다.

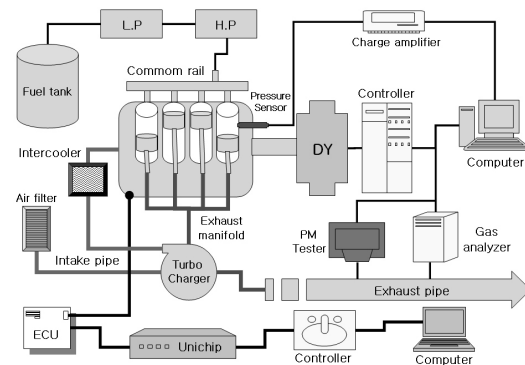


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

연료 분사시기 조절을 위한 유니칩 장치의 설치는 ECU신호선 중 접지선과 전원선, 에어 플로우 센서(air flow sensor)입출력 신호선, 분사시기(injection timing)입출력 신호선, 커먼레일 압력센서(common rail pressure sensor)입출력 신호선 및 액셀레이션 포지션 센서(acceleration position sensor)입출력 신호선과 연결하였다.

수동으로 연료분사시기 및 분사량을 조절할 수 있는 컨트롤러와 각 센서의 출력값을 모니터링 하거나, 원하는 분사시기 데이터를 실시간으로 ECU에 전달 할 수 있는 프로그램이 설치된 컴퓨터와 연결하였다.

기관의 부하조정과 출력 측정을 하기위해 기관 동력계(engine dynamometer)를 사용하였다. 실험에 사용된 디젤기관은 4기통 4행정 수냉식 CRDI 압축점화 방식의 디젤기관이며, 그 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Specification of tested engine

Item	Specification	
Model	D4EA(CRDI type)	
Engine type	four-stroke cycle SOHC water cooling CRDI engine	
Number of cylinder	4	
Displacement	1991cc	
Compression ratio	18.4	
Bore · stroke	83 × 92 mm	
Max. output	Power: 115/4000 (ps / rpm) Torque: 26/2000 (kg · m/rpm)	
Injection nozzle	Pintle type	
Fuel injection pump	Bosch CRDI type	
Valve Timing	I VO	BTDC 7°
	I VC	ABDC 43°
	E VO	BBDC 52°
	E VC	ATDC 6°

2.2 실험방법

본 실험에서는 기관 운전변수를 기관의 회전수, 분사시기 및 엔진부하정도로 하여 Table 2와 같이 변화시켰다. 기관 회전수는 각 조건에서의 운전 가능한 범위 내에서 변화시키며 실험하였으며, 연료분사시기 변화는 주 분사시기(main injection timing)로 부터 After 5° ~Before 15° 까지 5° 간격으로 실험하였다. 실험을 하는 동안 수냉식 열교환기를 사용하여 기관의 냉각수와 윤활유 온도를 일정하게 유지하였고, 차량 주행 시와 유사한 냉각효과를 얻기 위해 라디에이터 및 인터쿨러 정면에 대형 선풍기를 설치하여 가동하였다.

Table 2 Engine operating condition

Engine condition	Specification
Engine speed (rpm)	1500, 2000
Injection timing	before 15° , 10° , 5° , main, after 5°
load (%)	15%, 30%

연소실내의 압력을 측정하는 방법에는 일반적으로 스트레인 게이지식(strain gage type)과 압전식(piezo-electric type) 등이 널리 사용되고 있다. 본 실험에서는 매우 높은 주파수 응답이 요구되거나, 혹은 그에 상응하는 매우 빠른 속도의 압력측정용으로 광범위하게 사용되고 있는 압전식 센서를 사용하였다. 압력센서의 설치방법에는 직접 실린더 헤드에 부착시키는 프러쉬 마운트식(flush mount type)과 스파크 플러그에 유도관로를 설치하여 부착하는 스파크 플러그식(spark plug type)이 있다.

본 실험에서는 스파크 플러그식 신호보다 공진과 노이즈가 적은 프러쉬 마운트식을 사용하였다.

질소산화물과 매연의 측정은 매연측정기를 “0”점 조정과 표준가스(측정범위의 90%인 보정용 가스) 농도와 일치하도록 보정을 한 후에 각종 배기 배출물을 측정하였다.

실험운전조건에서 배출 가스의 성분 및 함량을 측정하기 위해서 배기가스 분석기(CGA6000HN, JNDNO-1000)와 매연측정기(CSM 2500)를 사용하였다. 측정방법은 배기 파이프로부터 배기가스를 흡입하여 질소산화물과 매연의 함유량을 분석하였다. 측정방법은 배기 파이프로부터 배기가스를 흡입하여 NO_x와 매연의 함유량을 분석하였다.

NO_x의 분석은 비 분산 적외선 분광법(Non-Dispersive Infra-red, NDIR)을 사용하였다. 측정 원리는 적외선을 시료 가스에 조사하여 가스 중에 포함된 쌍극자 분자(NO_x)가 흡수하는 특정 파장에서 적외선이 흡수되어 가스를 통과한 적외선의 에너지가 특정파장에서는 낮게 검출되는 방법을 이용한다.

Detector에 조사된 적외선 광도(light intensity)의 차이는 시료가스 중의 NO_x농도 차이에 의해 발생하는 것이므로 광도 차에 의한 Detector전압 변화로부터 농도 측정이 가능하다. 압축점화기관에서 매연측정은 대기환경보전법의 규정에 의한 정도검사에 적합하게 조정된 광투과식 매연측정기(CSM 2500)를 사용하여 고찰해보았다.

3. 결과 및 고찰

3.1 엔진 및 연소특성

실린더내 연소실 압력은 두 가지 요인에 의해 결정되는데, 첫째로 피스톤(piston) 변위에 따른 실린더 내 체적변화에 의한 압력과, 연소에 의한 열발생의 결과로 야기된 연소 가스의 팽창에 의해

압력은 상승하게 된다. 실험 조건하에서 취득한 실린더 내 압력값을 Fig.3~Fig.6에 나타내었다.

분사시기별 1500 rpm 15% 부하 및 30% 부하, 2000 rpm 15% 및 30% 부하시의 압력 변화를 크랭크 각도 BTDC 30° 에서 ATDC 50° 까지 나타낸 것이다. 연료 분사시기를 진각시킴으로써 최대 압력 값이 전 영역에서 상승하고, 그 발생 시기도 상사점 쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다.

주 분사시기(main injection)와 주 분사시기에서 5° 지각 시킨 경우의 압력데이터에서 상승 곡선이 두 번 생성되는 것은 파일럿 분사에 의한 착화 지연이 발생된 것이며, 연료 분사시기를 5° ~ 15° 진각 시킬 경우는 출력 증가에 따른 ECU 제어에 의해 파일럿 분사를 하지 않고 메인 분사만 시킴으로써 연료의 분사량이 증가함으로써 연소압력 상승이 한번만 이루어진 것으로 판단하였다.

Fig.3~Fig.4는 1500 rpm 15% 부하에서 분사시기를 5° 씩 앞당김에 따라 10.5 bar, 27.0 bar, 34.1 bar 정도 압력상승이 나타났으며, 1500 rpm 30% 부하에서는 17.4 bar, 32.0 bar, 44.3 bar 정도의 압력 상승이 타나났고, 5° 지각 시킨 경우는 별다른 변화를 보이지 않았다.

Fig.5~Fig.6은 2000 rpm 15% 부하에서는 12.5 bar, 25.8 bar, 32.5 bar의 압력상승이, 2000 rpm 30% 부하에서는 18.9 bar, 33.6 bar, 38.9 bar 정도 최고 압력이 상승 하였고, 주 분사시기에서 5° 지각시킨 경우는 1500 rpm과 마찬가지로 큰 변화를 보이지 않았다.

질량 연소율은 열발생률로부터 계산되며, 그것을 나타낸 것이 Fig.7~Fig.10 이다. 크랭크 각도 BTDC 30° 부터 ATDC 50° 까지의 범위에서 질량 연소율의 변화를 나타낸 것이다. 압력상승률에서도 판단 할 수 있듯이 질량연소율 곡선의 기울기가 변하고 있다. 즉 연료의 분사시기가 앞

으로 진각 될수록 그 기울기가 급경사가 되고 있음을 알 수 있었다. 이것은 연소실 내의 연료의 질량이 급속히 연소 하고 있다는 것을 확인할 수 있다.

질량 연소율 곡선에서 연소 개시 후, 연료의 질량이 10% 연소한 지점까지를 착화지연으로 취급하고, 90%가 연소한 시점을 연소가 끝난 것으로 해석하고 있으므로, 연소기간은 질량연소율이 10%에서 90%에 도달할 때까지의 기간으로 하였다. 그 결과 분사시기가 진각 됨에 따라 착화지연기간과 연소기간이 짧아지고 있음을 알 수 있다.

착화지연은 크랭크 각도로 2000 rpm 30% load에서 최대 2° 정도 단축되었고, 연소기간은 1500 rpm 15% load에서 최대 10.2° 짧아지고 있다. 주 분사시기에서 5° 지각시킨 경우는 착화지연 및 연소기간이 0.1° ~0.7° 의 미세한 변화를 보였으며, 분사시기를 15° 진각 시킨 경우 착화지연이 증가하는 이유는 분사시기를 무리하게 앞당김으로써 가연한계(combustible limit)에 도달하여 이상연소가 일어난 것으로 판단하였다.

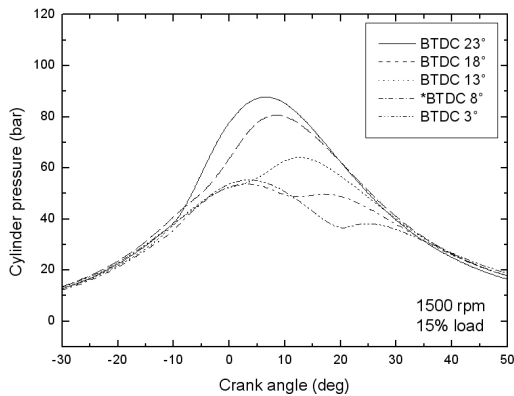


Fig. 3 Cylinder pressure versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 1500rpm and load 15%.

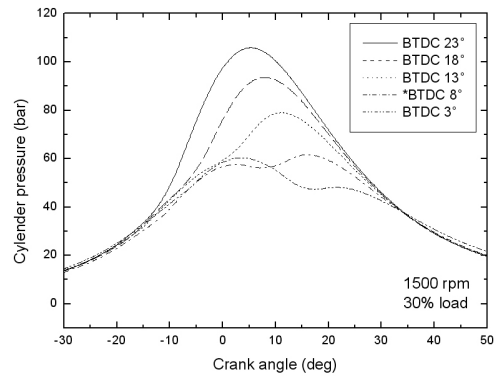


Fig. 4 Cylinder pressure versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 1500rpm and load 30%.

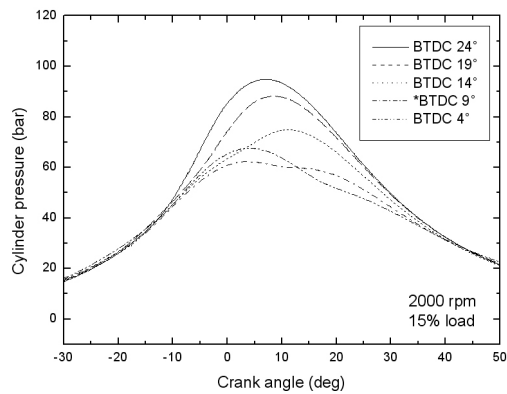


Fig. 5 Cylinder pressure versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 2000rpm and load 15%.

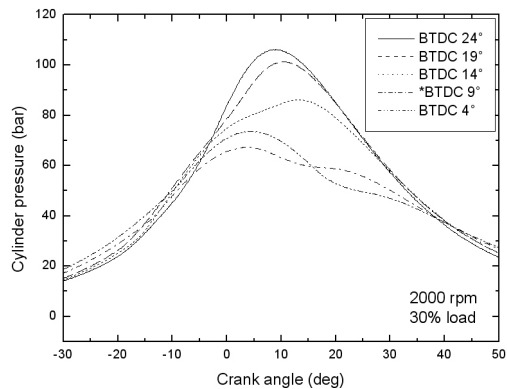


Fig. 6 Cylinder pressure versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 2000rpm and load 30%.

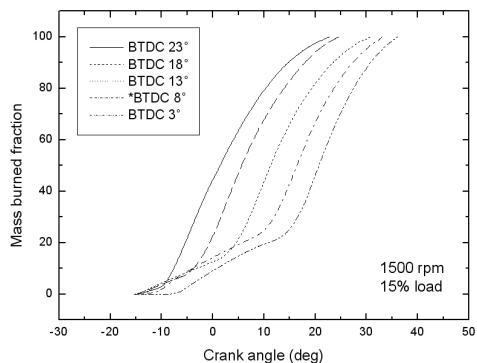


Fig. 7 Mass burned fraction versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 1500rpm and load 15%.

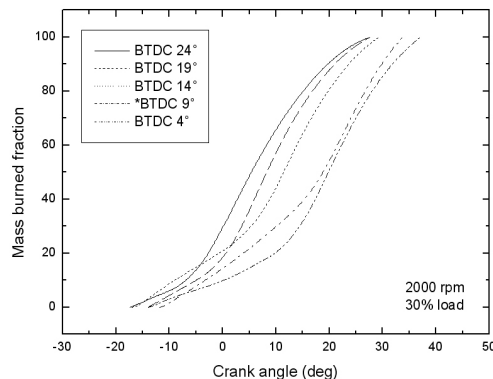


Fig. 10 Mass burned fraction versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 2000rpm and load 30%.

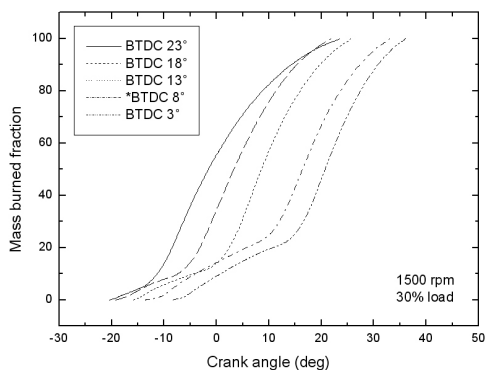


Fig. 8 Mass burned fraction versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 1500rpm and load 30%.

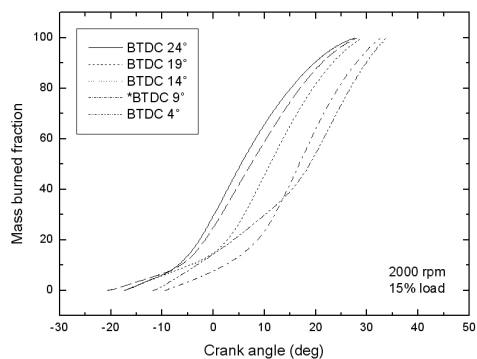


Fig. 9 Mass burned fraction versus crank angle diagram for injection timing under engine speed 2000rpm and load 15%.

3.2 동력성능 특성

분사시기와 기관 회전수의 변화에 따라 엔진동력 계를 통해 획득한 토크(torque)와 제동동력(brake power)데이터를 Fig. 11~Fig. 12에 나타내었다. 연료 분사시기를 주 분사시기에서 진각시킴에 따라 토크와 제동동력은 대체로 상승하는 경향을 보였다. 기관회전수 2000 rpm 15% 부하조건보다 30% 부하조건에서 토크와 제동동력은 높게 나타났다. 이 결과는 압축점화 방식에서 높은 부하의 작동으

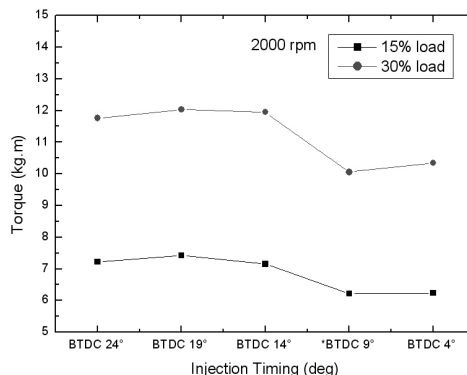


Fig. 11 Engine torque diagram with changing injection timing at engine speed.

로 연소압력 상승에 기인한 것으로 해석하였다.

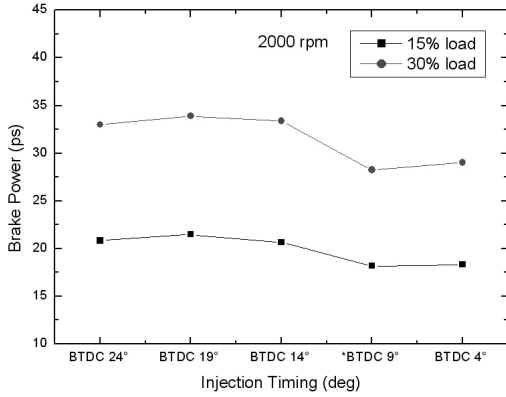


Fig. 12 Engine brake power with changing injection timing at engine speed.

3.3 배기배출 가스 생성특성

질소산화물(NO_x)의 생성을 지배하는 것은 온도, 산소의 국부 농도 및 연소의 지속 시간이며, NO_x는 확산연소단계 동안 반응영역의 희박한 쪽에서 많이 생성된다. 그리고 연료분사시기를 앞당기면 착화지연이 점점 증가하였으며 착화지연이 증가할수록 연소실 온도는 높아지게 된다.

Fig. 13은 분사시기와 기관회전수, 그리고 부하에 따른 NO_x 배출농도를 나타낸 그래프로 부하가 증가하면 NO_x 생성도 증가하였다.

연료분사시기가 앞당겨 질수록 더욱 많이 발생하는 경향을 보였다. 연료분사시기가 주 분사시기에서 5° ~15° 앞당겨짐에 따라, 1500 rpm 30%부하에서 333 ppm에서 408 ppm, 462 ppm, 및 601 ppm으로 증가되었다.

이 결과는 연료분사시기가 상사점에 도달한 후 피스톤의 하강행정으로 연소 압력 상승이 둔화되었음을 알 수 있었다.

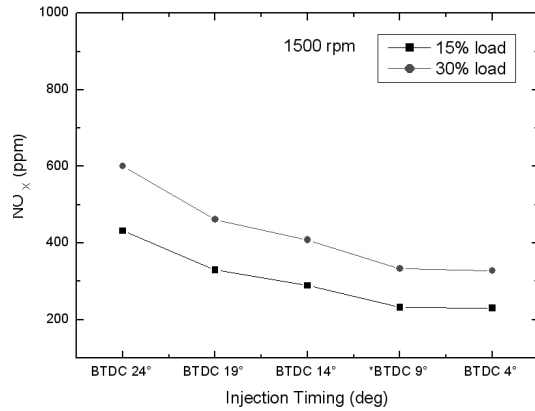


Fig. 13 NO_x formation versus injection timing for engine load at engine speed 1500 rpm.

Fig. 14는 입자상물질(PM)의 배출물을 나타낸 그래프로, 부하가 증가하면, PM의 농도 역시 증가하는 경향을 보이고 있으며, 연료분사 시기가 앞당겨 질수록 적게 나타났다.

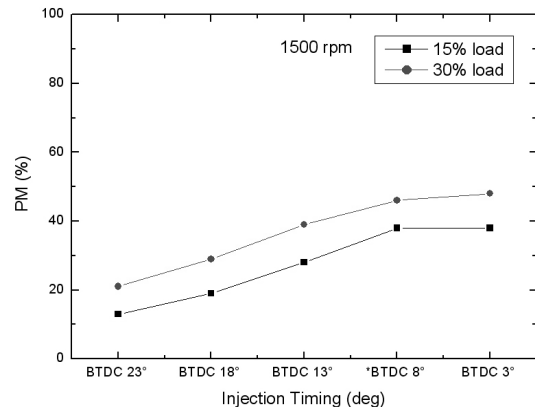


Fig. 14 PM formation versus injection timing for engine load at engine speed 1500 rpm.

이것은 Needham 등이 주장한 직접분사식 디젤 기관에서 연료분사시기를 앞으로 진각시키면 매연의 배출이 감소한다는 내용과 일치한다. 즉, 연료분사시

기가 주 분사시기에서 $5^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 앞당겨짐에 따라 기관회전수 1500 rpm에서 평균적으로 약 20% 정도의 매연이 감소되었다. 이와 같은 감소경향은 착화지연기간 다음 예혼합 연소기간 동안 질량연소율이 대부분 진행되고, 확산 연소기간 즉 혼합 제어연소기간에 연소가 양호한 결과로 확인되었다.

4. 결론

디젤기관의 연소 및 특성에 미치는 인자 중 연료의 분사시기를 변화시키기 위하여 전자제어 맵핑장치를 CRDI엔진에 장착하였으며, 엔진의 작동인자로 기관회전수와 부하변화, 해석인자로 연소실 압력, 질량연소율, 및 배기가스 생성의 영향을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 연료 분사시기를 진각시킴으로써 최대 압력의 크기가 전 영역에서 상승하였으며, 발생 시기도 상사점 쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있었다. 질량연소율의 결과는 연료분사시기가 진각 될수록 그 기술키가 급증 되고 있음을 알 수 있었다. 점화지연은 크랭크 각도로 기관회전수 2000 rpm에서 최대 2° 정도 단축되었으며, 연소기간은 1500 rpm에서 최대 10.2° 짧아지고 있다.

2. 연료분사시기를 진각시킴에 따라 토크와 제동동력은 대체로 상승하였으며, 연료분사시기를 5° 지각시킨 경우에는 토크 및 제동동력이 대체로 일정하거나 미소하게 상승하는 경향을 나타내었다.

3. 연료분사시기를 변화하면서 연소 중 질소산화물 및 입자상 배기배출 가스를 분석한 결과 분사시기를 앞당길수록 실린더 내 압력 상승으로 인한 연소실 온도의 증가로 질소산화물 생성은 증가

하였으나, 매연입자가 산화될 수 있는 기간이 증가하기 때문에 입자상물질은 감소하였다.

참고문헌

- [1] V. Ganesan, "Internal Combustion Engines", Internal press, pp. 429~433, (1995).
- [2] G. Stumpp, "Reduction of Exhaust Emissions of Diesel Engine by means of the Injection Equipment", CIMAC' 73, pp.441-456, (1973).
- [3] J. R. Needham, et. al., "Injection Timing and Rate Control a Solution for Low Emissions", SAE 900854, (1990).
- [4] Soon-Ik Kwon, et. al., "Effects of cylinder Temperature and pressure on Ignition Delay in Direct Injection Diesel Engine", Bulletin of the M.E.S.J., Vol.18, pp3-16, (1990).
- [5] T. Kamimoto, and M. H. Bae, "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines", SAE 880423, pp.1~10, (1998)
- [6] R.S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics", pp.120~201, rgmon Press, (1967).
- [7] T. Rente, S. Gjirja and I. Denbratt, "Experimental Study on the Influence of Nozzle Orifice Number on Combustion and Emissions Formation of a Heavy Dudy D.I. Diesel Engine", SAE_NA 2003-01-67, (2003).
- [8] N Laddomatos, S Abdelhalim and H Zhao, "The Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Combustion and Emissions", Intrnational Jornal of Engine Research, Vol. 1,no.1, pp107-126, (2000).
- [9] G. B. Kim, D. B. Kim, C. W. Kim, C. S. Yoon, "A Study on the Effect of Fuel Injection Timing on Combustion Characteristics in Diesel Engine", KSMTE Annual Spring Conference, pp.151, (2016).

(접수:2017.03.19. 수정: 2017.05.04. 게재확정: 2017.05.13.)