

압축점화 가솔린기관의 성능 및 배기특성

김 홍 성* · 김 문 현†

(2002년 9월 23일 접수, 2003년 4월 8일 심사완료)

Performance and Emission Characteristics of Compression Ignition Gasoline Engine

Hongsung Kim and Munheon Kim

Key Words: Compression Ignition Gasoline Engine(압축점화 가솔린기관), Inlet Air Heating Temperature(흡입공기 가열온도), Self-Ignition(자발화), Heat Release Rate(열발생률), Mass Burned Rate(질량연소율), Carbon Monoxide(일산화탄소), Hydrocarbon(탄화수소), Nitrogen Oxide(질소산화물)

Abstract

This work deals with a controlled auto-ignition (CAI) single cylinder gasoline engine, focusing on the extension of operating conditions. The fuel is injected indirectly into electrically heated inlet air flow. In order to keep a homogeneous air-fuel mixing, the fuel injector is water-cooled by a specially designed coolant passage. Investigated are the engine performance and emission characteristics under the wide range of operating conditions such as 32 to 63 in the air-fuel ratio, 1000 to 1800 rpm in the engine speed, and 150 to 180°C in the inlet air temperature. The compression ignition gasoline engine can be achieved that the ultra lean-burn with self-ignition of gasoline fuel by heating inlet air. For example, the allowable lean limit of air-fuel ratio is extended until 63 at engine speed of 1000 rpm and inlet air temperature of 170°C. It can be achieved that the emission concentrations of carbon monoxide, hydrocarbons and nitrogen oxide had been significantly reduced by CAI combustion compared with conventional spark ignition engine.

1. 서 론

전 세계적으로 환경오염의 심각성과 지구온난화로 인하여 배출가스 저감 및 우수한 연료경제성을 가진 초 저연료소비 자동차기관 출현에 대한 사회적인 요구가 점차 강해지고 있다. 특히 기관 성능 향상과 배기 배출물 저감 측면에서

새로운 점화 방식에 의한 여러 가지 시도로 배기 성능 향상을 달성하기 위하여 많은 연구가 진행되고 있다. 압축점화 연소방식의 연구는 1980년대 부터 본격적으로 활발하게 시작되었으며 Koji 등⁽¹⁾은 고압축비 직접분사 디젤기관에 디젤연료를 분사하여 점화된 초 희박 가솔린-공기 예혼합기에 대한 연소와 점화특성을 규명하였고, Nakamura 등⁽²⁾은 희박연소 한계 확장을 위해 다점 스파크 점화의 연소특성을 연구하였으며 스파크 플러그를 복수 배치하여 화염 전파 거리를 단축시킴으로서 희박한계를 확장시켰고 또한 노킹 발생의 억제도 동시에 가능하게 하였다. Inoue 등⁽³⁾은 예혼합 희박연소는 층상급기연소에 비해 NOx 저감 효과가 크게 나타나고

† 책임저자, 회원, 숭실대학교 기계공학과
E-mail : mhkim@ssu.ac.kr
TEL : (02)820-0653 FAX : (02)822-0861

* 회원, 숭실대학교 대학원 기계공학과

있다고 보고하고 있으나 압축비나 안정적 연소 범위 등이 직접분사 디젤기관에 비해서 크게 제한되고 있다. Onishi 등,⁽¹¹⁾ Noguchi 등,⁽⁵⁾ Thring 등⁽⁶⁾의 연구는 저속과 저부하 작동조건에서 다점 자발화에 의해서만 안정적 작동을 얻을 수 있다고 하였으나 배기성능에 대한 내용의 언급이 없고 또한 저압축비 기관이기 때문에 연료 경제성면에서 디젤기관에 비해 열세였다. Christensen 등^(7,8)은 이소옥탄, 에탄올, 천연가스 등 다양한 연료에 대하여 실험이 수행되었으며, 천연가스를 사용하면 상용 압축착화나 스파크 점화 연소에 비해 펌핑 손실이 줄어들고 NOx 발생도 크게 감소되며 연료에 물을 첨가하면 아주 좁은 부하조건에서만 점화가 지연되고 느린 연소로 인하여 미연탄화수소와 일산화탄소의 배출은 증가되었다고 발표하고 있다. Taro 등⁽⁹⁾은 흡입공기 가열을 이용한 흡기포트 분사의 압축 점화 가솔린기관을 제작하여 연소 및 배기성능을 규명하였는데 기관운전 조건, 분사시기와 흡입공기 가열온도 등의 제약으로 제한된 운전조건에서 기관성능과 배기특성을 규명하였다.

국내에서도 가솔린 및 디젤 압축점화 연소장치와 시스템을 활용하여 기관운전 조건 변화에 대한 성능 평가 연구^(10,11)가 수행되고 있다. 이와 같이 가솔린기관의 초 저연료소비의 실현과 배기 배출물 저감을 위하여 여러 연구들이 진행되고 있으며 특히 Controlled Auto-Ignition(CAI) 연소 개념의 압축점화 연소 방식에 대한 연구가 주목되고 있다.

CAI 연소는 기존의 가솔린기관 연소나 디젤기관 연소와는 다른 새로운 개념의 연소방식으로서 연소실 전체에 균일한 연료-공기 혼합기가 압축과정 말에서 다점 동시 자발화되어 연소하는 방식이다. CAI 연소는 2행정 기관에 대해서는 "TS"⁽³⁾(Toyota-Soken Combustion), "ATAC"⁽⁴⁾(Active Thermo-Atmosphere Combustion), "AR"⁽¹²⁾(Activated Radicals) combustion, "IAPAC"⁽¹³⁾(Compressed air assisted fuel injection process), 4행정 기관에 대해서는 "HCCI"⁽⁶⁻⁸⁾(Homogeneous Charge Compression Ignition), "PCCI"^(9,14)(Premixed Charge Compression Ignition), "CAI"⁽¹⁵⁾(Controlled Auto-Ignition) combustion, "CIHC"⁽¹⁶⁾(Compression Ignited Homogeneous Charge) combustion, "UNIBUS"⁽¹⁷⁾(Diesel combustion under uniform higher-dispersed mixture formation) 등 많은 다른 이름들로 사용되며 연구되고 있다. 가솔린, 디젤, 메탄올, 에탄올, 디메틸에테르 및 천연가스 등의 연료는 CAI 연소 적용이 가능하며 초 저연료소비 및 저배기를 함께 실현할 수

있는 차세대 기관의 유력한 후보로 각광받고 있다.

본 연구는 기존의 스파크 점화방식이 아닌 CAI 연소 방식을 도입하여 별도의 스파크 점화장치 없이 상용 단기통 기관에 유입되는 흡입공기를 가열 및 제어하여 흡기포트에 분사되는 가솔린 연료의 압축 착화성을 향상시킴으로써 기관 작동을 가능케 하였고 공기연료비, 기관회전수 및 흡입공기 가열온도 변화에 대한 압축점화 가솔린기관(Compression Ignition Gasoline Engine)의 기본 성능 및 배기특성을 규명하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로서 실험기관, 흡·배기장치, 흡입공기 가열 및 제어장치, 전기동력계, 연료공급장치, 냉각장치, 연소해석장치, 연료분사 제어장치 및 배기분석장치로 구성되며 각 부분의 압력과 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 본 실험에 사용된 기관은 4사이클 수평형 단기통 수냉식 직접분사 디젤기관에 흡입공기 가열장치 및 인젝터를 설치하여 압축점화 가솔린기관으로 개조한 것이며 Table 1에 실험기관의 제원을 나타내었다. 기관에 공급되는 공기량은 흡입유도관에 오리피스 유량계를 설치하여 오리피스 전후의 압력차로서 측정하였으며 가솔린을 포트 분사식으로 하여 로터리 엔코더의 각도 신호를 기준으로 매 사이클마다 일정한 크랭크 각도에서 분사가 시작되도록 하였고, 흡입 밸브 바로 뒤쪽에 위치한 인젝터로 분사 시작 크랭크 각도로부터 0.1 ms 간격으로 지정된 기간 동안 연료가 분사되도록 하여 연료량을 조절하였다. 또한 흡기포트 가열에 따른 연료 인젝터의 과열을 방지하기 위해 구리관을 이용한 순환형 수냉식으로 인젝터를 냉각시켰다. 공기연료비는

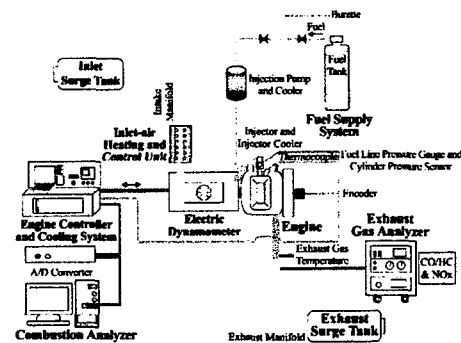


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Specification of test engine

Number of cylinder	1
Bore × Stroke	92 × 95 mm
Displacement volume	631 cm ³
Cooling system	Water cooling
Combustion chamber	Toroidal type
Compression ratio	18
Injection timing	BTDC 60°
Fuel	Gasoline
Fuel injection	Inlet port
Fuel pressure	3 kg /cm ²

Table 2 Specification of exhaust gas analyzer

Item	Specification
Measuring principle	CO : NDIR, 0 - 10 % HC : NDIR, 0 - 8000 ppm NO/NO _x : Chemiluminescence & atmospheric pressure type, 0 - 5000 ppm
Gas sampling	Direct sampling
Reproducibility	2 % of full scale
Response time	CO : 90 % response within 10 sec HC : 90 % response within 10 sec NO/NO _x : 90 % response within 20 sec
Ambient condition	CO/HC : 0 - 40 °C NO/NO _x : 5 - 35 °C
Warm-up time	CO/HC : 30 min NO/NO _x : Approx. 1 hour
Power supply	AC 100 V, 50/60 Hz

오리피스 유량계로 측정된 공기중량과 메스실린더로 측정된 연료 중량비로서 산출 하였다. 흡입 공기 가열 및 제어장치는 1 kW 용량의 니크롬선을 세라믹 보빈(bobbin)에 감아 2개를 병렬로 설치한 흡입공기 가열장치, 2 kW 용량 전압조정기, 온도를 검출하는 열전대(K-type), 가열온도를 실시간으로 표시되는 디스플레이어로 구성하였으며 1°C 단위로 조절 가능하도록 하였다. 이와 같이 구성된 흡입공기 가열장치의 기초실험을 수행한 결과 기관회전수에 대한 운전 가능한 흡입공기 가열온도 범위는 각각 다르게 나타나고 있는데, 예로서기관회전수 1800 rpm인 경우는 250°C까지 상승시킬 수 있음을 확인하였고, 150°C 이하인 경우는 기관 운전 상태가 극히 불안정 하였다. 연소실내의 압력 변동의 측정은 압력변환기(Kistler Co. Type-601A) 및 증폭기(Kistler Co. Type-5011)를 사용하였으며 이렇게 얻은 압력신호는 연소해석장치(Ono Sokki Co. Type CB-366)를 사용하여 해석하였다. 본 연구에 사용한 실험 기관 및 실험 기관 제어 장치의 사진을

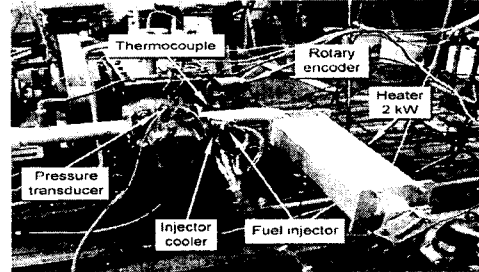


Fig. 2 Photograph of test engine

Fig. 2에 나타낸다. 배기가스 측정에 사용한 배기가스 분석장치는 NO/NO_x 분석계와 CO 및 HC 분석계이며 주요 제원은 Table 2에 나타내었다. NO/NO_x 분석계의 측정 원리는 화학발광법(Chemiluminescent method)으로 측정 범위는 0 - 5000 ppm 이며 CO 및 HC 분석계의 측정원리는 비분산적외선법(Non-disperse infrared rays method, NDIR)으로서 측정 범위는 CO가 0 - 10 %이고, HC는 0 - 8000 ppm이다.

2.2 실험방법

실험은 압축비 18, 가솔린 연료 분사 시기는 BTDC 60°, 냉각수 출구온도 75±5°C로 일정 한 조건을 유지하면서 기관회전수(1000, 1200, 1400, 1600, 1800 rpm)와 흡입공기 가열온도(150, 160, 170, 180°C) 및 공기연료비를 노킹 발생 전부터 운전 가능한 범위까지 변화시키면서 각 운전 조건에서의 기관성능과 CO, HC 및 NO_x 등 배기가스 농도를 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 지압선도 비교

Fig. 3은 대표적으로 기관회전수 1200 rpm, 흡입공기 가열온도 170°C일 때 공기연료비 변화에 대한 압력 경과 곡선을 나타낸 것이다. 이 경우 공기연료비가 35보다 농후한 영역에서는 노킹의 발생으로 공기연료비는 35까지로 한정되었고, 58 이상의 희박영역에서는 기관운전이 점화불량으로 인하여 운전영역이 제한되었다. 그림에서 보는바와 같이 공기연료비가 농후할수록 사이클 최고압력은 증가하고 있으며 최고압력 발생시기는 약간씩 진각되고 있다. 일반적으로 상용 스파크 점화기관에서는 이론 공기연료비보다 약간 농후한 영역에서 사이클 최고압력이 나타나고 있으며 이것보다 희박한 영역이 될수록 최고압력이 저하되

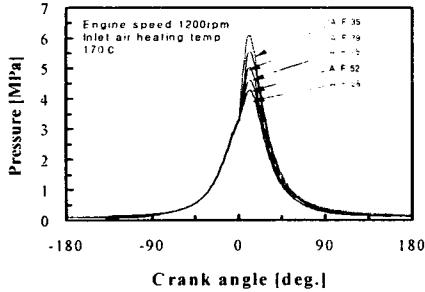


Fig. 3 Effect of air-fuel ratio on the cylinder pressure

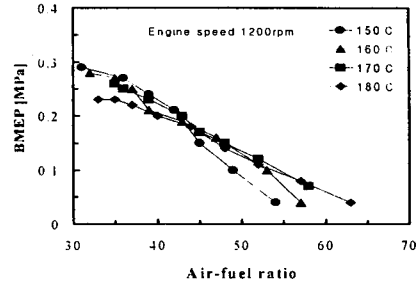


Fig. 5 Effect of air-fuel ratio on brake mean effective pressure for inlet air heating temperature

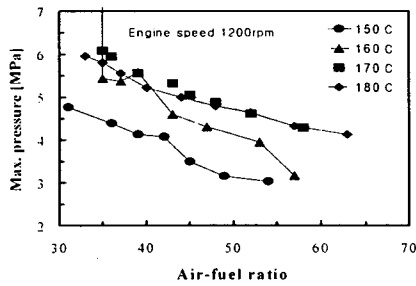


Fig. 4 Effect of air-fuel ratio on max. pressure for inlet air heating temperature

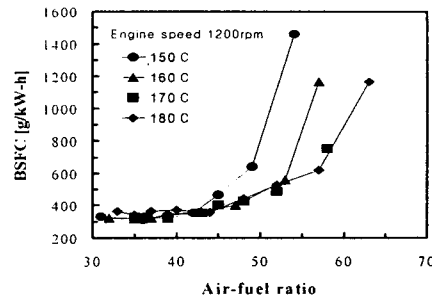


Fig. 6 Effect of air-fuel ratio on brake specific fuel consumption for inlet air heating temperature

며 최고압력이 나타나는 시기도 지연되는 경향을 나타내고 있는데 이는 혼합기 강도(mixture strength)때문일 것이다. 따라서 본 실험은 초 희박영역에서 농후한 영역으로 운전되는 경우이므로 공기연료비가 농후해 질수록 사이클 최고압력이 상승되고 최고압력 발생시기도 진각되는 것이며 이러한 경향은 Taro 등⁽⁹⁾의 결과와도 일치하고 있다.

Fig. 4는 기관회전수 1200 rpm, 흡입공기 가열온도를 150°C에서 180°C까지 변화시켰을 경우 공기연료비 변화에 대한 최고압력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 전체적으로 흡입공기 가열온도에 따라 약간씩 차이는 있지만 최대로 운전 가능한 공기연료비 영역은 흡입공기 가열온도 180°C에서 63 정도의 초 희박 연소가 가능하였다. 한편 흡입공기 가열온도가 150°C에서 180°C로 증가할수록 사이클 최고압력은 증가되고 있는데 이는 흡입공기 가열온도가 높을수록 자발화가 활성화되고 있음을 나타내고 있는 것이다. 그러나 흡입공기 가열온도가 150°C 이하에서는 압축점화가 불가능하였고 180°C 이상에서는 기관운전 자체가 불안정

하며 최고압력은 크게 저하되는 현상을 나타내었다. 이것으로 미루어 보면 본 실험장치에서 이 온도 범위가 기관회전수 1200 rpm에서의 압축점화가 가능한 한계 온도 범위인 것으로 사료되며, 각 회전수마다 운전 가능한 흡입공기 가열온도 한계 범위가 존재하는 것으로 보여진다. 한편 공기연료비가 희박할수록 최고압력은 비례적으로 감소하는 경향을 나타내고 있다.

3.2 기관출력 성능

Fig. 5는 Fig. 4의 운전조건에서 공기연료비 변화에 대한 제동평균유효압력을 나타낸 것이다. 제동평균유효압력은 공기연료비가 희박할수록 감소하는 경향을 나타내고 있으며 공기연료비가 농후한 쪽에서는 흡입공기 가열온도가 낮을수록, 희박영역 쪽에서는 흡입공기 가열온도가 높을수록 제동평균유효압력이 크게 나타내는 경향을 보여주고 있다. 이는 각 각의 공기연료비에서 압축점화가 가능한 최적의 흡입공기 가열온도가 존재하기 때문인 것으로 생각되어진다.

Fig. 6은 Fig. 4의 운전조건에서 공기연료비 변화에 대한 제동연료소비율을 나타낸 것이다. 제

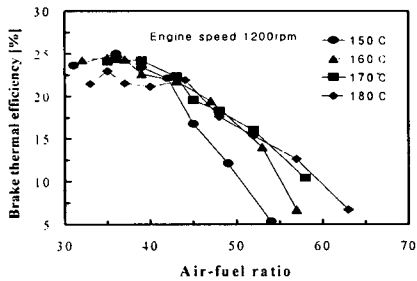
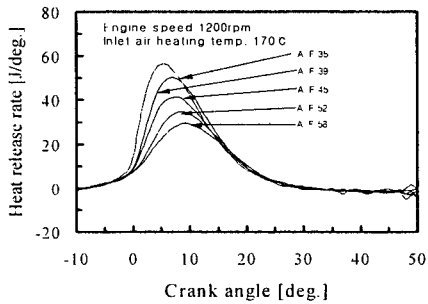
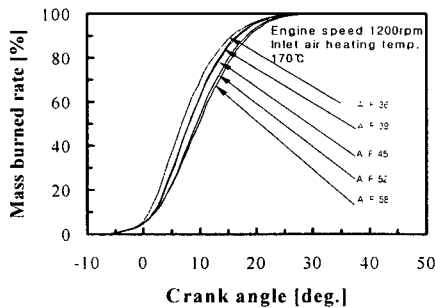


Fig. 7 Effect of air-fuel ratio on brake thermal efficiency for inlet air heating temperature



(a) Heat release rate



(b) Mass burned rate

Fig. 8 Effect of crank angle on heat release rate and mass burned rate for air-fuel ratio

동연료소비율은 공기연료비가 희박할수록 증가하는 경향을 보이고 있으며 특히 공기연료비 45 이상에서는 흡입공기 가열온도가 낮을수록 제동연료소비율은 크게 증가되고 있다. 이는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 공기연료비가 45 이상에서 흡입공기 가열온도가 낮을수록 제동평균유효압력의 감소 폭이 크게 나타나고 있기 때문일 것이다.

3.3 제동열효율

Fig. 7은 대표적으로 Fig. 4의 운전조건에서 공기연료비 변화에 대한 제동열효율을 나타낸 것

이다. 제동열효율은 공기연료비가 35 정도까지는 다소 증가하다가 그 이후 희박영역이 될수록 급격히 감소하고 있으며 농후한 쪽에서는 흡입공기 가열온도가 낮을수록, 희박영역 쪽에서는 흡입가열온도가 높을수록 제동열효율이 높게 나타나고 있다. 이는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 제동평균유효압력이 이와 같은 경향이 나타나기 때문일 것이며, 특히 공기연료비 45 이상에서 흡입공기 가열온도 변화에 대한 제동열효율의 변동 폭이 크게 나타나고 있는데 이것 또한 Fig. 6에 나타난 제동연료소비율의 영향 때문일 것이다.

3.4 열발생률과 질량연소율

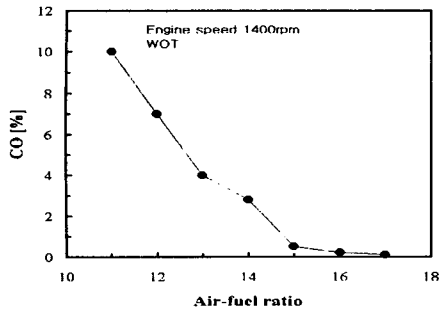
Fig. 8은 열발생률과 질량연소율 선도를 대표적으로 기관회전수 1200 rpm, 흡입공기 가열온도 170 °C인 경우 공기연료비 변화에 대해 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 공기연료비가 농후해질수록 열발생률 최고 값은 증가하고 있으며 열발생률 최고 값의 발생시기도 전각되고 있음을 알 수 있다. 이는 Fig. 3에서 언급된 바와 같이 열발생률이 혼합기 강도에 의존되기 때문일 것이다. 따라서 질량연소율 선도에서도 공기연료비가 농후할수록 연소기간이 단축되며 급격연소(rapid combustion)가 이루어지고 있음을 알 수 있다.

3.5 배기특성

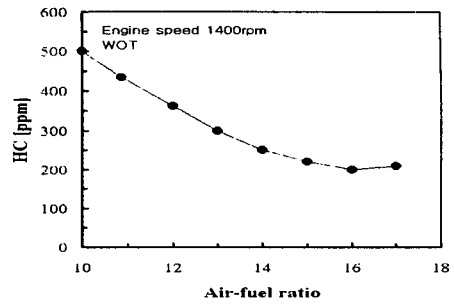
Fig. 9는 대표적으로 기관회전수 1400 rpm이고 흡입공기 가열온도를 150°C에서 180°C까지 변화시켰을 경우 공기연료비 변화에 대한 CO의 배출농도를 흡입공기 온도가 상온일 때의 상용 스파크 점화기관과 비교하여 나타낸 것이다. 압축점화 가솔린기관의 경우 초 희박(A/F=35 이상) 연소이므로 CO 배출은 거의 발생되지 않으며 상용 스파크 점화기관의 경우는 이론 공기연료비 15이상에서는 CO의 배출이 거의 없다. 또한 흡입공기 가열온도 변화의 영향도 거의 없는 것으로 나타나고 있다.

Fig. 10은 흡입공기 가열온도가 170 °C일 때 기관회전수를 변화시켰을 경우 공기연료비 변화에 대한 CO의 배출농도를 나타 낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 CO 배출은 거의 없다. 따라서 초 희박 영역에서 운전되는 압축점화 가솔린기관의 경우는 흡입공기 가열온도나 기관회전수에 무관하게 CO 배출은 거의 없는 것으로 나타나고 있다.

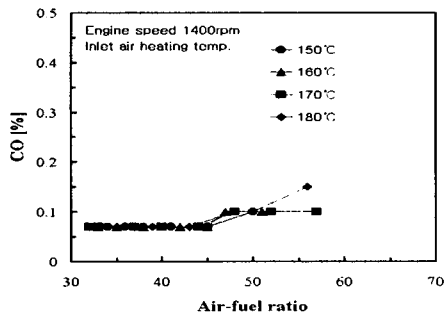
Fig. 11은 Fig. 9의 운전조건에서 공기연료비 변화에 대한 HC의 배출농도를 흡입공기 온도가



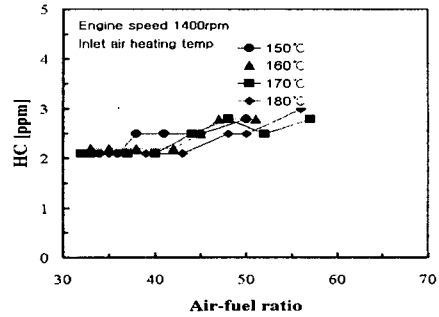
(a) Spark ignition engine



(a) Spark ignition engine



(b) Compression ignition gasoline engine



(b) Compression ignition gasoline engine

Fig. 9 Effect of air-fuel ratio on carbon monoxide concentrations for inlet air heating temperature

Fig. 11 Effect of air-fuel ratio on hydrocarbon concentrations for inlet air heating temperature

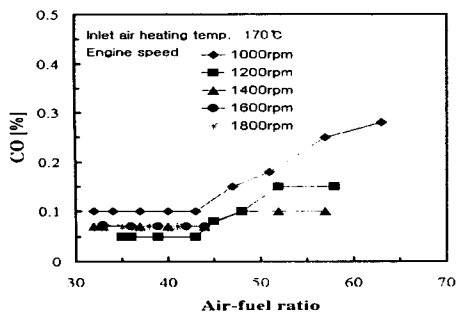


Fig. 10 Effect of air-fuel ratio on carbon monoxide concentrations for engine speed

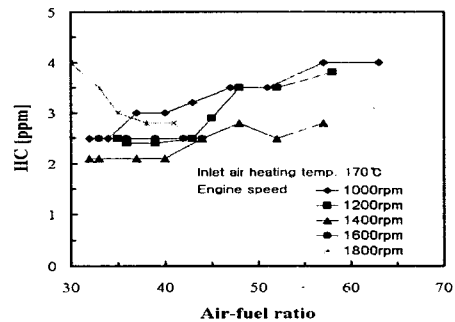
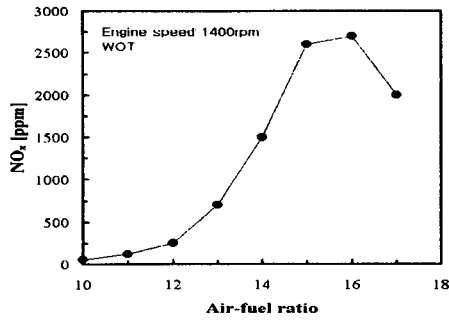


Fig. 12 Effect of air-fuel ratio on hydrocarbon concentrations for engine speed

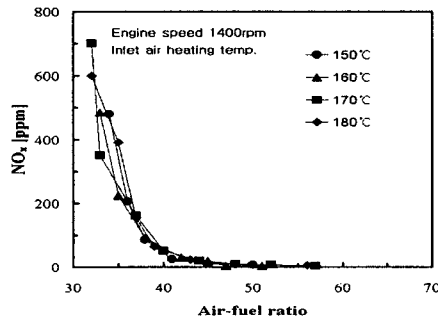
상온일 때의 상용 스파크 점화기관과 비교하여 나타낸 것이다. Fig. 11(a)의 상용 스파크 점화기관의 경우 공기연료비가 희박할수록 HC 농도는 감소하며 공기연료비 16 부근에서 최소가 되며 그 이상의 희박영역이 될 수록 배출농도는 증가하는 경향을 나타내고 있다. Fig. 11(b)의 압축점화 가솔린기관의 경우를 보면 HC의 배출농도는

공기연료비가 초 희박영역이 될 수록 약간 증가하는 경향을 보이고 있지만 본 실험 범위 내에서의 HC 배출 농도는 2 ppm에서 3 ppm 정도이며 상용 스파크 점화기관과는 비교할 수 없을 정도로 적으며 흡입공기 가열온도 변화에 대한 영향도 비교적 적다.

Fig. 12는 흡입공기 가열온도가 170°C인 경우 기관회전수 변화에 대한 HC의 배출농도를 공기연



(a) Spark ignition engine



(b) Compression ignition gasoline engine

Fig. 13 Effect of air-fuel ratio on nitrogen oxide concentrations for inlet air heating temperature

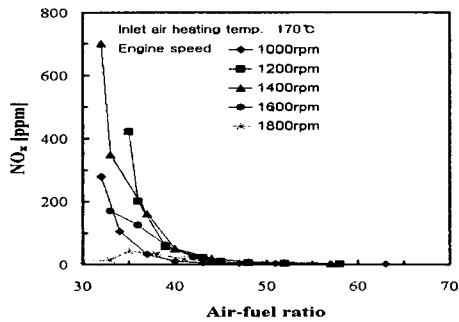


Fig. 14 Effect of air-fuel ratio on nitrogen oxide concentrations for engine speed

료비를 매개 변수로 하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수 전체 변화에 대하여 HC의 배출농도는 2 ppm에서 4 ppm으로 대단히 적게 배출되고 있다. 이는 압축점화 가솔린기관의 연소 특성으로 연소실 내의 혼합기는 전체적으로 균질이며 점화는 동시 다점에서 자발화가 이루어지기 때문에 HC의 발생 요인인 소염층의 형성이나 미연가스가 실린더 내부의 틈

새에 압입되어 화염이 침투하지 못하는 원인들이 제거되었기 때문일 것이다.

한편 흡입공기 가열온도가 일정할 경우 기관회전수가 증가함에 따라 운전 가능한 희박한계 공기연료비는 점차 축소되고 있음을 알 수 있고 본 실험 범위 내에서는 동일한 공기연료비에 대한 HC의 배출농도가 기관회전수 1400 rpm일 때 가장 적게 배출되고 있으며 이 보다 기관회전수가 증가하거나 감소하면 HC의 배출농도는 증가되고 있다. 이것으로 미루어 보면 HC의 배출농도 측면에서의 최적 운전조건이 존재하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 Fig. 9의 운전조건에서 공기연료비 변화에 대한 NO_x의 배출농도를 흡입공기 온도가 상온일 때의 상용 스파크 점화기관과 비교하여 나타낸 것이다. Fig. 13(a)에 나타낸 상용 스파크 점화기관의 경우는 공기연료비 16부근에서 2500 ppm 이상의 NO_x의 최대 농도를 나타내고 있으며 이 보다 희박하게 될 수록 NO_x의 배출은 감소되고 있다. 한편 Fig. 13(b)에 나타낸 압축점화 가솔린기관의 경우는 공기연료비가 희박하게 될 수록 NO_x의 배출은 급격히 감소되고 있으며 특히 공기연료비 45 이상의 희박 영역에서는 흡입공기 가열온도에 관계없이 NO_x는 거의 배출되지 않고 있다.

Fig. 14는 흡입공기 가열온도가 170°C인 경우 기관회전수 변화에 대한 NO_x의 배출 농도를 공기연료비를 매개변수로 하여 나타낸 것이다. NO_x의 배출농도는 흡입공기 가열온도의 경우와 비슷한 경향을 나타내고 있으며 공기연료비 45 이상의 희박 영역에서는 기관회전수와 무관하게 NO_x의 배출은 거의 없다. 즉 NO_x의 배출은 연소가스온도에 지배되므로 초 희박영역에서의 연소는 연소가스의 온도가 아주 낮기 때문에 NO_x는 거의 배출되지 않는다.

이상의 결과로 미루어 보면 압축점화 가솔린기관의 실험은 초 희박 연소를 가능케 하고 CO, HC 및 NO_x 배출 저감에 큰 효과가 있음을 알 수 있다.

4. 결론

상용 단기통 기관에 별도의 점화장치 없이 기관에 유입되는 흡입공기를 가열 및 제어할 수 있는 시스템을 구성하고 흡기포트에 분사되는 가솔

린 연료의 착화성을 향상시켜 압축점화 가솔린기관의 실험을 가능케 하였으며 기관 성능 및 배기 특성에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡입공기를 가열시켜 가솔린 연료를 압축점화시킴으로서 초 희박 연소의 실험이 가능하였으며 예로서 기관회전수 1000 rpm, 흡입공기 170°C인 경우 운전 가능한 희박 한계 공기연료비는 63 부근까지 확장되었다.

(2) 본 실험의 범위에서의 각 운전조건에 대한 압축점화가 가능한 흡입공기 가열온도 범위가 존재하며 기관회전수 1200 rpm인 경우 150°C에서 180°C 사이이며 이 범위를 벗어나면 운전의 불안정 및 노킹이 발생하게 된다. 또한 흡입공기 가열온도가 일정할 경우 기관회전수가 증가함에 따라 가연 희박 한계는 축소되고 있다.

(3) 제동편균유효압력, 제동연료소비율 및 제동열효율 등의 기관성능은 공기연료비가 농후한 영역이 될 수록 개선되며 열발생률의 최대 값도 증가하며 또 그 발생시기가 진각되어 연소기간의 단축과 빠른 연소가 이루어지고 있다.

(4) 초 희박 영역에서 운전되기 때문에 CO, HC 및 NO_x는 상용 스파크 점화기관에 비교할 수 없을 정도로 극히 적게 배출되고 있다.

후 기

본 연구는 숭실대학교 교내연구비 지원으로 이루어졌음.

참고문헌

- (1) Koji, Y., Hideo, S., and Hidenori, T., 1998, "Study on Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of Lean Gasoline-Air Mixture Ignited by Diesel Fuel Direct Injection," *SAE Paper*, No. 982482.
- (2) Nakamura, N., et al., 1985, "Multipoint Spark Ignition for Lean Combustion," *SAE Paper*, No. 852092.
- (3) Inoue, T., et al., 1993, "Toyota Lean Combustion System - The Third Generation System," *SAE Paper*, No. 930873.
- (4) Onishi, S., et al., 1979, "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engine," *SAE Paper*, No. 790501.
- (5) Noguchi, M., et al., 1979, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products During Combustion," *SAE Paper*, No. 790840.
- (6) Thring, R. H., 1989, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines," *SAE Paper*, No. 892068.
- (7) Christensen, et al., 1997, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas-A Comparison with Spark Ignition Operation," *SAE Paper*, No. 972874.
- (8) Christensen, et al., 1999, "Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection," *SAE Paper*, No. 1999-01-0182.
- (9) Taro, A., Yoshiaki, H., Junichi, M., and Yasuo, S., 1996, "An Experimental Study of Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine," *JSAE Paper*, No. 9634477.
- (10) Choi, Y., J., 2001, "Performance Characteristics of Compression Ignition Gasoline Engine," M.A., D. Thesis, University of Soongsil, Seoul, Korea.
- (11) Cho, B. H., Han, Y. T., Lee, K. H. and Lee, C. S., 2002, "A Study on the Mixture Formation Process and Combustion Characteristics According to Injection Timing in Premixed Charge Compression Ignition," *KSME*, Vol.26, No.12, pp. 1692 ~ 1698.
- (12) Ishibashi, Y., Asai, Y., and Nishida, K., 1997, "An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine," *SAE Paper*, No. 972077.
- (13) Duret, P., and Venturi, S., 1996, "Automotive Calibration of the IAPAC Fluid Dynamically Controlled Two Stroke Combustion Engine," *SAE Paper*, No. 960363.
- (14) Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., and Sato, Y., 1996, "An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engines," *SAE Paper*, No. 960081.
- (15) Nebojsa Milovanovic and Rui Chen, 2001, "A Review of Experimental and Simulation Studies on Controlled Auto-Ignition Combustion," *SAE Paper*, No. 2001-01-1890.
- (16) Najt, P. M., and Foster, D. E., 1983, "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion," *SAE Paper*, No. 830264.
- (17) Yanagihara, H., Sato, Y., and Junichi, M., 1997, "A Study of Diesel Combustion under Uniform Higher-Dispersed Mixture Formation," *JSAE Paper*, No. 9733675.