

직접분사식 2행정 디젤기관의 연소실 형상에 따른 화염 특성 -소기압력 및 소기온도의 영향을 중심으로-

최익수^{*1)} · 방중철²⁾

금오공과대학교 대학원 기계공학과^{*1)} · 금오공과대학교 기계공학부²⁾

The Flame Characteristics by Combustion Chamber Shape in 2 Stroke D.I. Diesel Engine -The Influence of Scavenging Pressure and Scavenging Temperature-

Iksoo Choi^{*1)} · Joongcheol Bang²⁾

^{*1)}Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Kumoh National Institute of Technology, Gyeongsangbuk-do 730-701, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gyeongsangbuk-do 730-701, Korea

(Received June 14 2002 / Accepted 19 November 2002)

Abstract : In a diesel engine, air-fuel mixture formation and ignition delay period have great influence on the performance of engine. Their main factors are combustion chamber shape, fuel injection system, air volume, air flow and so on. So, the combustion process in the cylinder is complex because of many factors which have direct and indirect effects on it. In this study, we take into consideration of scavenging pressure and scavenging temperature that are known as the main factor to the combustion process of two-stroke D.I. diesel engine. It is taken a picture of the combustion flame process for combustion chamber of re-entrant type and cylindrical type. So, it is applied to the basis data of combustion chamber design from an image analysis.

Key words : Two-stroke D.I. diesel engine(직접분사식 2행정 디젤기관), Combustion chamber shape(연소실 형상), Mixture formation(혼합기형성), Scavenging pressure(소기압력), Scavenging temperature(소기온도)

1. 서론

디젤기관은 가솔린기관에 비해 열효율이 높고 연료 경제성이 좋으나 기관 중량 당 출력이 낮고 매연이나 질소산화물 등의 배출이 많으며 연소잡음과 진동이 큰 단점이 있어 소형·고출력 엔진으로는 적합하지 못한 것으로 인식되어져 왔다.

최근, 디젤기관은 기관 출력 향상과 배기가스 저감을 위한 연소개선책으로 커먼레일(common rail)

연료분사장치, 흡·배기 4밸브 화, 고효율 터보차저 및 새로운 연소기술인 예혼합 압축착화연소(predic), 2단연소(muldic) 등의 다양한 연구가 시도되고 있는 중이다. 그 결과 배출가스, 연료소비율 등에 있어서는 효과가 매우 긍정적으로 평가되고 있으나,¹⁻⁵⁾ 압축착화연소방식으로 인해 발생하는 근본적인 문제점은 여전히 남아있는 상태이다. 결국 디젤기관의 연소개선을 위한 근본적인 해결책은 분사초기의 혼합기 형성 촉진과 공기이용율의 증대 등에 초점이 모아질 수밖에 없으며 해결수단의 개발도 중요하지만 복잡한 연소 메카니즘을 보다 적극적으로 해석

*To whom correspondence should be addressed.
nic@kumho.ac.kr

하여 상관관계를 규명하는 것도 개발 못지 않게 중요하다고 생각된다.

지금까지 기관성과 관련된 수많은 보고서들의 연구방법은 실제의 기관을 이용하여 실린더 내의 지압선도, 연료소비율, 배기매연농도 등을 비교 측정하여 연소과정을 추찰하는 간접적인 연소해석법⁶⁻¹⁰⁾이 주된 수단이었으나, 실린더 내에서의 연소기간은 지극히 짧고, 더구나 눈으로 직접 확인할 수도 없어 연소에 미치는 각종 인자들의 영향을 명확히 해석하기에는 어려운 점도 많았다. 필자들은 그동안 가시화 기관을 이용한 고속촬영법으로 다수의 연구 결과¹¹⁻¹⁴⁾를 보고하였으며 본 연구에서는 연소에 관여하는 각종 인자들 중 특히 2행정 기관의 연소에 미치는 영향이 가장 큰 것으로 알려진 소기압력과 소기온도의 변화에 따른 연소과정을 cylindrical type의 연소실과 re-entrant type의 연소실에 있어서 화상분석을 통하여 직접 고찰하므로써 2행정 디젤기관의 연소실 형상이나 주변 부품 설계를 위한 기초자료로 활용하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험기관은 원래 수냉식 단 실린더 4행정 예연소실식 디젤기관이었으나, 실린더헤드를 떼어내고 실린더 라이너에는 4개의 소기공과 2개의 배기공을 가공하여 schnürle 소기방식의 직접분사식 2행정 디젤기관으로 개조하였다. 떼어낸 실린더헤드 대신에 Fig. 1과 같이 화염의 발달 과정을 직접 촬영할 수 있도록 두께 20mm, 직경 89.5mm의 강화유리를 사용하여 관찰창을 설치한 별도의 헤드를 가공하여 결합시켰다. 또한 배기가스와 흑연(soot)으로부터 투명성을 유지시키기 위하여 관찰창의 교체가 가능하도록 하였으며 연료의 분사는 실린더 헤드 측면에 분사노즐을 설치하고 20° 하향분사 함으로써 압축행정 중에 분사된 연료 분무가 피스톤헤드의 캐비티(cavity) 중심부에 위치하도록 하였다. 소형 고속 디젤기관에 있어서 기관의 구조상 스월(swirl)의 형성이 어려운 경우에는 6공~12공의 다공노즐을 사용하여 분무속(束)의 전개에 의해 혼합기의 형성을 촉진시키나, 일반적으로는 분공수를 3~4공으로 하여 분경을 키우는 한편 연소실 구경비를 작게한 깊은 캐비티를 만들어 스월 및 스퀴시(squish)를 병용

하여 혼합기의 형성을 촉진시킨다. 이런 경우 각 분공으로부터의 화염은 서로 간섭을 일으키게 되므로 본 연구에서의 목적을 고찰하기가 어려워진다. 따라서 본 연구에서는 이러한 화염간의 간섭을 배제하고 주어진 인자의 영향만을 고찰하기 위하여 단공노즐을 사용하였다.

실린더 내에서의 소·배기 유동은 Fig. 2에 나타나 있으며, 소기효율을 높이기 위하여 라이너 벽면을 이용하여 소기공의 측면과 윗면에 45°의 각도를 주었다.

Fig. 3은 본 실험에 사용한 2종류의 연소실형상을 나타낸 것으로 re-entrant type의 연소실은 cylindrical type의 연소실보다 입구 구경비를 작게하여 스퀴시를 강조하였으며 화염의 발달 과정을 비교 촬영할 수 있도록 피스톤헤드 상부에 볼트로 고정시켜 교체 사용이 가능하도록 하였다. 단, plate type은 캐비티 유무에 따른 연소경과의 차이점을 다른 2종류의 연소실과 비교함이 목적이다.

연소화염의 촬영은 기관을 충분히 난기운전시킨 후 강화유리로 제작된 관찰창으로 교체한 뒤 연소화염의 발달경과를 고속도비디오카메라(model :

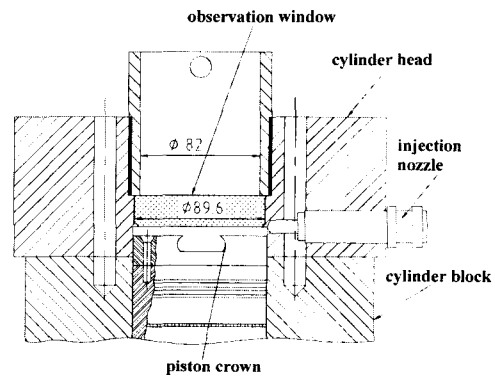


Fig. 1 Remodeling of cylinder head on experimental engine

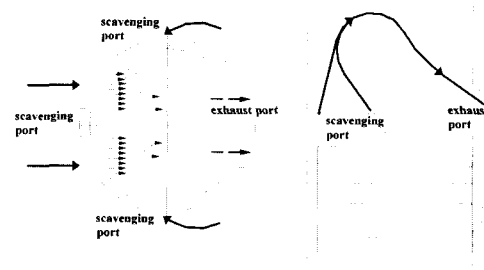


Fig. 2 The scavenging flow of experimental engine

직접분사식 2행정 디젤기관의 연소실 형상에 따른 화염 특성

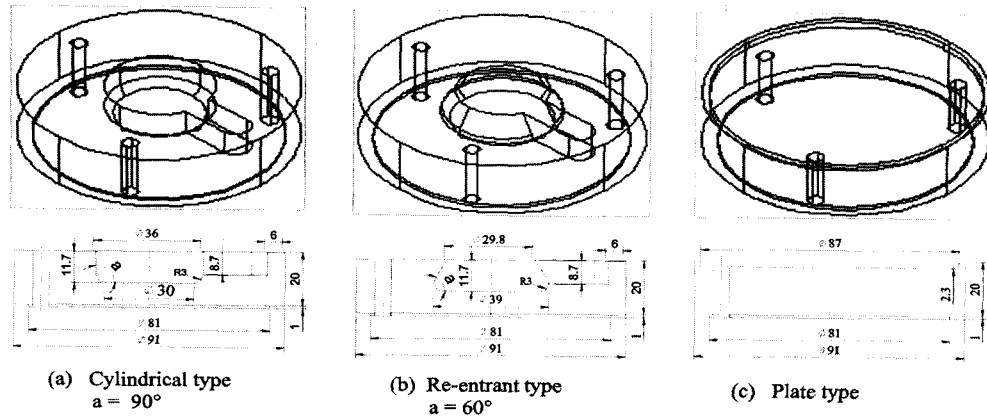


Fig. 3 The schematic drawing of combustion chamber on experimental engine

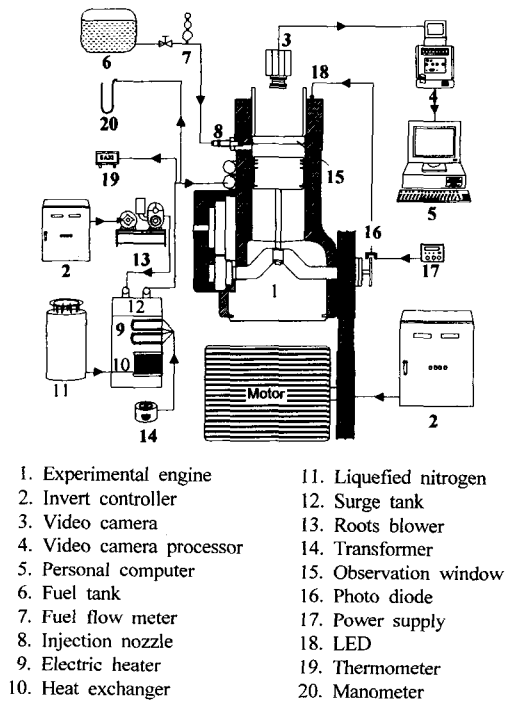


Fig. 4 The schematic diagram of experimental apparatus

kodak sr-ultra)를 사용하여 3,000frame/sec로 촬영하였다. 기관의 회전속도가 1000rpm일 때 화염사진의 1frame당 간격은 2°C이며, 그 소요시간은 0.33ms이다. 또한 화상에서 피스톤의 TDC 위치를 확인하기 위하여 플라이휠에 설치한 포토다이오드(photo diode)로부터의 신호를 발광 다이오드(LED)로 점멸시켜 연소화염과 동시에 TDC 위치

를 촬영하였다.

무과급기관의 소기압력은 일반적으로 약 110kPa a~166kPa(0.14~0.7at, gauge pressure)^{15,16}이 널리 쓰이며, 본 실험에서는 소기압력의 영향을 고찰하기 위하여 표준대기압(101.3kPa)에 가까운 106.4kPa과 상용소기압력의 범위에 들어가는 111.5kPa의 두 개 조건의 소기압력을 시험모델로 하였다. 또한 소기압력은 루츠블로어의 회전속도를 주파수조절장치로 제어하여 소기구 근처에 설치된 압력계를 통하여 106.4kPa과 111.5kPa로 조절하였으며, 소기온도의 조절은 루츠블로어와 소기구 사이에 직육면체의 서지탱크(surge tank)를 설치하고 그 내부에 전기저항 히터와 열교환기를 설치하여 20°C와 50°C로 제어하였다. 소기온도의 측정에는 소기구 근처의 흡기관에 K-type의 열전대를 설치하여 디지털온도계로 측정하였다. 실험기관의 회전속도는 저속운전에 해당하는 1000rpm에 고정시켰으며, 이와 같은 저속회전에서는 실린더 내에서 발생하는 공기유동이 낮아 실험조건의 변화에 따른 연소경과의 차이를 보다 명확히 얻을 수 있을 것으로 생각된다. 또한 화염촬영을 위한 관찰창 대신에 그 중심부에 압력센서(kistler, piezoelectric pressure transducer)를 부착한 강철창을 이용하여 화염촬영 시와 동일한 실험조건에서 실린더 내의 압력변화를 측정하여 화염의 발달에 따른 특징을 비교하였다.

Fig. 4는 실험 장치의 개략도이며 Table 1, 2는 실험기관의 제원 및 실험조건을 각각 나타낸 것이다.

Table 1 The specifications of experimental engine

Items	Specifications
Engine type	2-stroke D.I. diesel engine
Bore × Stroke	92 × 70 (mm)
Compression ratio	15.3
Injection timing	BTDC 22° CA
Scavenging port open	ATDC 132° CA
Scavenging port close	ABDC 48° CA
Exhaust port open	ATDC 118° CA
Exhaust port close	ABDC 62° CA
Cooling type	air-cooling

Table 2 Experimental conditions

Items	Conditions
Engine speed(rpm)	1000
Fuel delivery(mg/st)	31
Injection nozzle type	single hole nozzle
Nozzle opening pressure(MPa)	17.16
Scavenging pressure(kPa)	106.4, 111.5
Scavenging temperature(°C)	20, 50
Combustion chamber	cylindrical type re-entrant type plate type

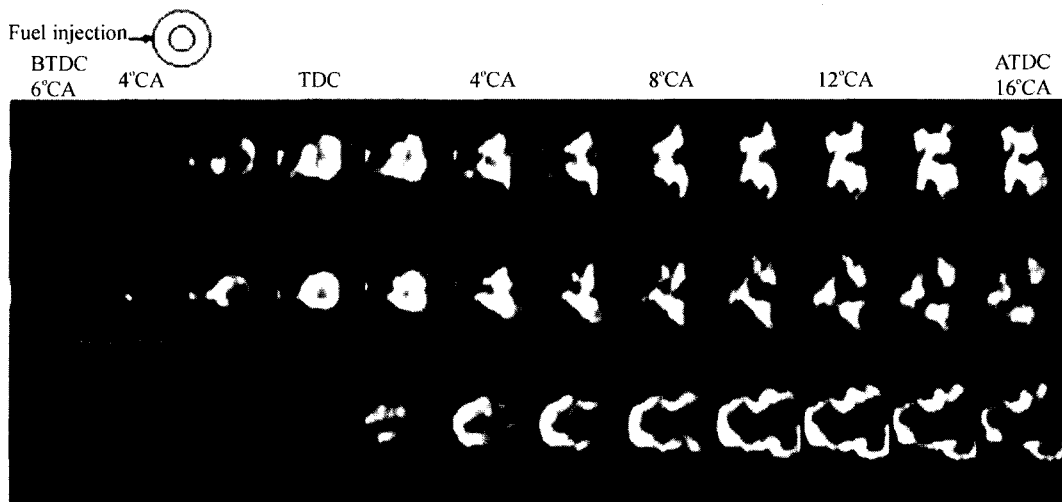
3. 실험결과 및 고찰

3.1 소기압력의 변화가 연소과정에 미치는 영향

루우프소기방식의 일종인 schnürle 소기법은 횡단소기방식과 마찬가지로 대칭소기의 결점은 피할 수 없으나 소기의 배기구 통과량이 적고 소기효율이 횡단식에 비하여 높기 때문에 소형기관에 많이 쓰인다. 2행정기관에서는 소기류 그 자체를 이용해서 스월을 발생시키는 경우가 많으나, 흡기포트를 이용하여 적극적으로 스월을 발생시키는 4행정 기관에 비하면 스월의 강도가 약한 편이다. 2행정기관에 있어서 소기압력을 증가시키는 목적은 스월 강도의 증가와 체적효율의 향상 2가지로 집약된다.

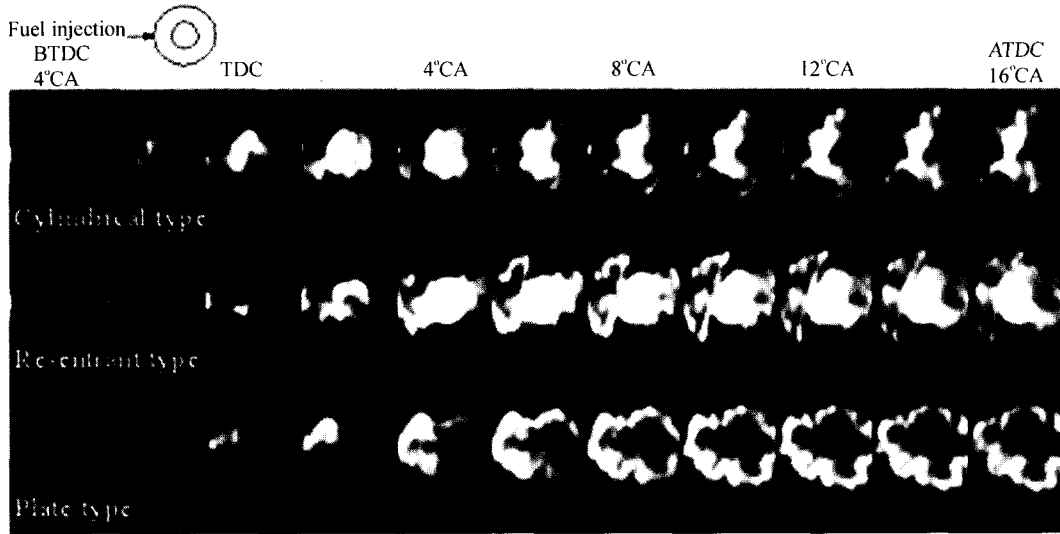
Fig. 5, 6은 기관회전속도 1000rpm, 소기온도 20°C에서 소기압력이 106.4kPa과 111.5kPa일 때의 cylindrical type의 연소실 및 re-entrant type의 연소실에 있어서 화염의 발달 상태를 나타낸 것이다. 또한 Fig. 7, 8은 각각의 소기압력에 있어서 TDC를 전후한 실린더 내의 지압선도를 채취한 것이다.

본 실험에 사용한 연소실처럼 깊은 캐비티를 가진 연소실의 경우, 연소실 구경비가 작기 때문에 분무의 도달거리는 매우 짧고 따라서 분사 초기에는 대부분의 연료가 직접 캐비티 벽면에 충돌할 것으로 생각된다. 이 충돌 과정에서 재미립화되고 주변의 공기와 혼합되면서 빠른 속도로 증발해 가연혼합기가 형성될 것이다.



Fuel(gas oil), Engine speed(1000rpm), Frame speed(3000 frame/sec), Fuel delivery(31mg/st), Injection timing(BTDC 22°CA), Scavenging pressure(106.4kPa), Scavenging temperature(20°C)

Fig. 5 High speed flame photographs of each combustion chamber in scavenging pressure, 106.4kPa and scavenging temperature, 20°C



Fuel(gas oil), Engine speed(1000rpm), Frame speed(3000frame/sec), Fuel delivery (31mg/st), Injection timing(BTDC 22°CA), Scavenging pressure(111.5kPa), Scavenging temperature(20°℃)

Fig. 6 High speed flame photographs of each combustion chamber in scavenging pressure, 111.5kPa and scavenging temperature, 20°℃

Fig. 5에서 살펴보면 양 연소실 모두 최초의 발화는 BTDC 6°CA~BTDC 4°CA 사이에서 스쿼시가 형성된 캐비티 내의 몇 지점에서 발생된 발화핵으로부터 시작되어 캐비티내 전역으로 화염이 확산된다. 이와 같이 발화핵은 분무의 중심부에서 발생하는 것이 아니고 반드시 분무 주위에서 발생되며 이때 캐비티 내에서는 연료 증기의 농도 및 온도가 발화에 있어 가장 좋은 조건을 제공하고 있다고 할 수 있다. 또 이때의 지압선도를 살펴보면 양 연소실 모두 발화 직후 급격한 압력상승을 보이고 있으나, 아직은 불휘염이며 미리 혼합되어져 있던 연료가 동시에 연소를 일으킴으로써 압력상승을 가져왔다고 생각된다. 이후 TDC에 이른 후 연소가스의 급팽창에 의해 화염의 중심부는 매우 밝은 황색의 열염으로 바뀌게 되고 연소중기 이후까지 지속된다. 또 TDC에 이른 후부터 양 연소실에서는 화염이 캐비티 원주면을 따라 압축간극부로 분출되어 나와 연소실 전역으로 전파되는 모습을 보이고 있으며, cylindrical type의 연소실에 비하여 re-entrant type의 연소실은 캐비티 내에서의 공기유동이 상대적으로 크기 때문에 연료 분무가 캐비티 벽면에 부착되기 보다는 공기 중에 분포되는 양이 많아지게 되어 캐

비티 전역에 고르게 화염이 형성되나 캐비티 내외의 밀도차에 기인한 공기탈림이 강해 압축간극부로의 분출이 다소 늦어지고 또한 분출량도 다소 작다. 그러나 캐비티로부터 분출 이후의 화염은 양 연소실 모두 낮은 소기압력으로 인해 스웰의 발생이 작고 체적효율도 낮아 화염은 충분히 팽창하지 못하고 있으며 피스톤의 하강과 더불어 연소 온도도 낮아지게 되므로 화염은 전연소실의 약 절반 정도 밖에 전파되지 못하고 있다. 또 분사 중반 이후에 분사된 연료는 노즐 맞은편 실린더 우측 벽면에 직접 충돌하여 벽면을 타고 흐르면서 실린더벽 전 둘레에 걸쳐 온도가 낮은 화염이 형성되어 있다.

plate type의 경우는 연료 분무가 피스톤 상부에 충돌한 뒤 다시 실린더 우측 벽면에 재충돌하거나, 직접 실린더 벽면에 충돌한 뒤 좌우로 갈라지게 되고 실린더 벽면을 돌아 나오면서 혼합이 이루어져 착화에 이르게 되나 공기유동이 거의 없음으로 인해 화염의 발달도 늦고 연소도 급격하지 못해 연소 후기까지 화염이 실린더 주위를 띠형으로 감싸고 있음을 볼 수 있다. 이러한 연소 경과에 의한 실린더 내의 압력변동은 Fig. 7에서도 잘 나타나있으며 소기압력이 낮은 경우에는 캐비티 형상의 차이에 의

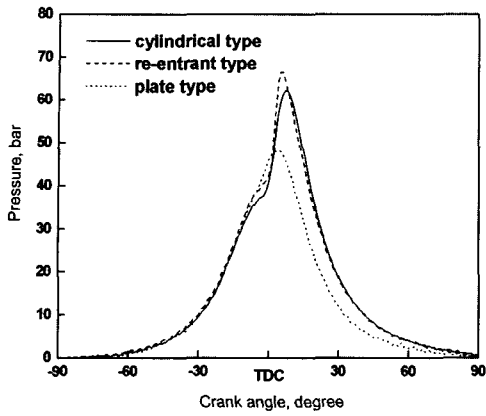


Fig. 7 Cylinder pressure diagram of each combustion chamber in scavenging pressure, 106.4kPa and scavenging temperature, 20 °C

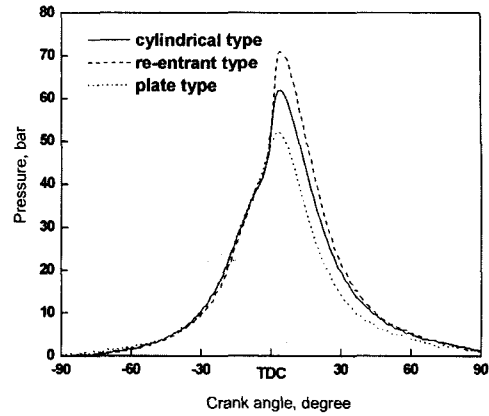


Fig. 8 Cylinder pressure diagram of each combustion chamber in scavenging pressure, 111.5kPa and scavenging temperature, 20 °C

한 영향은 그다지 크지 않음이 관찰되었다. 한편, Fig. 6에서처럼 소기압력을 111.5 kPa로 증가시키면 화염의 발달상태는 연소실 형상에 따라 뚜렷한 차이를 보이게 되며 연소개선효과도 크게 나타난다.

실린더 내에서 발생하는 선회운동은 압축행정 중에 감소되지만 약 30% 정도는 남고 실린더 축을 중심으로 하는 자유 소용돌이가 되어 연료분무와 측면으로 접하게 되어 신기를 공급하고 연소가스를 몰아낸다. 또 압축행정 중 발생하는 스퀴시는 체적효율을 감소시키지 않으며 유동 손실도 극히 적다. 이 스퀴시에 스윌을 병행시키면 압축행정의 종료에서 선회류는 회전속도를 증가하고, 수평 수직의 복합와류가 되어 연소를 더욱 촉진시키게 된다.¹⁷⁾

먼저 양 연소실에 있어서의 화염 발달상태를 Fig. 5의 화염사진과 비교하여 보면, 양 연소실 모두 실린더 벽면 주위에서의 화염이 크게 감소되었으며, 기관출력에 큰 영향을 미친다고 생각되는 TDC에서부터 ATDC 10°CA를 전후한 시기까지의 화염영역도 크게 발달해 있음을 알 수 있다. 특히 re-entrant type의 연소실에서는 이러한 현상이 더욱 뚜렷하므로 re-entrant type의 연소실에 주목하여 기술한다.

Fig. 5에서와 마찬가지로 최초의 발화는 캐비티 내 공간의 분무 가장자리로부터 시작되어 캐비티 벽면 및 내부 공간쪽으로 급속히 전파되고 있으나, 연소 초기에는 전술한 캐비티 내외의 밀도차에 의한 공기말림이 공기량의 증가로 인해 더욱 강해지

므로 역스퀴시에 의한 압축간극부로의 화염분출은 cylindrical type의 연소실에 비해 현저히 늦어진다. 그러나 분출 이후 화염의 발달은 비교되지 않을 정도로 활발하면서도 화염이 흩어지지 않고 실린더 축을 중심으로 집중되어 있음을 볼 수 있다. 이와 같이 화염이 집중될 수 있는 것은 소기압력의 증가에 따른 체적효율의 향상과 더불어 강한 스퀴시에 스윌이 병행되어 일어나는 선회운동 속도의 증가로 연료분무가 실린더 벽면에 충돌하는 양이 적어졌기 때문이며, 캐비티 외주부에서 연소된 가스는 밀도가 낮아짐에 따라 스윌의 구심력에 의해 중심부로 모여지게 되고 대신 중심부의 공기가 외주의 연소 zone에 공급되므로 연소는 더욱 촉진되어 화염의 성장이 매우 활발해진 것으로 생각된다. 또, 화염이 실린더 벽면에 직접 닿게되면 냉각손실이 증대되므로 화염의 온도가 낮아져 탄소입자를 발생하게 되나, 화염이 중심부에서 집중 연소되므로 인해 매연의 발생도 저감될 것으로 생각된다. 이러한 연소과정을 거친 실린더 내의 지압선도를 나타낸 Fig. 8에 의하면, cylindrical type 연소실의 경우는 소기압력이 106.4kPa일 때와 비교하여 압력선도에 그다지 큰 변화가 관찰되지 않으나 re-entrant type의 경우는 연소폭발압이 약 5bar 정도 증가되고 또 팽창행정 중에 있어서도 꽤 늦은 시기까지 높은 연소압이 피스톤에 작용되고 있음을 알 수 있다. Fig. 7의 화염사진과 Fig. 8의 지압선도를 종합해보면 re-entrant type의

연소실처럼 강한 스쿼시를 유발시킬 수 있는 형태의 연소실에 있어서는 소기압력을 약간(약 5% 정도) 증가시키면 연소경과는 매우 양호해져 평균유효압력 및 유효일량의 증가에 의한 열효율향상, 매연의 저감 등 기관출력성능이 크게 향상될 것으로 생각된다.

3.2 소기온도의 변화가 연소과정에 미치는 영향

디젤노킹을 방지하기 위해서는 급기온도를 높여 착화지연시간을 단축시키는 것이 유효하다. 그러나 기관성능과의 관계를 생각해보면 착화지연시간이 너무 짧아지게 되면 연료가 연소실내에 충분히 분포되기도 전에 연소가 일어나기 때문에 혼합기형성은 불충분해지고 배기매연이 증가해서 성능은 저하된다. 역으로 연료와 공기의 혼합을 양호하게 하기 위하여 연료의 무화에만 치중하게 되면 강한 노킹을 유발하게 되므로 혼합기 형성을 양호하게 하는 것과 노크를 방지하는 두 가지를 모두 만족시키기는 어렵기 때문에 양자를 조금씩 희생시켜 원활한 연소가 일어날 수 있는 적정점을 찾아야 한다.

급기온도와 압축온도와의 상관관계를 구해보면, 압축온도는 압축시작시의 급기온도와 압축비에 관

계되며 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$t_c + 273 = (t_B + 273) \epsilon^{m-1} \quad (1)$$

단, t_c =압축온도(°C)

t_B =급기온도(°C)

ϵ =압축비

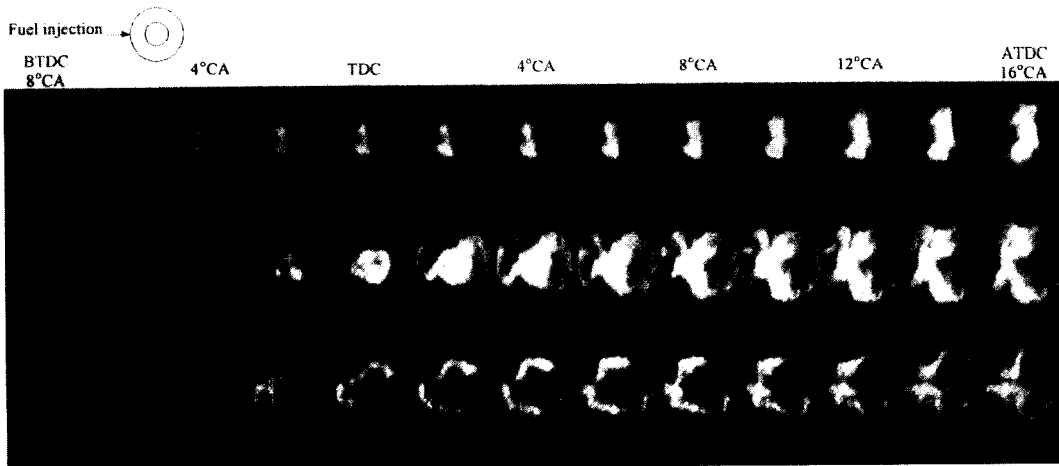
m =폴리트로프 지수

윗 식을 t_B 에 대하여 미분하면

$$\frac{\partial t_c}{\partial t_B} = \epsilon^{m-1} \quad (2)$$

$m=1.35$ 로 잡고 압축시작온도에 대한 압축온도의 변화율($\partial t_c / \partial t_B$)을 압축비에 따라 구해보면, 압축비가 8에서 20으로 증가할 경우 변화율은 2~3 사이에 존재하게 되므로 압축 시작시의 온도가 10°C 상승하면 압축온도는 20~30°C 상승하게 된다.

Fig. 9는 소기온도를 50°C로 높여서 (소기압력 106.4kPa) 공급했을 때의 연소실별 화염의 발달상태를 나타낸 것이다. 압축온도가 상승됨으로 인해 분무의 증발이 촉진되어 발화핵의 형성은 소기온도가 20°C일 때에 비하여 2°C 정도 앞당겨졌으나, 착화 이후의 연소 경과는 매우 완만하며 화염의 발달상태도 불량하다. cylindrical type의 경우에는 캐비티로부터의 화염분출이 거의 없고 전연소기간의 대부분



Fuel(gas oil), Engine speed(1000rpm), Frame speed(3000 frame/sec), Fuel delivery(31mg/st), Injection timing(BTDC 22°C CA), Scavenging pressure(106.4kPa), Scavenging temperature(50°C)

Fig. 9 High speed flame photographs of each combustion chamber in scavenging pressure, 106.4kPa and scavenging temperature, 50°C

분을 캐비티 내에서만 국소적으로 발달하는 화염피를 형성하고 있다. 이에 비하여 re-entrant type의 경우에는 TDC에 이르러 캐비티로부터 화염분출은 일어나고 있으나 분출력이 약해 화염은 활성화되지 못하고 캐비티 주변에서만 형성되거나, 실린더 벽면에 충돌한 일부의 연료로 인해 열은 화염이 실린더 벽면 주위에 분포되어 있다. 소기온도가 30℃ 상승되었을 경우, 본 실험에서 사용한 기관의 압축비(15.3)에 있어서 압축온도 상승을 구해보면 약 70~80℃에 이른다. 소기온도의 상승은 채적효율을 감소시키며, 여기에 더하여 압축온도의 과도한 상승은 공기의 점성을 커지게 하여 스웰이나 스퀴시의 감쇠를 증대시킨다. 그 결과 cylindrical type의 연소실처럼 스퀴시의 강도가 떨어지는 연소실의 경우는 급기온도가 상승될 경우 급기밀도의 저하와 더불어 공기유동마저 감소되어 극도로 불량한 연소상태에 이르게 되므로 급기의 냉각이 무엇보다도 중요하다고 생각된다. re-entrant type 연소실의 경우에는 소기온도가 20℃일 때와 거의 유사한 형태로 화염이 발달하고 있으나 화염의 진행이 다소 늦어짐을 볼 수 있으므로 후연소기간이 약간 길어질 것으로 생각된다. 이와 같이 소기온도가 높아지면 착화지연기간은 짧아지나 착화 이후부터 연소 종료 시까지 걸리는 시간은 공기유동이나 공기 밀도의 저하 등으로 길어지게 되므로 연료소비율이 높아지고 기관효율이 저하될 것이 분명하다.

4. 결론

본 연구에서는 가시화시킨 2행정 디젤기관에 비교적 스퀴시의 형성이 용이한 cylindrical type의 연소실과 re-entrant type의 연소실을 사용하여 소기압력과 소기온도의 변화가 연소과정에 미치는 영향을 연소실별로 화상해석하였다. 그 결과를 요약하면 아래와 같다.

- 1) 소기압력이 낮은 경우에는 캐비티의 형상 차이가 연소과정에 미치는 영향이 미미하다.
- 2) 2행정기관의 경우, 소기압력이 높아지면 스웰의 강도도 커지게 되므로 화염이 실린더 벽면으로 흘러가지 않고 중심부로 집중되어 연소되는 경향을 보인다.

- 3) 소기압력이 높아지면 캐비티 형상에 따른 연소과정의 차이가 현저히 커진다. re-entrant type처럼 스퀴시의 효과가 한층 강조된 연소실의 경우에는 캐비티로부터의 화염분출시기는 약간 지연되나, 분출력이 강하고 분출 이후의 연소과정이 매우 양호하여 팽창행정 중에도 높은 연소압이 지속되었다.

- 4) 소기온도가 높아지면 압축온도의 상승으로 이어져 공기의 점성 증대로 인한 유동 감소가 커지게 되어 연소기간이 길어지고 연료소비율의 악화가 우려된다. 따라서 스퀴시의 효과가 강조될 수 있는 형상의 연소실이 유리하다.

- 5) 소기압력은 낮고 소기온도가 높을 경우에는 화염의 발달이 극도로 악화되므로 cylindrical type의 연소실처럼 스퀴시의 강도가 떨어지는 형상의 연소실인 경우, 급기의 냉각이 무엇보다도 중요하다.

References

- 1) P. Gaillard, M. Hedna, "Performance Development of the First European Heavy Duty Diesel Engine Equipped with Full Electronic High Injection Pressure Common Rail System" SAE 2000-01-1821, 2000.
- 2) C. Beatrice, C. Bertoli, N. Del Giacomo, P. Massoli, M.na. Migliaccio, "Combustion Behavior Analysis in Transparent Research Engine Equipped with a Common Rail Diesel Injection System" SAE 2000-01-1825, 2000.
- 3) I. S. Kim, S. Goto, "The Prediction of Autoignition in a DME Direct Injection Diesel Engine" SAE 2000-01-1827, 2000.
- 4) Y. F. Li, L. Li, J. F. Xu, X. H. Gong, S. L. Liu, S. D. Xu, "Effects of Combination and Orientation of Intake Ports on Swirl Motion in Four-Valve D.I. Diesel Engines" SAE 2000-01-1823, 2000.
- 5) T. Hashizume, H. Akagawa, K. Tsujimura, "Emission Reduction Using Multiple Stage Diesel Combustion" The 14th Internal Combustion Engine Symposium, Japan, pp.259-264, 1997.

- 6) T. Seko, E. Kuroda, Y. Hamano, "Methanol Lean Burn in an Auto-Ignition D.I. Engine" SAE 980531, 1998.
- 7) S. Dumitrescu, P. G. Hill, G. Li, P. Ouellette, "Effects of Injection Changes on Efficiency and Emissions of a Diesel Engine Fueled by Direct Injection of Natural Gas" SAE 2000-01-1805, 2000.
- 8) T. Shudo, H. Takeyama, W. Z. Li, H. Ogawa, N. Miyamoto, "Combustion and Emission in a D.I. Stratified Charge Engine" The 11th Internal Combustion Engine Symposium, Japan, pp.151-156, 1993.
- 9) M. Konno, H. Ohta, T. Chikahisa, T. Murayama, "Reduction of NOx and Smoke by Rich Burn and High Turbulence Combustion in D.I. Diesel Engines." The 11th Internal Combustion Engine Symposium, Japan, pp.49-54, 1993.
- 10) H. C. Park, Y. J. Lee, Y. D. Pyo, M. H. Kim, "Engine Performance and Exhaust Emissions of Conventional D.I. Diesel Engine Operated with DME-Diesel Blended Fuel" Autumn Conference Proceeding of the KSAE, pp.393- 399, 2001.
- 11) J. C. Bang, M. Ohta, "The Effect of Air and Spray Turbulence in a D.I. Diesel Engine on the Flame Progress" Transactions of the KSME, Vol.11, No.6, pp.44-52, 1987.
- 12) J. C. Bang, M. Ohta, "The Effect of Air and Spray Turbulence in a D.I. Diesel Engine on the Flame Progress(2)" Transactions of the KSME, Vol.19, No.11, pp.3054-3062, 1995.
- 13) J. C. Bang, M. Ohta, "Fundamental Experiments of a Compression Ignition Engine Using Gaseous Fuel" Transactions of the KSAE, Vol.4, No.2, pp. 147-157, 1996.
- 14) H. G. Lee, J. C. Bang, "A Study on Combustion Process of Diesel Engine by Image Analysis" Transactions of the KSAE, Vol.9, No.1, pp.94-101, 2001.
- 15) W. W. Pulkrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, pp.197, Prentice Hall, 2000.
- 16) 長尾不二夫, 內燃機關講義(上), p.121, 養賢堂, 1975.
- 17) 長尾不二夫, 內燃機關講義(上), pp.283- 287, 養賢堂, 1975.