

연소실 형상비가 디젤기관의 연소특성에 미치는 영향

Effects of Aspect Ratio on Combustion Characteristics in Diesel Engine

권순익* 권준박** 김형섭***

S. I. Kwon, J. B. Kwon, H. S. Kim

ABSTRACT

The effect of reentrant type bowl geometry on combustion characteristics was investigated in a D.I. diesel engine. The main factor was the aspect ratio (Bowl Diameter / Bowl Depth) of bowl of combustion chamber, and the cylinder pressure, engine performance and emissions of the engine using the 4 kinds of the combustion chamber were measured. Also, the combustion characteristics compared of the experimented and the calculated values which is used by the Hiroyasu's combustion model. The results are as follows; The effect of d_c/H on ignition delay period are small. The smoke is correlated to the heat release of the premixed and the diffusion combustion, i.g, the smoke decreased by decreasing the premixed combustion or increasing the diffusion combustion on cumulative heat release. The premixed combustion process has more effect than the diffusion combustion on smoke. The formal tendency of d_c/H on engine performance has not appear.

Key words : Reentrant Type Bowl(리엔트런트형 연소실), Ignition Delay Period(착화지연기간)
D. I. Diesel Engine(직접분사식디젤기관), Rate of Heat Release(열발생율),
Bowl Diameter / Bowl Depth (d_c/H , 연소실 형상비), Smoke(매연)

1. 서론

디젤 기관의 연소에 미치는 중요한 인자로서 공기유동의 강도, 연료의 분사방법 및 연소실 형상 3가지로 크게 나눌 수 있다. 그 중 연소실은 극히 중요한 위치를 점하고 있으며, 그 형상에 의해 스웰과 연료분무의 분포에도 큰 영향을 주어 직접분사식 디젤기관의 연소를 제어하며, 결과적으로 기관의 출력, 배기배출물 및 소음에 상당한 영향을 미치고 있다.

직접분사식 디젤기관의 연소실은 반구형, 중

양돌기부가 있는 접시형 등 여러 가지가 있으나, 최근에는 연소실 bowl의 상부와 하부의 직경이 같은 토로이달(toroidal) 식과 하부의 직경이 큰 리엔트런트(reentrant)식이 주류를 이루고 있다. 토로이달식은 연소실내의 공기유동이 작아 고압분사에 유리한 반면, 리엔트런트식은 공기유동이 상대적으로 연소후반까지 지속되어 분사시기에 별로 영향을 받지 않는 장점을 가지고 있으나, 최근에는 배기배출물에 대한 규제가 점차 강화되면서 최적의 연소상태와 규제만족을 위해 공기유동 및 분사계의 개선과 더불어 연소실형상도 기존의 것을 약간 개량한 형태나 전혀 새로운 형상의 연소실을 고안하여 실제기관에 적용하고 있다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾. 그

* 정회원, 두원공과대학 기계과
** 정회원 대림대학 메카트로닉스과
*** 정회원, 아주대학교 공대 기계 및 산업공학부

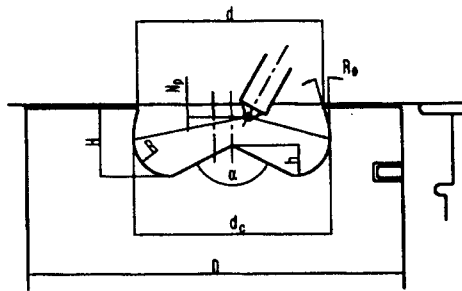
러나, 분무와 공기유동에 영향을 미치며, 연소실 개발에 중요한 데이터 베이스가 될 연소실 벽면각도, 중앙돌기부 높이, bowl 상·하부 직경 비등의 각 부분에 대한 효과파악⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾은 그다지 알려지 있지 않다.

이에 본 연구는 이러한 연소실 형상에 대해 리엔트런트형 연소실을 이용하여 연소실 bowl의 직경과 깊이의 비 즉, 연소실 형상비를 중점적으로 변경하여, 그 변화가 디젤기관의 출력, 배기배출물, 연소압력 및 착화지연기간등 연소특성에 어떤 영향을 미치는가에 대해 조사하며, 또한 Hiroyasu⁽⁸⁾ 등이 분무의 형태를 양파모형을 이용하여 개발한 연소 시뮬레이션 프로그램을 통해 비교 검증하여 연소실 개발에의 기본적인 자료를 제공하고자 한다.

2. 연소 특성에 미치는 연소실 형상의 주요인자

2.1 연소실형상의 설계인자

디젤기관의 연소실 설계시 고려되는 주요 인자들에 대한 정의를 Fig. 1에 나타내었다.



D : Piston diameter N_b : Nozzle protrusion
 H : Bowl depth R : Bowl lower radius
 d : Bowl lower diameter R_b : Reentrant angle
 d_c : Bowl upper diameter a : Cupola angle of bowl center
 h : Cupola height of bowl center

Fig. 1 Definition of bowl geometry

2.2 연소실의 형상

연소실에 관한 각종 설계인자의 설정은 설계자에 따라 약간씩 정의가 다르나⁽³⁾⁽⁵⁾⁽⁹⁾, 각종 설계인자로서 난류에 영향을 미치는 d_c/H , 스윙과 스퀴시에 영향을 미치는 d/d_c (reentrant

ratio)와 리엔트런트 각도 θ , 스윙에 영향을 주는 d_c/D , 또한 연소실내의 공기이용율에 영향을 미치는 V_b/V_c (k-factor⁽⁶⁾)등을 들 수 있다.

본 연구에서는 bowl의 하부지름 (d_c)과 깊이 (H)에 주안을 두고 고찰하였다. 본 실험에 이용된 4종의 연소실은 압축비를 17.7 ± 0.2 로, 각 연소실의 용적비(연소실체적/전체 간극체적)는 약 72%로 동일하게 한 상태에서 bowl의 하부지름과 깊이를 변경시켰다. 상세 변경인자를 Table 1에, 또 변경된 각 연소실의 형상을 Fig. 2에 나타내었다.

Table 1 Test Parameters

Item	Parameters & Conditions				
Bowl (d _c /H)	Type	A1	A2	A3	A4
	d _c	52.0mm	52.0mm	54.5mm	58.5mm
	H	21.0mm	19.1mm	19.1mm	18.5mm
	d _c /H	2.5	2.7	2.85	3.15
	d _c /D	0.5	0.5	0.524	0.563
Reentrant Angle(θ)	15 deg.				
Nozzle Diameter	$\phi 0.30\text{mm} \times 5$				
Engine Revolution	1400, 2200, 3400 rpm				

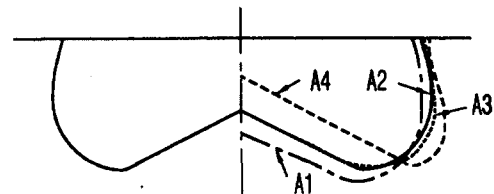


Fig. 2 Comparison of bowl geometry for different aspect ratio (d_c/H)

3. 시뮬레이션 모델의 개요

본 연구에 이용한 시뮬레이션 모델은 Hiroyasu 등이 분무의 형태를 양파모형을 이용하여 개발한 것으로⁽⁷⁾ 열발생 모델과 배기생성 모델로 구성된다. 중발량과 열발생율을 계산하는 열발생 모델은 Fig. 3(a)에 나타낸 것처럼 노즐로부터 분출된 분무에, 이후에 분사된 분무의 추월이 없다는 가정하에서 분무를 시간적, 공간적으로 많은 요소로 분할한다. 이러한 요소는 실험적으로 구한 도달거리의 식⁽¹⁰⁾ 등에 준하여 이동한다. 이 이동과정에서는 각 요소

의 운동량이 보존되어 각요소의 속도 감쇄율에 비례하여 주위에서 공기를 도입한다고 생각한다. 공기와 혼합한 분무는 증발을 시작하여 어느 착화지연시간이 지난 뒤에 착화한다.

Fig. 3(b)는 하나의 요소에 대한 연소과정의 설명도를 나타낸 것이다. 노즐부근의 연료분사 직후의 요소에는 많은 미세한 연료 액적이 있으며, 노즐에서 떨어짐에 따라 공기가 도입되어 증발이 일어난다⁽¹¹⁾. 따라서 요소내에서는 액체연료, 연료증기 그리고 공기가 존재하고 있다. 분사 후, 어느 정도 시간이 경과하면 착화하나, 착화와 동시에 요소가 팽창하여 더욱 새로운 공기가 도입되어 증발이 진행되고 연소가 계속된다. 요소 내에서의 연소는 요소내의 공기와 연료증기와의 양적인 관계에 의해 진행된다. 즉, 요소내부가 공기과잉의 경우에는 증발에 의해 지배를 받고, 공기부족의 경우에는 공기도입에 의해 지배를 받아 연소가 진행된다. 각 요소에서 연소하는 연료의 증발량을 종합함으로써 연소실 내에서의 열발생률을 계산할 수 있으며, 열발생률로부터 실린더내의 압력과 온도를 구할수 있다.

NO_x와 smoke를 계산하는 배기생성 모델은 열발생 모델에서 구한 각 요소의 온도변화, 연료증기량, 연소가스량, 공기량을 기준으로 평형 계산에 의해 연소가스 조성을 계산한다.

시뮬레이션 모델에서 연소실 형상 변화는 연

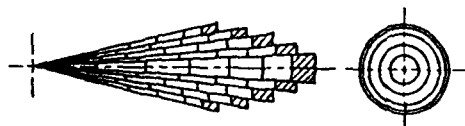


Fig. 3(a) Divided package of a spray

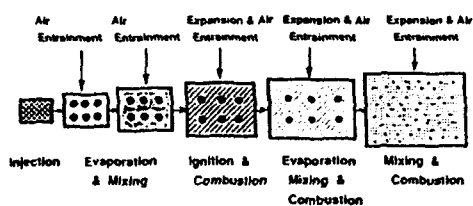


Fig. 3(b) Air fuel mixing process within each package

료 분사 후, 착화 전과 착화후에 분무내에 도입되는 공기도입량을 변화시켜 착화지연시간과 최고압력값을 실험값과 일치시키는 방법을 적용·계산하였다.

단, NO 배출량은 확대 Zeldovich기구에 의한 비평형계산으로부터 구할 수 있다. 또 그을음(soot) 배출량은 요소내의 연료증기에서의 1차 반응에 의한 생성과 요소와의 2차반응에 의한 재연소를 생각하여 계산한다.

4. 실험장치 및 방법

실험에 사용된 기관은 직경 104mm, 행정 105mm의 단기통 직접 분사식 디젤 기관이며, 그 주요 제원을 Table 2에 나타낸다.

Table 2 Specification of Test Engine

Item	Specification
Engine type	4cycle single cylinder D.I. diesel engine
Bore × Stroke	104 × 105 mm
Swept volume	0.892 l
Injection pump	A - type
Plunger diameter	9.5 mm
Nozzle opening pressure	21.6 MPa
Rated power / Speed	19.6 PS / 3400 rpm

실험은 실험 조건에 따라 변경 제작한 연소실을 설치한 기관을 사용하여, 냉각수 및 오일 온도를 80±3℃, 흡기 압력 -350mmH₂O/3400rpm, 배기 압력 150mmHg/3400rpm의 상태로 유지하며, 기관 회전 속도를 1400, 2200, 3400rpm으로 변경하면서 부분 부하 혹은 전 부하 상태에서의 기관 성능, 배출물 특성, 연소 압력과 착화 지연 시간 등과 같은 연소 특성 등을 동력계와 각종 계측 장비들을 이용하여 측정하였다.

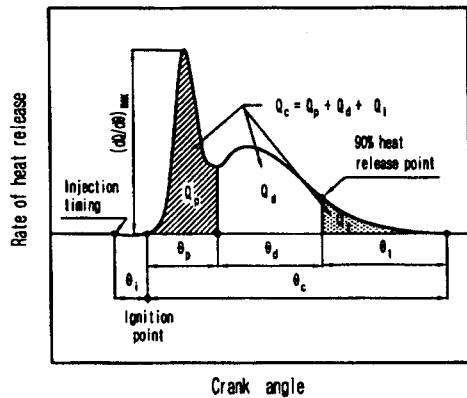
연소 압력은 피에조식 압력 변환기(AVL, QC32C-E)로서 측정한 후, 80사이클의 평균값으로 나타내었다.

배기 배출물의 측정은 배기 포트로부터 2.5m 후방에 샘플링 프로브(sampling probe)를 삽입하여 가스를 추출한 후 분석하였다. NO_x분석

을 위해서는 화학 발생식 NO_x 측정기(Horiba, CLA-53), CO 분석은 비분산형 적외분석식 CO 측정기(Horiba, AIA-23A, S), THC 분석은 수소염 이온화 검출식 THC 측정기(Horiba, MEXA-1120 TF1-H), 스모크 측정은 보쉬식 스모크 미터(Zexel)를 이용하였다.

5. 실험결과 및 고찰

실험 결과를 분석하기 위하여 디젤 기관의 열발생을 곡선에서 다음과 같이 변수를 정의하였다. 연료가 분사된 후 열발생율이 “-”에서 “0”이 되는 점을 착화점으로 보고 연료분사 시점에서 착화점까지의 크랭크 각을 착화지연기간(θ_i), 착화지연 기간동안 분사된 연료와 공기의 예혼합에 의해 급격 연소가 일어나는 구간을 예혼합 연소기간(θ_p), 또 예혼합 연소기간 동안의 열발생량을 예혼합 열발생량(Q_p), 열발생율의 최대값을 최대 열발생율($(dQ/d\theta)_{max}$)로 하였다. 상세한 정의물 Fig. 4에 나타낸다.



- θ_c : Duration of combustion Q_c : Cumulative heat release in combustion duration
- θ_p : Duration of pre-mixed combustion Q_p : Cumulative heat release in pre-mixed combustion
- θ_d : Duration of diffusion combustion Q_d : Cumulative heat release in diffusion combustion
- θ_t : Duration of tail of combustion Q_t : Cumulative heat release in tail of combustion
- θ_i : Ignition delay period

Fig. 4 Typical rate of heat release diagram

5.1 연소실 형상비와 연소특성

연소실의 bowl 하부 지름(d_c)과 bowl 깊이(H)의 비, 즉 연소실 형상비($R_a = d_c/H$)의 변경을 위해 사용된 4종류의 연소실에 대한 표면적, 리엔트런트 비 및 압축비의 변화를 Fig. 5에 나타낸다.

연소실 형상비를 변경하기 위해 bowl 하부 지름과 bowl의 깊이를 변경하면 압축비가 변화하는데, 이는 착화지연기간에 직접적인 영향을 미쳐 기관 성과 연소 및 배기 배출물 특성에 영향을 미치게 될 것으로 예상되어 본 연구의 목적상 연소실 형상비의 영향만을 고찰하기 위하여 다른 부분의 치수를 조절하여 압축비를 17.7 ± 0.2 로 오차 0.4의 범위에 들 수 있도록 각각의 연소실을 제작하였다. 또, 각 연소실의 체적비(연소실 체적/전체 간극 체적)는 약 72%, 리엔트런트 비(d/d_c)는 약 0.94로 거의 동일하게 유지할 수 있도록 각 부분의 치수를 조정하였다.

연소실 형상비 변화에 따른 압축 압력의 차이는 저속영역에서는 거의 없으나 고속영역에서는 1 bar의 차이를 나타낸다. 또 연소실의 형상은 연소실 형상비가 커질수록 shallow bowl

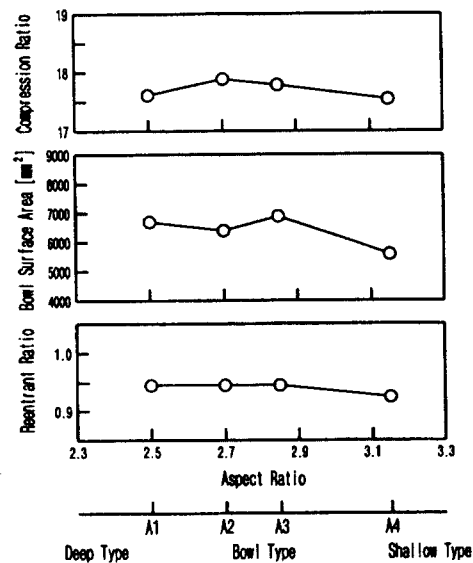


Fig. 5 Effect of aspect ratio on bowl specification

dish type에 가깝고, 형상비가 작을수록 deep bowl dish type에 가깝다.

Fig. 6은 기관 회전 속도 2200rpm, 전부하 상태에서 연소압력곡선과 실린더내의 가스 평균온도 및 열발생율을 연소실 형상비 2.5와 2.85에 대해 비교한 것으로 실린더내의 최고 압력은 형상비 2.5가 높게 나타나고 있다.

Fig. 7은 연소실 형상비 변화에 따른 열발생량의 변화, Fig. 8은 기관 회전속도 1400, 2200rpm에서 연소 특성을 분석 나타낸 것이다.

총 열발생량 Q_c 와 예혼합 열발생량 Q_p 는 형상비 2.85를 전후로 증가하는 경향을 나타내고 있다. 또 연료분사 시작점에서 열발생이 시작되는 상사점 부근까지의 착화 지연 기간은 거의 변화가 없으며, 예혼합 연소 기간 θ_p 도 거의 일정함을 나타내고 있다.

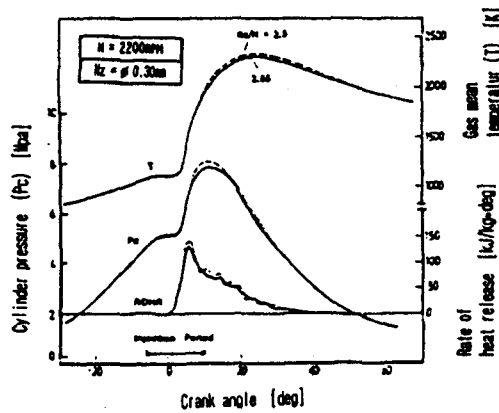


Fig. 6 Comparison of combustion characteristics for $dc/H = 2.5$ and 2.85

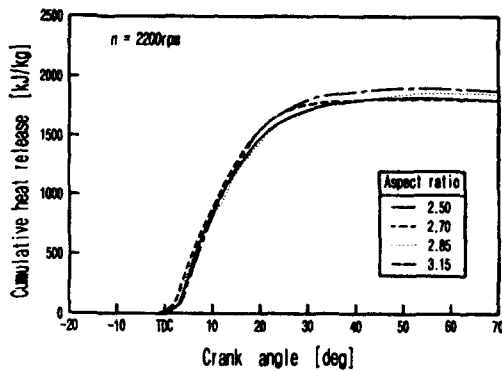


Fig. 7 Effect of aspect ratio on cumulative heat release at 2200rpm

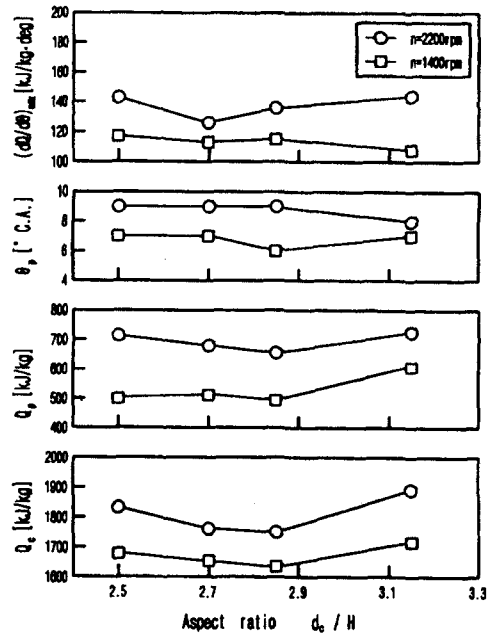


Fig. 8 Effect of aspect ratio on combustion characteristics

Fig. 9는 기관 회전속도 2200rpm, 전부하 상태의 연소실 형상비 변화에 따른 기관 성능과 연소 특성을 나타낸다. 형상비 2.85까지는 형상비의 증가에 따라 연료 소비율은 약간 감소하는 경향을 나타내다가 그 이후로는 증가하지만 그 변화량은 최대 2.1%정도로 작게 나타났다.

스모크 농도는 형상비 2.7일 때 가장 악화되고 그 이후로는 형상비 증가에 따라 점차 좋아지며, 이를 90% 열발생 시점과 비교해보면, 이 시점이 빠를수록 스모크는 악화되는 경향을 보이고 있다. 착화지연기간은 형상비의 증가에 따라 조금씩 증가하지만 그 값은 미미하여 절대 시간을 기준으로 생각하면 거의 일정하다고 생각할 수 있으며, 또, 형상비 증가에 따른 공기 과잉율의 증가는 출력 향상에 따라 연료소비율이 저감되는 경향으로 나타난 것으로 생각할 수 있다.

Fig. 10은 기관 회전 속도 1400, 2200rpm에서의 형상비 변화에 따른 연소실내 평균 최고 압력과 최고온도의 변화 및 각각의 최고점의 시점을 나타낸다. 형상비 변화에 따른 연소실내의 최고압력은 큰 변화가 없으며, 전체적으

로 연소실 표면적이 작은 형상비 2.7일 때의 압축비가 가장 높아 그 결과 연소실 최고온도도 높게 나타나고 있다. 이는 높은 압축비에 의해 형성된 연소실 내의 가스 온도가 연소실

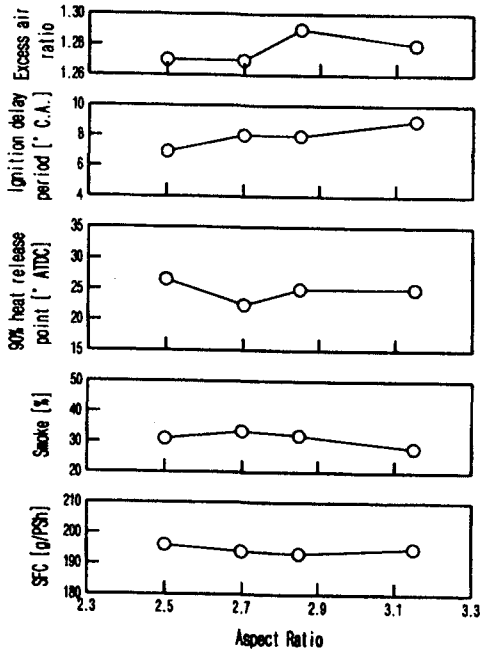


Fig. 9 Effect of aspect ratio on performance and combustion characteristics at 2200rpm

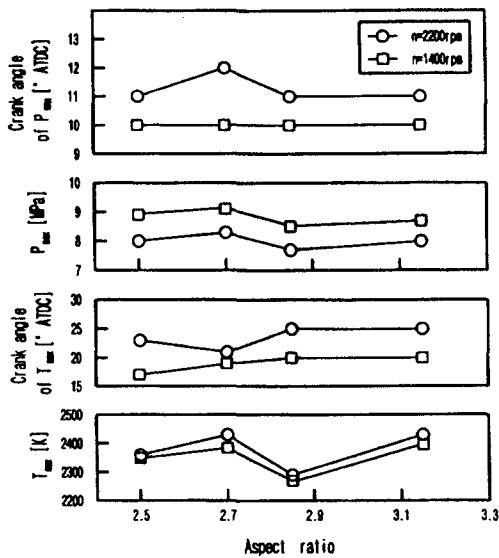


Fig. 10 Effect of aspect ratio on maximum cylinder pressure and temperature

표면적이 적음에 따라 열손실이 상대적으로 적어 압축압력이 높아진 것으로 생각할 수 있다.

5.2 시뮬레이션 결과와 실험 결과의 비교

본 연구에 적용된 실험 기관에 대해 시뮬레이션 모델을 이용하여 계산한 결과와 실험결과를 비교하였다. 계산은 실험조건과 같이 하였으며, 계산에 필요한 연료의 분사율 형태는 실험에서 측정된 값을 대입하여 계산하였다.

Fig. 11은 연소실 형상비 2.85때의 실린더내의 압력과 열발생율의 계산결과와 실험결과를 나타낸다. 그림에서 실린더내 압력 및 열발생율 모두 양호하게 일치하고 있다.

Fig. 12는 연소실 형상비 변경에 따른 연료 소비율에 대한 계산결과와 실험결과를 나타낸 것인데, 기관 회전수 1400rpm, 전부하상태에서의 연료소비율은 형상비 2.5와 2.85에서 그 절대값이 잘 일치하고 있으며, 형상비 2.5에서는 4.5%, 형상비 3.15에서는 약 8%의 차를 나타내고 있다.

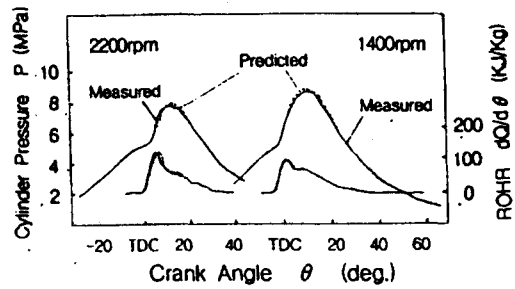


Fig. 11 Comparison of calculated and experimented on cylinder pressure and ROHR

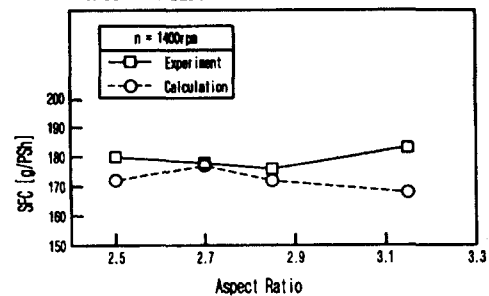


Fig. 12 Comparison of calculated and experimented on SFC

Fig. 13은 1400rpm에서 연소실 형상비 변경에 따른 NO_x와 soot 배출량을 계산에 의해 구한 것으로 NO_x의 경우는 형상비가 2.85일 때 그 배출량이 가장 적으며, soot는 형상비 2.5일 때 가장 양호함을 알 수 있다.

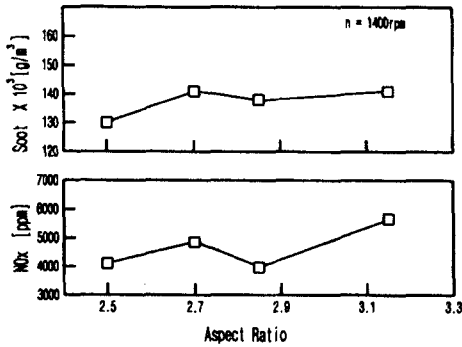


Fig. 13 Calculated values on emission

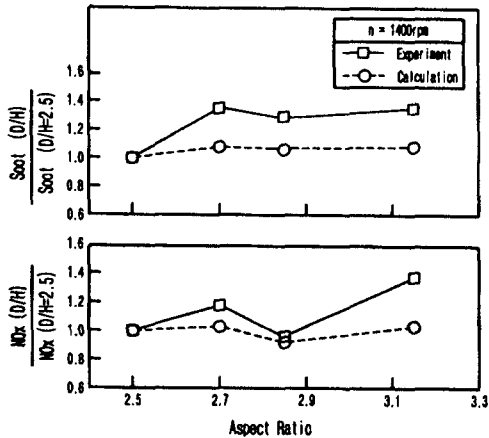


Fig. 14 Comparison of calculated and experimented on SFC

연소실 형상비 2.5를 기준으로 할 때의 각 형상비에 따른 NO_x와 soot의 변화를 Fig. 14에 실험과 계산의 결과치로서 비교하였다. NO_x는 측정방법의 차이에 의한 그 절대값은 다르나, 각 형상비 상호간의 변화폭 및 경향이 잘 일치하고 있다. Soot의 경우 운전조건 1400rpm, 전부하 상태에서 실험은 스모크농도로, 계산은 중량으로 하여 비교하였으며 형상비변화에 따른 변화는 비슷한 경향을 나타내고 있다.

이상의 결과를 종합해보면 착화지연기간은 연소실 형상비의 변화에 거의 영향을 받지 않

음을 알 수 있으며, 이는 착화지연기간이 연소실의 온도와 압력 그리고 벽면 충돌의 유무에 영향을 받는다는 연구 결과⁽¹²⁾도 있으나, 본 연구의 실험 범위에서는 연소실 형상비의 변화에 따른 압축비의 변화를 약 0.4정도로 적게 하였기 때문에 생각된다. 따라서 연소실 형상비의 변화는 착화 조건에는 거의 영향을 미치지 않은 것으로 판단할 수 있다. 그러나 형상비의 변화에 따라 기관 성능과 배출물 특성이 다르게 나타난 것으로 보아 형상비의 변화는 착화 이후의 연소 상태에 영향을 미친다고 볼 수 있다.

한편, 연소실형상비 변화에 따른 기관성능과 연소 및 배기 배출물 특성은 일정한 경향은 나타내지 않으나, 이는 연소실 형상비와 연소실 개구비(開口比, d_c/D)가 작을수록 상사점 간극(top clearance)부의 공기가 bowl내로 흐르는 스퀴시가 커지게 되는데, 회전속도가 상승하면 스퀴시류의 감쇄율이 크게 되므로 동일 스웰비에서는 스웰의 원심력이 커서 스퀴시의 효과를 방해하게 된다는 Kitamura등⁽¹³⁾의 실험 결과와 비교해 볼 때, 본 연구의 결과도 같은 맥락으로 이해할 수 있다. 따라서 연소실 형상비와 스웰비 사이에는 최적값이 존재한다고 생각할 수 있으며 연소실 설계시에는 이를 잘 고려하여 형상비를 결정하여야 한다고 생각한다. 전반적으로 연소실 형상비 변화에 따른 성능 및 연소 특성에 어느 일정한 경향은 보이지 않으나 본 실험 조건에서는 연비와 배출물 측면에서 연소실 형상비가 2.85일 경우가 가장 양호한 연소 상태를 보인 것으로 판단된다. 이는 형상비 2.85의 경우가 초기 열발생량이 적어 연소 최고 압력이 낮아짐에 따라 저감효과와 분무가 벽면을 따라 흐르면서 중발된 분무내로의 공기 유입이 다른 형상에 비해 좋기 때문인 것으로 생각된다.

5.3 열발생 특성과 스모크 농도의 관계

연소실 형상 변경에 대한 열발생 특성과 스모크 농도와의 관계를 Fig. 15, 16에 나타낸다. 예혼합 열발생량과 스모크 농도는 서로 비례적인 관계를 보이지만, 확산 연소 기간 동안의

열발생량은 증가할수록 스모크 농도는 감소하는 경향을 나타낸다.

이는 연소초기의 산소부족 상태에서 연료분자

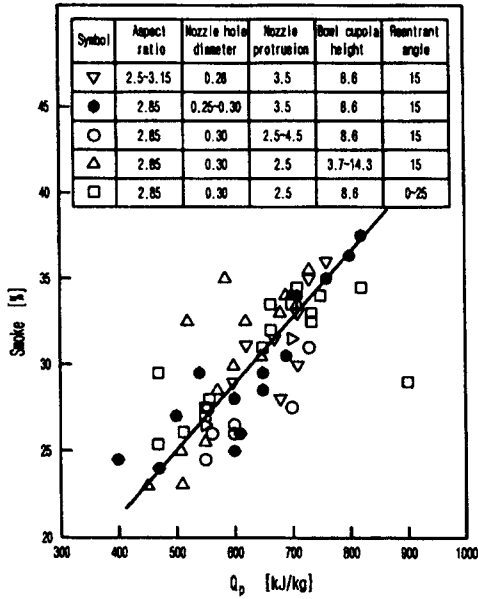


Fig. 15 Relation of the cumulative heat release of premixed combustion and smoke level

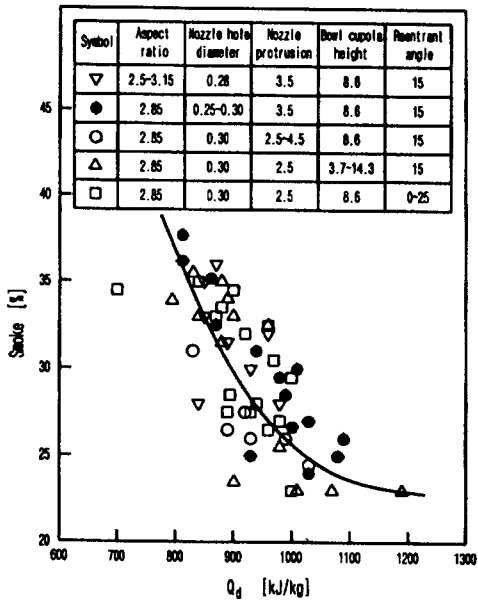


Fig. 16 Relation of the cumulative heat release of diffusion combustion and smoke level

가 열분해에 의해 탈수소 반응을 일으켜 미립자의 핵을 생성시키며 이 핵이 응집, 합체되어 그을음이 발생하는데, 결국 연료의 열분해에 대해 주위 공기의 확산이 미치지 못하여 다량의 그을음이 발생함을 의미하나, 연소후기에 화염중의 공기도입에 의해 재연소를 일으켜 스모크는 급속히 감소되는 것으로 생각된다⁽¹⁴⁾.

예혼합 연소기간과 확산연소기간중의 열발생량을 합한 값에 대한 스모크 농도의 변화를 Fig. 17에 나타낸다. Fig. 15과 Fig. 16에서 예혼합 연소기간중에 발생한 스모크는 확산연소기간중에 저감되고 있으나, 두 기간중에 발생한 총 열발생량으로 살펴본 Fig. 17에서는 스모크가 증가하고 있다. 따라서 스모크 발생에 미치는 영향은 확산연소보다 예혼합 연소가 더 큰 것이라 할 수 있다.

이상의 결과에서 스모크 농도는 대부분의 연소가 일어나는 시점인 90% 열발생 시점까지의 기간과 확산 연소 기간 동안의 연소율 및 열발생량과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있으며, 산소부족에 의한 스모크 발생을 감소시키기 위

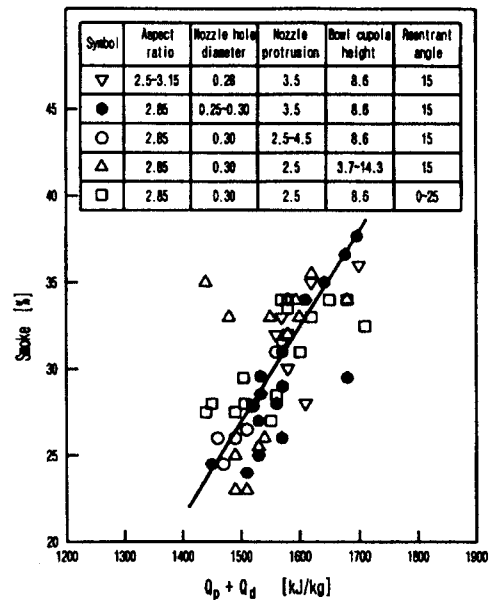


Fig. 17 Relation of the cumulative heat release of premixed and diffusion combustion and smoke level

해서는 예혼합 열발생량은 감소시키고, 확산 연소 기간 동안의 열발생량을 증가시켜 연소 후기에 공기도입을 확산 시켜야 할 것으로 생각된다.

6. 결론

직접 분사식 디젤 기관의 주요 연소실 설계 인자들 중, 형상비를 변경하였을 경우 이들이 디젤 기관의 기관 성능과 연소 및 배출물 특성에 미치는 효과를 실험과 계산을 통해 규명한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 연소실 형상비의 변화는 착화지연기간에 거의 영향을 미치지 않은 것으로 보아 착화 조건에는 영향을 미치지 않고 착화 후의 연소 특성에 주로 영향을 미치는 인자라 생각된다.
- 2) 형상비 변경에 관계없이 예혼합 열발생량을 감소시킬수록, 또 확산 열발생량을 증가시킬수록 스모크 농도는 감소한다.
- 3) 스모크의 발생은 확산연소보다 예혼합 연소에 더 큰 영향을 받는다.
- 4) 연소실 형상비 변화에 따른 기관 성능 및 배출물 특성은 일정한 경향을 보이지 않고 각 연소 조건에 따라 형상비의 최적치가 존재한다.
- 5) 본 연구의 범위내에서는 초기 열발생량이 적고 확산연소기간 중의 열발생량이 많게 되는 연소실 형상비 2.85의 경우가 배기 배출물과 연비 측면에서 가장 우수하였다.

후기

본 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 공모 과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

Reference

1. D. M. Doyle, "Direct Injection Combustion Principles and Practice for Low Emissions", 19th International Congress on

Combustion Engines(CIMAC), 1991

2. N. Yanagisawa and T. Takatsuki, "Combustion Chamber for D.I. Diesel Engine", Internal Combustion Engine, Vol. 26, No. 338, pp. 63~68, 1987
3. F. Schweinzer, "Valve Controlled Compression Ignition Engine", U.S Patent No. 4779587, 1988
4. S. Miura, S. Aoki, T. Watanabe and K. Ishigawa, "Combustion Improvement with Cutouts on the Lip of a Reentrant Combustion Chamber in D.I. Diesel Engines", Symposium of SAE of Japan, 924, No. 924121, 1992
5. H. Hiroyasu, S. Yoshigawa, M. Arai and R. Furusawa, "The Effect of Spray Characteristics on Engine Performance in a Small Direct Injection Engine", Transactions of JSME(B), Vol. 54, No. 502, pp. 1522~1525, 1988
6. S. Ishida, R. Kihara and M. Furubayashi, "Development Status of a Small Direct Injection Engine at ISUZU", SAE Paper No. 850068, 1985
7. 권순익, "리엔트린트형 연소실 형상이 디젤 기관의 연소특성에 미치는 영향", 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제3호, pp. 37~45, 1995
8. 広安博之, 角田敏一, 新井雅隆, "直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測 (第1報, 燃焼モデル)", "日本機械学会論文集(B)", 48卷 432号, pp. 1606~1613, 1982
9. S. Daidoji, "The Combustion Chamber Design of Diesel Engine in Theory and Practice", Sankaido, pp. 115~119, 1987
10. H. Hiroyasu and M. Arai, "Fuel Spray Penetration and Spray Angle in Diesel Engines", Transaction of JSAE, Vol. 21, No. 5, 1980
11. H. Imanishi, T. Yoshizaki and H. Hiroyasu, "Simulation Study of Effect of Injection Rate of Profile and Air

- Entertainment Characteristics on D.I. Diesel Combustion", SAE trans. Paper No. 962059, 1996
12. S. I. Kwon, "An Experimental Study on Ignition Delay of Diesel Spray", A Thesis for a Doctorate of Hiroshima Univ., 1990
 13. T. Kitamura and S. Matsuoka, "Development of Slanting Wall-Impingement Type Carpet Roll Combustion System of D.I. Diesel Engine", Transactions of SAE of JAPAN, Vol. 22, No. 1, pp. 33~37, 1991
 14. 宮下直也, 黒木秀雄, "自動車用ディーゼルエンジン", 山海堂, pp. 39~43, 1994