

와류실식 소형 디젤 기관의 연소실 형상이 기관 성능에 미치는 영향(I)

The Effect of Combustion Chamber Shape on the Performance of Swirl Chamber in Diesel Engine (I)

라진홍 · 안수길

J. H. Ra and S. K. Ahn

Key Words : Swirl Combustion Chamber Diesel Engine(와류실식 디젤기관), Jet Passage Area (연락공면적), Jet Passage Angle(연락공 경사각), Piston Top Cavity(피스톤 상부 홈), Injection Timing(분사시기)

Abstract : The purpose of this study is to investigate the performance of swirl combustion chamber diesel engine by changing the jet passage area and its angle, the depth and shape of the piston top cavity(main chamber). The performance of diesel engine with newly changed swirl combustion chamber was tested through the experimental conditions as engine speed, load and injection timing etc. The test results were compared and analyzed. The rate of fuel consumption was affected significantly by the jet passage area at the high speed and load, by the depth of the piston top cavity at the low speed and load. The exhaust smoke density and exhaust gas temperature depended sensitively on variation of the injection timing rather than the shape of the combustion chamber within the experimental conditions.

기호 및 정의

- C : 연락공을 통과하는 유체의 유속 (m/s)
- Cm: 피스톤 평균속도 (m/s)
- F : 피스톤 단면적 (mm²)
- f : 연락공 단면적 (mm²)
- J : 피스톤 상부 홈 깊이 (mm)
- χ : 주연소실에 대한 와류실의 용적비
- α : 연락공의 각도 (degree)
- ϵ : 압축비
- μ : 연락공 유량계수

1. 서론

오늘날 디젤기관은 에너지 절약을 위한 저연비와 환경보호를 위한 저공해성이 절실히 요구되고 있다. 특히, 승용차 또는 농·어업기계에 탑재되고 있는 소형 디젤기관은 저연비 뿐만 아니라 폭넓은 운전 영역에서 배기가스가 무색, 무취이면서 정숙한 운전을 요한다. 이에 대해서는 와류실식 소형 디젤기관이 다른 디젤기관에 비해 유리하다.

와류실식 디젤기관의 연소에 대한 연구는 저공해성을 더욱 개선시키고 더 낮은 연비화를 실현하는 데 있다. 소음, 매연 등의 저공해성과 저연비화를 동시에 실현하기 위해서는 예혼합 연소제어와 확산연소의 촉진이 중요하며, 이를 위해서는 연소실의 형상을 최적 설계하는 것이 선결과제이다. 연

접수일 : 1998년 9월 30일
라진홍 : 부경대학교 탐양호
안수길 : 부경대학교 제어기계공학과

소실 형상은 연소실의 공간영역을 점유하는 연료 분포와 공기 유동과의 상호관계에 의해 좌우된다. 와류실식 연소실의 형상 설계의 경우, 개략적인 설계의 이론식과 반실험식¹⁾이 소개되고 있으나 그 오차의 범위가 크며, 오늘날의 설계기법은 주로 축적된 경험에 의한 시행착오법으로 연소실 형상을 최적화하고 있다^{2, 4)}. 그리고 시뮬레이션에 의한 접근에서도 설계 제작된 연소실내에서의 연소 메커니즘에 대한 현상분석에 한정되어 있다⁵⁾.

한편, 와류실식 연소실 형상의 고유모델화를 시도하고 있는 국내의 경우, 경험적 기술축적이 풍부하지 못하여 설계기술기반이 취약한 실정이다. 그러므로 경험적 시행착오에 의한 설계법에 많이 의존해야 하는 설계 특성상, 연소실 형상을 고유 모델화 하는데 많은 어려움을 겪고 있는 것이 현실이다. 최적 연소실 형상 설계에 있어서, 우선적인 검토방법중의 하나가 설계시 요구되는 사항이 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대한 실험적 평가라 할 수 있다.

본 연구에서는 기존의 와류실식 디젤기관을 표준형으로 하여 성능을 평가한 후, 연소실 설계시 주로 검토되는 사항인 연락공의 면적과 경사각 및 피스톤 상부의 형상에 대해 치수를 변경하여 재설계 제작한 후 성능시험을 하고, 이들이 기관성능에 미치는 영향들을 분석함으로써 최적설계에 필요한 자료를 제공하고자 한다.

2. 와류실식 디젤기관의 연소실형상 최적설계를 위한 고려사항

와류실식 연소실은 예혼합 연소실인 부연소실에 와류유동을 갖도록 부연소실과 외접하는 접선방향으로 연락공을 위치시킨 형상의 연소실을 말한다. 부연소실인 와류실에서는 피스톤의 압축행정시 주연소실로부터 연락공을 통해 와류실로 유입되는 유입공기에 의해 와류유동장이 형성된다. 형성된 와류유동의 운동량 모멘트는 와류실로 분사된 연료의 혼합성을 양호하게 하여 초기연소인 예혼합 연소를 제어함과 동시에 착화된 미연소가스가 연락공을 통하여 주연소실로 분출되게 함으로써 팽창행정시의 확산연소성을 향상시킨다.

Fig. 1은 와류실식 디젤기관의 유해 배출물 저감과 연료 소비율을 개선하기 위한 설계 개념을 나타내고 있다. 유해 배출물과 연료 소비율을 낮추기 위해서는 초기 예혼합 연소과정을 억제하고 확산연소과정을 촉진시켜야 한다. 이를 위해서는 와

류실내의 와류 및 난류의 속도제어, 연락공의 흐름 특성 최적화 그리고 주연소실내의 화염분출 개선 등을 들 수 있다. 이와 관련한 주요 설계 인자로서는 연락공의 통로면적 및 경사각 그리고 와류실 내부 및 피스톤 상부 홈 (cavity)의 형상 등이 있다.

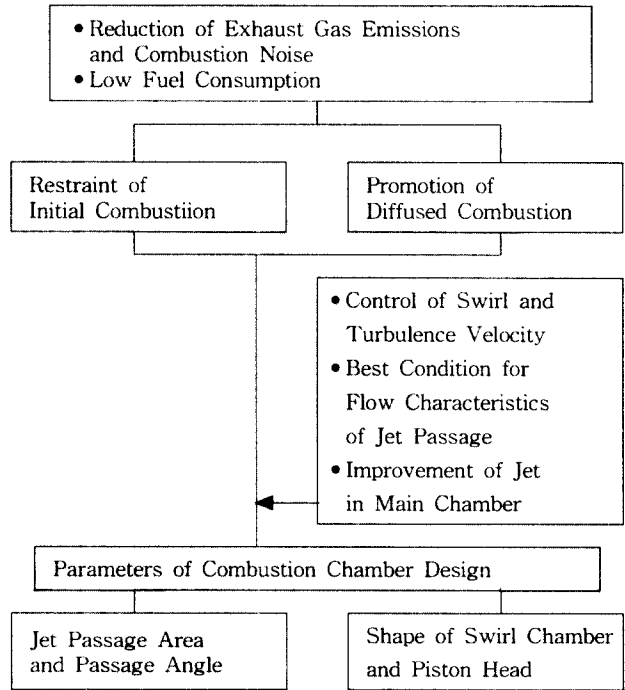


Fig. 1 Concept for low emissions and low fuel consumption

와류실의 와류유동장은 연락공을 통과하는 기체의 유속에 크게 좌우되며 이는 연락공의 면적에 의존한다.

연락공의 면적은 와류실과 주연소실의 운동에너지에 관계하면서 교축에 의한 열손실을 동반하며 기관성능에 매우 민감하다. 연락공의 면적은 다음식과 같이 연속 방정식과 상태방정식으로부터 유도된 반 실험식을 참고하여 산출한다.

$$\mu \left(\frac{f}{F} \right) \left(\frac{\epsilon - 1}{\chi} \right) \left(\frac{C}{C_m} \right) = 180 \quad (1)$$

식(1)의 경우, 연락공 면적 f 또는 피스톤 단면적에 대한 연락공의 면적으로 정의되는 면적비 f/F는 실제 와류실의 연락공에 적용할 수 있는 보편적 유량계수 μ 가 명확하지 않고, 주어진 압축비에서의 와류실 용적비 χ 의 선정에 있어서도 많은 경험적 융통성에 의존할 수 밖에 없다. 그리고 무차원수 C/Cm의 경우, 피스톤 평균속도 Cm은 기

관회전속도에 의존하며 상용출력에서 운전되는 특정 회전수를 지정할 때, 정속기관으로서 그 회전수에 최적의 연락공 면적 f 를 제시할 수 있는 반면, 전 회전수 영역을 만족하는 연락공 면적 f 는 제시할 수 없다는 것을 분명히 하고 있다. 이는 기관회전수에 대응하는 연락공 면적을 가변할 수 있는 제어 가능한 연락공의 설계를 가정할 수 있으나 현실적으로 설계 불가능하다는 것을 말해주고 있다.

식(1)이 이와 같은 한계점들이 있음에도 불구하고 설계시 계산식으로 이용할 수 있는 것은 디젤기관의 출현이후, 현재까지 제작된 기관의 많은 자료에 근거하여 $\mu=0.6$, $C/Cm=923$ 을 적용하였을 때, 식(2)와 같이 되어 실용설계 기준에 부합하기 때문이다

$$\left(\frac{f}{F}\right)\left(\frac{\varepsilon-1}{x}\right) = \frac{180}{0.6 \times 923} = 0.325 \quad (2)$$

한편, 열효율 증대를 위해 연락공내 교축손실을 줄이고 통로 외측으로의 열전달 계수를 감소시키려면 연락공의 면적을 증대시켜야 하나, 와류실내에서의 적절한 혼합기 형성에너지를 보장하고 주연소실 내에서의 확산연소를 촉진하려면 연락공의 면적을 적절하게 감소시켜야 한다. 이러한 상반된 관계에서 와류실내 와류의 강도와 주연소실로의 화염분출 특성을 결정하는 또 다른 인자가 연락공의 경사각이다.

일반적으로 연락공의 경사각은 특정 각도에서 최적치를 가지며, 작을수록 와류실내 선회류의 강도가 증가하나 지나치게 작을 경우 오히려 낮아진다. 이는 유량계수가 경사각에 의존하기 때문이다.

Mataji Tateishi 등²⁾은 피스톤의 운동에 따른 연락공의 유량계수 변화에 대한 실험을 통해서, 피스톤의 압축행정중 와류실로 공기가 유입될 때의 연락공의 유량계수와 팽창행정중 주연소실로 분출될 때의 연락공의 유량계수의 변화를 조사한 결과, 와류실과 연락공과의 경사각은 45° 전후에서, 그리고 주연소실과 연락공과의 경사각은 30° 전후로 했을 때, 압축행정중 와류실로의 선회류 유동특성이 가장 양호하며, 팽창행정중 주연소실로의 화염분출 관통력이 최대가 되어 확산연소를 촉진시킨다고 보고하였다.

와류실의 형상은 완전구형, 유사구형 또는 타원구체형 등의 내부형상이 있다.

Akira Ogawa^{6,7)}등은 원통형 와류실과 타원형 와류실내에서 발포스티로폴 구의 운동상태를 통해

유동장을 해석한 결과, 와류실내의 난류선회류는 안정류와 불안정류가 공존하는 흐름으로서, 3차원적인 난류선회류내에서 이중재순환류들이 발생하며, 이들 이중재순환류는 원통형 와류실보다 타원형 와류실 내에서 더 빠르다는 것을 확인하였다. 이로서 유체의 혼합은 완전구형의 와류실 보다는 유사구형 또는 타원구체 형상의 와류실이 더 촉진된다는 것을 알 수 있다.

피스톤 상부홈의 형상설계의 경우, 압축행정시 피스톤이 상사점에 가까워짐에 따라 피스톤 상부가 연락공 가까이 접근한다. 이 때, 피스톤과 연락공이 이루는 외주부 지역의 면적(fringe area)이 연락공 면적보다 작으면 이의 간섭을 받아 연락공의 유량계수가 급격히 감소한다. 따라서 피스톤 상부 홈(cavity) 설계시에는 이러한 현상을 피할 수 있는 외주부 지역의 면적을 확보하여야 하며, 홈의 형상은 연락공의 각도와 와류실내에서 미연소가스가 주연소실로 분출할 때의 관통력과 분출각도의 형상에 따라 그 깊이와 모양을 경험적으로 설계하여야 한다.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

와류실식 디젤기관의 성능을 평가하기 위하여 실험에 사용된 표준형 기관은 전형적인 와류실식 소형 디젤기관으로 그 제원은 Table 1에 주어져 있으며, 사용된 시험기관의 연소실 형상은 Fig. 2와 같다. 와류실 상부는 구형이고 하부는 밑면이 좁은 컵모양을 하고 있다. 연락공은 경사각 α 가 30°, 통로면적 56.6 mm²이며 연락공 출구측의 주연소실은 그림과 같이 미연가스가 분출할 때, 화염선단면이 접촉되는 부분이 파인 형으로 깊이 3.5 mm이고 표면형상이 사각형이다.

실험장치는 디젤기관을 비롯하여 동력계, 냉각계 그리고 회전수, 출력, 배기가스온도, 연료소비량 및 배기염농도를 측정하는 측정계로 되어 있으며, 이의 계략도는 Fig. 3과 같다.



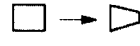


3.2 실험방법

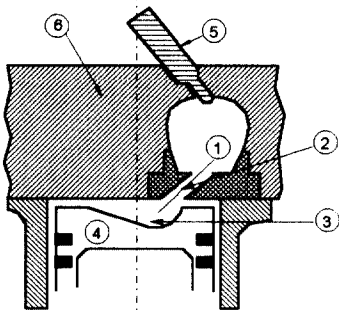
표준 와류실식 디젤기관의 성능을 평가하기 위한 시험은 기관의 회전수를 1400 rpm, 2000 rpm, 2600 rpm으로 고정한 후, 각 회전수에서 전부하영

Table 1 Specifications of test engine

Engine Type		Water Cooled, 4 cycle, 3 cylinder Diesel Engine with Swirl Combustion Chamber	
Piston Displacement (cc)		1794	
Bore × Stroke (mm)		90×94	
Connecting Rod Length (mm)		164	
Max. Output (ps/rpm)		35/2600	
Valve	Intake	I.V.O	22° BTDC
		I.V.C	52° BTDC
Timing	Exhaust	E.V.O	52° BTDC
		E.V.C	22° ATDC

Table 2 Changed dimensions and shape for the combustion chamber

Jet Passage Angle : $\alpha = 30^\circ \rightarrow 25^\circ$	
Jet Passage Area L = 12 → 10, 13.2 (56.6) (46.2) (62.8)	
Shape of Piston Head Cavity: 	
Depth of Piston Cavity: J = 3.5 → 2.4, 5.0	

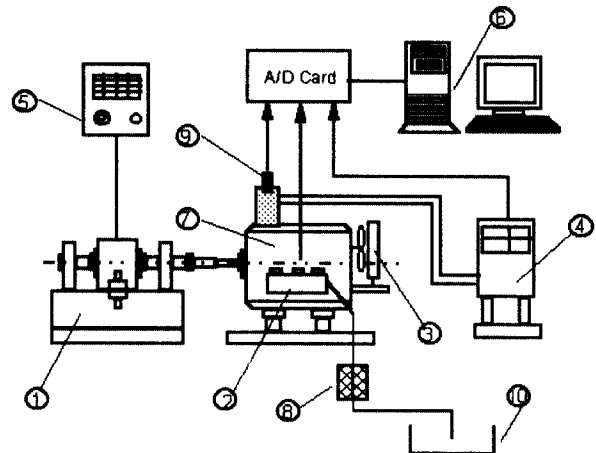


- ① Swirl Chamber
- ② Jet Passage
- ③ Main Chamber
- ④ Piston
- ⑤ Nozzle
- ⑥ Cylinder Head

Fig. 2 Shape of swirl combustion chamber

역에 걸쳐 연료소비율, 배기가스온도 및 배기염농도를 계측하였다. 또한, 분사시기에 따른 성능 최적치를 확인하기 위하여 분사시작점을 23° BTDC에서 20° BTDC, 26° BTDC로 변경한 후 위에 언급한 것과 동일한 방법으로 계측하였다. 계측시에는 각 모우드마다 안전한 운전상태에 도달하여 5분이 경과한 후에 1분 동안의 평균치를 계측값으로 하였다.

표준기관을 시험 계측한 후, 기관성능에 주요한 영향을 미치는 연락공의 면적, 연락공의 경사각도, 주연소실 홈의 깊이 그리고 주연소실의 표면형상(사각형, 사다리꼴형) 등을 Table 2와 같이 설계변



- ① Dynamometer
- ② Injection Pump
- ③ Raditor
- ④ Smoke Meter
- ⑤ Load and rpm Controller
- ⑥ Computer
- ⑦ Test Engine
- ⑧ Fuel Flowmeter
- ⑨ Exhaust Temperature Gauge
- ⑩ Fuel Tank

Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

경하고 이들의 성능 특성을 해석하기 위하여 표준기관의 성능시험과 동일한 방법으로 계측하고 표준기관의 계측결과와 비교 분석하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 표준형 연소실을 갖는 기관의 성능

Fig. 2에서도 알 수 있는 바와 같이 표준형 연소실은 와류실의 형상이 유사구형으로서 완전구형보다 와류 및 난류의 유동특성이 연료와 공기의 혼합

에 양호한 형상을 하고 있다. Fig. 4는 표준형 연소실을 갖는 기관의 성능을 시험한 결과로 분사시기와 회전수를 각각 변화시켰을 때의 연료소비율, 배기염농도 및 배기가스온도를 나타낸다.

연료소비율의 경우, 저속에서 가장 낮은 188 g/psh의 값을 나타내고 고속 영역으로 갈수록 그 최저치가 높게 나타났다. 그리고 각 회전수마다 부하를 저부하에서 고부하로 변경시켰을 때 대체로 70~80%의 부하영역에서 연료소비율의 최소영역이 나타났다. 분사시기에 대한 연료소비율의 경향은 고회전 영역에서 뚜렷한 차이를 보여주며, 분사시기가 빠를수록 연료소비율이 현저히 낮게 나타났다. 상용출력인 2600 rpm, 35 ps에서의 연료소비율은 분사시작점 26° BTDC에서 194 g/psh임을 알 수 있다.

분사시기는 연소특성과 기관출력에 직접적인 영향을 미치는 인자로, 지나치게 빠르거나 늦어도 연소가 불량하게 되고 출력이 낮아진다. 위에서 살펴본 바와 같이 분사시기가 빠른 26° BTDC에서 연료소비율이 낮게 나타나는 것은 표준형의 경우 분사시기의 최적치가 26° BTDC의 가까이에 있음을 말해준다.

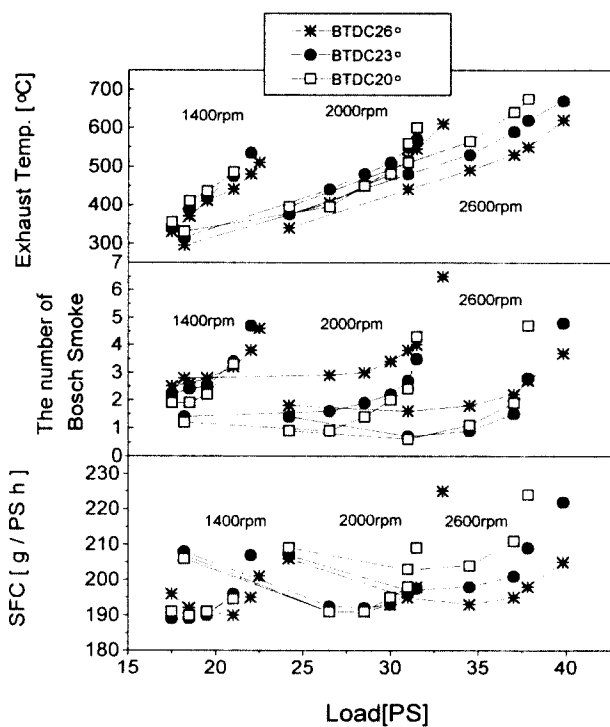


Fig. 4 The performance of the standard engine

배기염농도의 경우, 저속에서 비교적 높게 나타났고 고속으로 갈수록 낮게 나타났다. 그리고 각 회전수의 최대 부하영역에서 급격히 증가하고, 분사시기가 빠를수록 높은 값을 나타내고 있다.

배기가스온도의 경우, 각 회전수에서 부하가 증가함에 따라 온도는 증가하였고, 각 회전수의 전부하 영역에 걸쳐 분사시기가 늦을수록 높게 나타났다. 이와 같이 분사시기가 늦을수록 배기온도가 높게 나타나는 것은 분사시기가 늦을수록 팽창행정 중의 확산연소기간이 길어져 연소완료시기가 늦어지므로 배기온도가 높게 나타나는 것으로 판단된다. 배기가스의 최고온도는 2600 rpm, 분사시기 20° BTDC에서 650°C까지 상승하였다.

4.2 연락공 면적 변경시의 기관성능

Fig. 5는 연락공의 면적을 변경했을 때의 시험 결과이다.

비교분석을 쉽게 하기 위하여 주어진 회전수에서 출력이 70~80% 영역인 1400 rpm (20ps), 2000 rpm (30ps), 2600 rpm (35ps)인 값을 나타내었다. 그림 중 (B)는 표준형의 값, (A)는 연락공의 면적이 표준형보다 작은 것, (C)가 표준형보다 크게 설계한 것이다. 각 그림마다 분사시기 변경에 따라 성능의 결과가 달리 나타났다.

중고속의 연료소비율 특성을 비교해 보면 (A)와 (C)의 경우는 분사시기 23° BTDC에서, 그리고 표준형인 (B)에서는 26° BTDC에서, 연료소비율이 낮게 나타나며, 그 중에서 연락공의 면적이 넓은 (C)형 연소실 형상의 경우에 연료소비율이 가장 낮다는 것을 알 수 있다. 즉 고속·고부하에서 연락공의 면적이 넓은 쪽이 연료소비율이 낮고, 좁은 쪽이 높다. 이것은 고속·고부하일수록 통로의 유속이 증가하고, 미연소가스의 분출량이 증가하므로 유속증가에 따른 교축열손실과 통로 외부로의 열전달률의 증가에 의한 열손실이 증가하기 때문에 연락공의 면적이 좁을수록 이러한 경향이 두드러지게 되어 연료소비율이 증가하는 것으로 판단된다. 그리고 고속에서 분사시기를 늦추게 되면 연료소비율이 대체로 증가하는 반면, 중저속에서는 그 값을 유지하거나 오히려 낮아지는 경향을 보이고 있다. 이와 같은 이유는 착화지연기간이 기관회전수에 관계없이 일정한 데 비해 회전수가 감소함에 따라 최적 열발생률 시점이 크랭크각도상 상대적으로 빠른 시기에 나타나므로 이에 해당하는 만큼 최적 분사시기가 늦게 나타나기 때문으로 판단된다.

배기염농도는 연락공의 면적에 관계없이 분사시

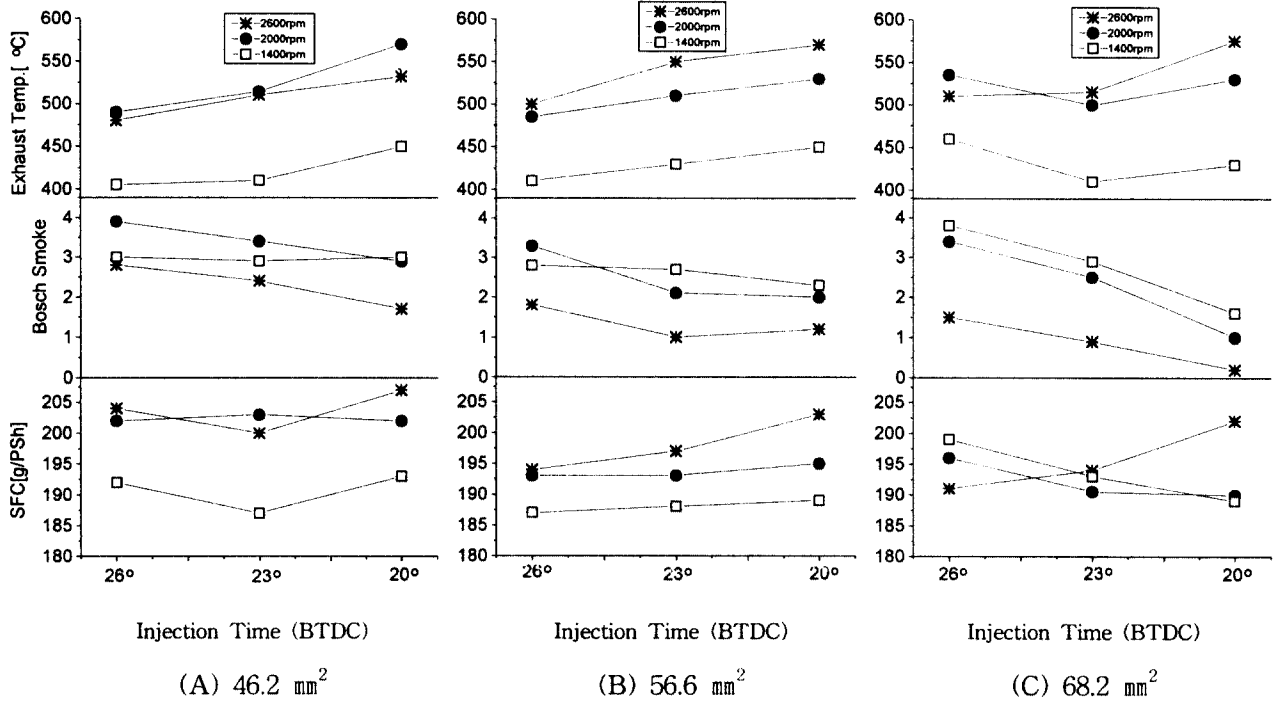


Fig. 5 The effect of jet passage area on the engine performance ((B) : the standard engine)

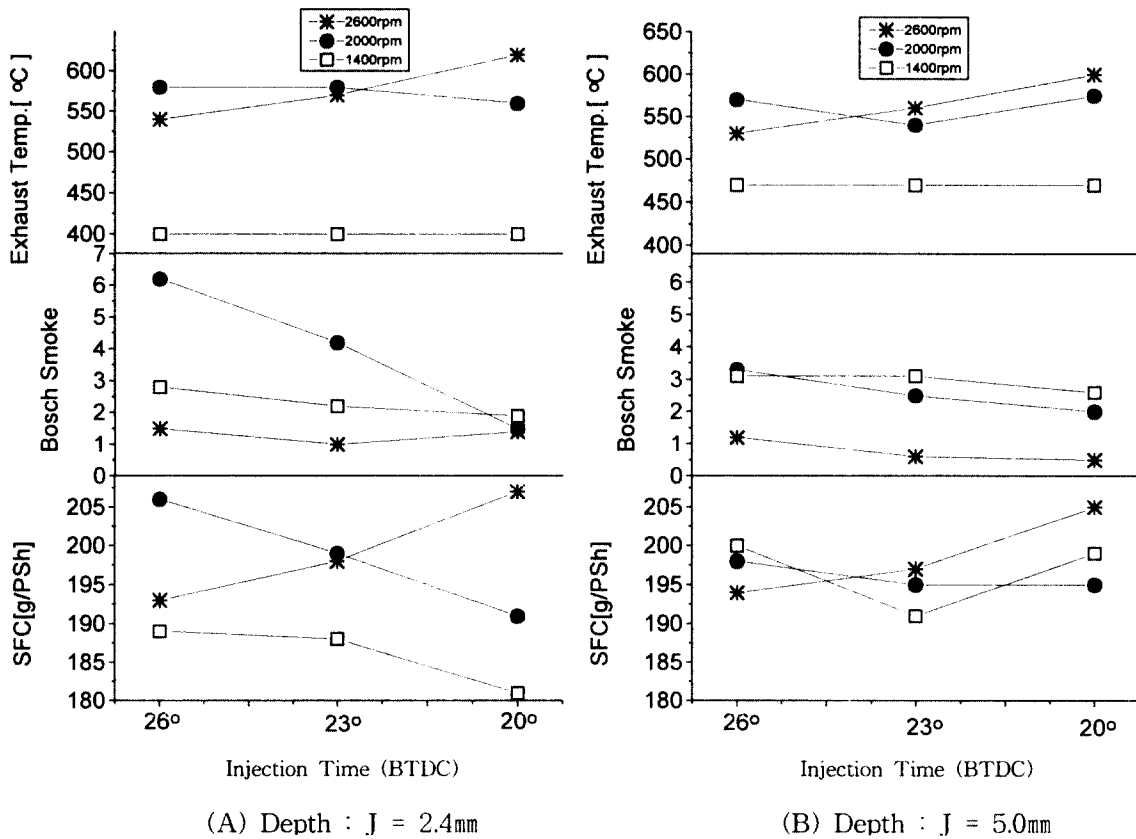


Fig. 6 The effect of the piston cavity depth on the engine performance

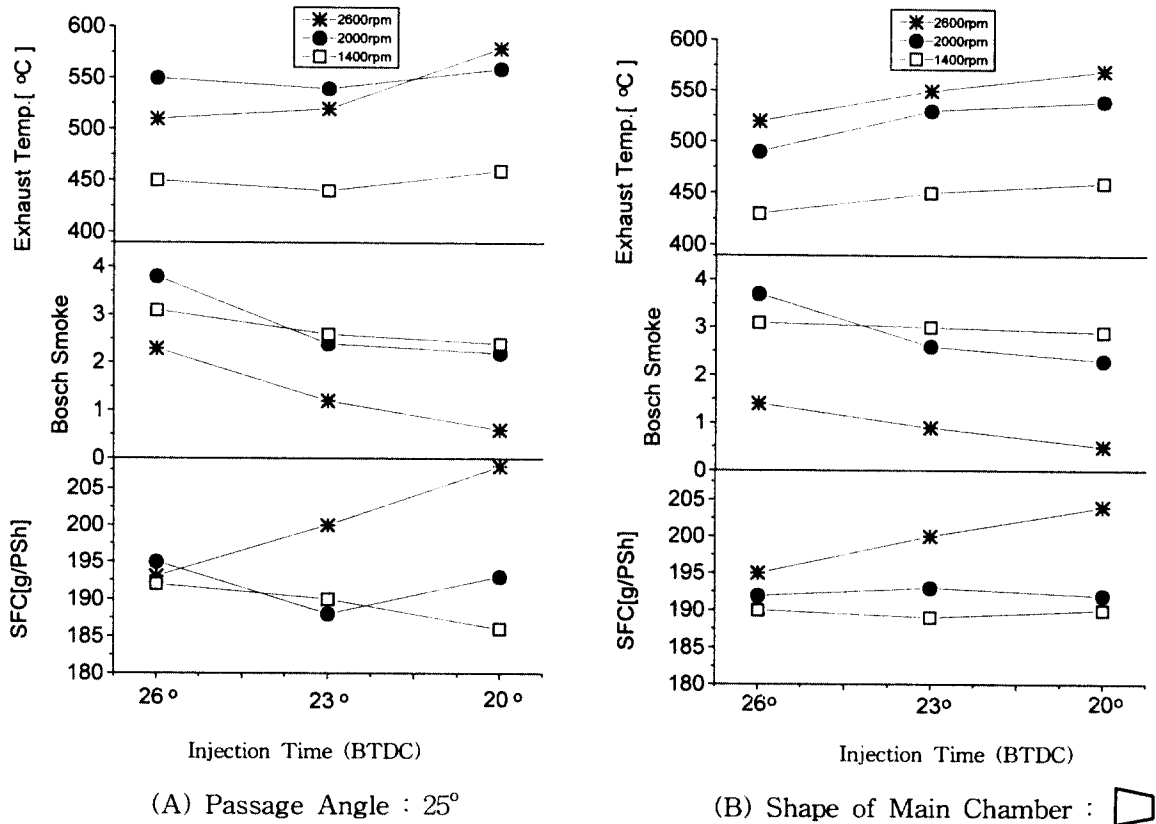


Fig. 7 The effect of the jet passage angle and shape of piston cavity on the engine performance

기가 늦을수록 낮게 나타나는 경향을 보였고, 고속·고부하에서 양호하게 나타났다. 배기염농도가 고속에서 낮고 저속영역에서 상대적으로 높게 나타나는 것은 연락공 통로의 유속이 저속일수록 늦어지므로 와류생성의 강도가 낮고 화염분출속도가 느려 미연소가스의 팽창행정중 주연소실에서의 확산 및 관통력이 낮아지기 때문으로 판단된다.

배기가스온도는 앞 절에서 논의된 바와 같이 분사시기가 늦을수록 높게 나타나고 고속·고부하에서 높게 나타났으며, 연락공의 면적의 의존성은 적다는 것을 알 수 있다.

4.3 피스톤 홈 (cavity) 변경시의 기관성능

Fig. 6은 Fig. 4 (C)좌표의 연소실 형상인 연락공의 면적이 표준형보다 넓은 62.8 mm²의 형에서 피스톤 상부홈의 깊이를 변경했을 때의 시험결과이다. (A) 그림은 피스톤 상부홈의 깊이를 표준형보다 얇은 2.4 mm로 했을 때의 시험결과이며, 이보다 깊은 5.0 mm로 했을 때의 시험결과가 (B) 그림이다.

홈의 깊이가 2.4 mm인 (A)그림의 경우, 분사시기가 빠를수록 고속에서는 연료소비율이 낮은 반면, 중저속에서는 연료소비율이 높게 나타났으며, 부하에 대한 연료소비율의 편차가 대단히 크다. 즉 분사시기 26° BTDC일 때는 2600 rpm에서 195 g/psh, 2000 rpm에서 206 g/psh를 나타내고 배기염농도도 대단히 높으며, 1400 rpm에서 186 g/psh의 연료소비율을 나타내었다. 반면에 분사시기가 늦은 20° BTDC로 했을 때는 저속회전 영역에서 연료소비율이 낮고 배기염농도도 양호한 편이며, 특히 1400 rpm (18ps)에서 연료소비율 180 g/psh의 매우 낮은 값을 얻었다.

홈의 깊이가 표준형보다 깊은 (B)그림의 경우, 고속·고부하에서는 분사시기 변화에 따른 연료소비율의 경향이 홈의 깊이가 얇은 형상의 연소실과 동일한 현상을 보이는 반면, 2000 rpm에서는 변화가 없으며, 1400 rpm에서는 감소 후 다시 증가하는 현상을 보인다.

이상에서 살펴본 바와 같이 연료소비율의 경향은 고속·고부하 영역에서는 홈의 깊이에 그다지 영향을 받지 않으나, 회전수가 낮은 영역에서는 홈의 깊이에 크게 영향을 받고 있으며, 연소실 압력

계측에 의한 열발생을 경향의 비교 분석을 통해 보다 정밀한 진단이 필요하다고 판단된다.

배기염농도와 배기가스온도의 경우, 흡의 깊이가 얇은 2.4mm에서는 연료소비율의 복잡한 경향과 마찬가지로 복잡한 반면, 흡의 깊이가 깊은 (B)의 경우 앞절에서 논의된 현상들과 유사한 경향을 보이고 있다.

4.4 연락공 경사각과 피스톤 흡의 형상 변경시의 기관성능

Fig. 7(A)는 Fig. 4(C)의 형상에서 연락공의 경사각 30°를 25°로 변경했을 때의 시험결과이다. 고속의 경우 분사시기 변경에 따른 연료소비율의 경향은 Fig. 4(C)와 마찬가지로 동일한 현상을 보이거나, 경사각을 25°로 했을 경우가 각 모드에서 2~5 g/psh 이상 높게 나타났다. 이와 같이 고속·고부하에서 경사각 25°로 하였을 경우가 높게 나타나는 것은 경사각의 과대 감소로 연락공 통로에서의 열손실 증가, 주연소실로 분출된 화염의 확산 연소 지연 등과 같은 현상이 동반되기 때문으로 판단된다.

분사시기를 26° BTDC로 하였을 경우 회전수 변동에 대한 연료소비율의 변화는 작게 나타났으며, 이는 연락공의 경사각을 30°로 한 Fig.4(C)의 경향과 유사한 현상을 보이고 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7(B)는 Fig. 4(C)의 형상에서 흡의 모양을 사각형에서 사다리꼴 형상으로 변경했을 때의 시험결과이다. 고속·고부하 영역에서 연료소비율이 사각형에 비해 다소 증가하였으나 낮은 회전수에서는 분사시기에 관계없이 일정하였다. 분사시기를 최적화시켜 26° BTDC로 하였을 경우 Fig. 4(C)의 23° BTDC와 유사한 연료소비율을 보여주고 있다. 미연소가스가 주연소실로 분출할 때 분출방향의 측면으로 확산되는 화염분출류를 고려하여 흡의 형상을 사다리꼴로 하였으나, 오히려 고속영역에서 연료소비율이 증가하는 것으로 보아 형상변경으로 인해 확산화염의 연소성에 불리한 유동장이 형성된 것으로 추측된다. 그러나, 연락공 경사각과 피스톤 흡의 형상 변경에 대한 연료소비율의 경향을 앞절에서 논의한 연락공면적과 피스톤흡의 깊이와 비교해 볼 때, 고속·고부하인 경우 연락공면적과 피스톤흡 깊이의 영향에 비해 그 의존성이 낮다는 것을 알 수 있다.

배기염농도와 배기가스온도는 앞 절에서 논의된 바와 유사한 현상을 보이며, 연락공의 경사각과 흡의 형상에는 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

5. 결 론

와류실식 디젤기관의 연소실형상이 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 주요 설계인자인 연락공 면적, 연락공 경사각, 피스톤 상부흡의 깊이 및 피스톤 상부흡의 형상을 변경하여 성능시험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 연락공의 면적은 저속·저부하인 경우보다 고속·고부하에서 크게 영향을 미치며, 면적이 넓을수록 연료소비율이 감소하였다.
- 2) 피스톤 상부흡의 깊이는 고속·고부하인 경우보다 저속·저부하에서 상대적인 의존성이 크며, 분사시기 변화에 따라 연료소비율의 경향이 다르게 나타났다.
- 3) 연락공 경사각과 피스톤 흡의 형상은 고속·고부하에서 표준형에 비해 연료소비율이 증대하였으나, 연락공 면적과 피스톤 흡의 깊이의 영향에 비해 그 의존성이 낮았다.

참 고 문 헌

1. 大道寺 達, "The Combustion Chamber Design of Diesel Engine in Theory and Practice", 山海堂, pp. 37~61
2. Mataji Tateishi et al., "New Combustion System of the IDI Diesel Engine", SAE841081, 1984
3. H. Tamura, M. Hashimoto, and M. Maekawa, "New Systems of IDI Diesel Engine for Passenger Car Application", SAE890262, 1989
4. 井元浩二, 外 4人, "副室式 ティーゼル機關の低公害システムの研究", 日本機械學會文集(B篇), 61권, 585호, 1995
5. T. S. Strauss, and G. W. Schweimer, "Combustion in a Swirl Chamber Diesel engine Simulation by computation of fluid Dynamics", SAE950280, 1995
6. A. Ogawa, T. Kato, A. Hironaka, "Fluid Dynamics of the Elliptic Vortex in the Elliptic Vortex Chamber(First Report)", 內燃機關, 29권 2호, 1990
7. A. Ogawa, T. Kato and A. Hironaka, "Fluid Dynamics of the Elliptic Vortex in the Elliptic Vortex Chamber(Second Report)", 內燃機關, 29권 3호 1990