와류실식 디젤기관의 배기배출물 저감을 위한 연소실의 압축비 및 분구면적비 개선

이창규1* · 허윤근2 · 서신원1

Improving Compression and Throat Ratios of Combustion Chamber for Reduction of Exhaust Emissions for a Swirl Chamber Type Diesel Engine

Chang-Kyu Lee^{1*}·Yun-Kun Huh²·Sin-Won Seo¹

ABSTRACT

A swirl chamber type diesel engine attachable to 18 kW agricultural tractors was improved to reduce exhaust emissions. Compression ratio and throat area ratio of the combustion chamber were varied to determine optimum combustion conditions. Tests were composed of full load and 8-mode emission tests. Compression ratio was fixed as 21, but the swirl chamber volume was increased by 3.8%. Output power, torque, specific fuel consumption, exhaust gas temperature, and smoke level were not considerably different for compression ratios of 21.5 (reference condition) and 21 (test condition), while NOx, HC, CO and PM levels for the compression ratio of 21 were decreased by 11%, 46%, 28%, 11%, respectively, from those for the compression ratio of 21.5. The tests were also conducted with a compression ratio of 22 and 4.3% increased chamber volume. Output power, torque, exhaust gas temperature and smoke level were greater, while specific fuel consumption was less for the compression ratio of 22 than those for the compression ratio of 21.5. Increase of compression ratio decreased HC and CO levels by 24%, 39%, but increased NOx and PM levels by 24%, 39%. Based on these results, a compression ratio of 21 was selected as an optimum value. Then, full load tests with the selected compression ratio of 21 were carried out for different throat ratios of 1.0%, 1.1%, 1.2%. Output power and torque were greatest and smoke was lowest when throat area ratio was 1.1%, which satisfied the target values of specific fuel consumption (less than 272 g/kWh) and exhaust gas temperature (less than 550°C). Therefore, a throat area ratio of 1.1% was selected as an optimum value.

Key words: Swirl chamber type, Exhaust emission, Combustion chamber, Compression ratio, Throat ratio

1 . 서 론

2006년 12월 현재 우리나라의 총 보유 농업기계는 2,503,420 대이며, 그 중 디젤기관을 사용하는 콤바인, 트랙터, 동력 경운기 등은 1,125,861대로서 전체 농업기계의 45%를 차지하고 있다. 또한 디젤기관이 탑재되는 농용 트랙터의 경우 전체 농업기계 수출금액의 59%를 차지하고 있어, 농업기계에서 디젤기관이 차지하는 비율이 상당히 높다(2006 농업기계연감).

과거에는 자동차 디젤기관의 배기배출물에 대한 규제에 대해서만 관심이 높았으나 최근 선진국을 중심으로 비 도 로용 이동 오염원의 배기배출물에 대해서도 환경규제가 점 차 강화되고 있는 추세이다. 이러한 추세에 맞추어 국내에 서도 배기배출물의 표준제정을 추진하고 있으며, 배기배출물 규제에 의한 농업기계 수출규제 강화 움직임에 적극 대응하기 위해 곧 규제를 받지 않던 농업기계에 대해서도 배기배출물에 대한 국내 규제가 머지않아 추진 될 것으로 판단된다. 더욱이 선진국에서는 산업용 및 농업용 장비의 규제 수준과 상용차의 규제 수준의 격차가 급격히 좁혀지고 있는 추세에 있어 이에 대한 대비가 필요한 시점이다.

국내 저공해 농용 디젤기관의 개발 수준은 연소실 제원, 연료분사 조건 개선 등을 통한 연소시스템의 최적화 개발 에 역점을 두고 배기배출물 규제(Tier 3)에 대응하고 있다. 이는 디젤기관의 배기배출물 저감에 영향을 미치는 주요 인 자로서 압축비, 분구면적비 등의 연소실 제원과 연료분무도 달거리, 연료분사펌프의 스피드 타이머, 연료분사시기 등의 연료분사 제원과 같은 연소인자들이 지배적이기 때문이다 (권순익 등, 1993; 라진홍 등, 1998; Okazaki 등, 2004; Sato 등, 1998).

본 연구에서는 18kW급 트랙터에 탑재되는 와류실식 저 공해 디젤기관을 개발하기 위하여 압축비, 분구면적비 등 인자들이 기관 성능과 배기배출물에 미치는 영향을 구명하 여 최적 압축비와 분구면적비를 선정하고자 하였다.

E-mail: lechky@lsmtron.com 2010년 11월 12일 투고

2010년 11월 29일 심사완료

2010년 12월 13일 게재확정

¹ LS엠트론(주) 트랙터연구소(Dept. of the Tractor Research Institute, LSMtron Co. Ltd., 778, Yongam-ri, Bongdong-Eup, Wanju-Gun, Jeollabuk-Do, 565-904, Korea)

² 총남대학교 바이오시스템기계공학과(Dept. of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, 305-764, Korea)

^{*} Corresponding author: 이창규(Chang-Kyu Lee) Tel.: +82-63-279-5847 Fax: +82-63-279-5934

Ⅱ. 재료 및 방법

1. 공시 재료

실험에 사용된 표준형 기관은 18 kW급 트랙터의 탑재용으로 개발된 1 L급 3기통 와류실식 디젤기관으로 EPA Tier 3(8 kW≤engine power<19 kW)에 대응하기 위해 NOx+HC는 7.5g/kW·h, PM(Particulate Matter)은 0.3g/kW·h의배기배출물 규제를 만족시키기 위해 연소실 제원을 변경하여 성능실험을 한 후 그 결과를 분석하여 얻어진 최적의연소실 제원을 구명하고자 하였다. 본 실험에 사용된 기관의 제원을 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Specifications of the test engine.

Item	Specification			
Model	E11			
Type	Vertical 4-cycle liquid cooled diesel			
Number of cylinders	3			
Combustion chamber system	Swirl chamber			
Intake system	Naturally aspirated			
Total displacement, cc	1,175			
Bore × stroke, mm	78×82			
Rated power, kW	18			
Rated speed, rpm	2800			
Fuel injection pump	Bosch PFR type			

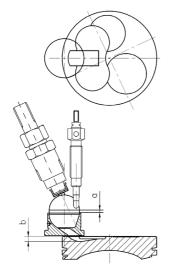


Fig. 1. Geometry of a combustion chamber.

2. 실험인자

Fig. 1 및 Table 2는 연소실 형상 및 압축비별 연소실의 주요 제원 및 치수를 나타내었으며, Fig. 2 및 Table 3은 hot plug 형상 및 분구면적비별 hot plug 분구의 주요 치수 및 제원을 나타내었다.

3. 실험 장치 및 방법

본 실험에 연소인자 변화에 따른 엔진 성능을 측정하기 위하여 150 kW 와전류식 동력계를 사용하였다. 배기가스 실험장치는 가스상태의 농도를 측정하는 MEXA-7200DEGR (Horiba, Japan) 가스 분석기와 입자상 물질을 측정하는 DLS-7200E(Horiba, Japan) 전량희석터널장치 그리고 필터에 채취된 입자상 물질 무게 측정기로 구성되었다.

가스분석기는 기관에서 배출된 배기가스의 전량을 수집 하여 8-mode 운전 중에 일산화탄소, 이산화탄소, 질소산화 물, 탄화수소의 농도를 측정하였다. 일산화탄소 및 이산화 탄소는 비분산적외선분석법(NDIR), 탄화수소는 열식불꽃이 온화검출기법(HFID), 질소산화물은 화학발광법(CLD)을 이

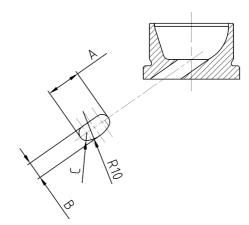


Fig. 2. Geometry of a hot plug throat.

Table 3. Dimensions of a hot plug throat used in the experiments.

Thraot area ratio (%)	A (m)	B (mm)	C (mm)	Throat area (mm²)
1.0	11.5	4.93	R2	47.78
1.1	11.5	5.42	R2.3	52.74
1.2	11.5	5.9	R2.6	57.52

Table 2. Dimensions of swirl chamber used in the experiments.

Compression ratio (ε)	a (mm)	Swirl chamber volume (mm ³)	b (mm)	Main chamber volume (mm³)	Swirl chamber volume ratio (φ)
21	2.04	10,521	4.12	8,990	54%
21.5	1.26	10,139	4.12	8,990	53%
22	1.26	10,139	3.83	8,611	54%

Table 5. Target criteria for engine improvement.

SFC	Exhaust temperature	Rated power	Torque rise	NOx + HC	CO	PM
(g/kW·h)	$(^{\circ}C)$	(kW/rpm)	(%)	(g/kW·h)	(g/kW·h)	(g/kW·h)
272↓	550↓	18/2800	15↑	6.0↓	3.0↓	0.3↓

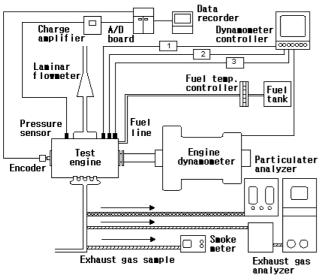


Fig. 3. Schematic diagram of the experimental measuring apparatus.

Table 4. Comparison of parameter levels for base design and test engines.

Parameter	Specification of base design	Specification of test engine
Compression ratio	21.5	21, 21.5, 22
Throat area ratio	1.1%	1.0%, 1.1%, 1.2%

용하여 측정하였다. 매연측정은 AVL-415S(AVL, Austria) 광반사식 스모크미터를 이용하였다.

Fig. 3은 엔진성능 및 배기가스 실험을 수행하기 위한 실험장치의 개략도를 나타내었다

Table 4는 본 연구에서 사용된 연소인자에 대하여 실험기관에 적용된 설계 기준 제원과 실험기관에 적용된 공시부품의 제원을 비교한 것이다. 먼저 연소실 제원의 설계 기준 사양을 설정하였으며, 설정된 설계 기준사양을 토대로 압축비 변경에 따른 성능 실험을 실시하여, 최적의 압축비사양을 선정하였다. 또한, 선정된 최적의 압축비에서 분구면적비 변경 성능 실험을 실시하여 최적의 분구면적비를 선정하였다. Table 5는 설정한 엔진 개선 목표치이다.

Ⅲ. 결과 및 고찰

1. 압축비 변경에 따른 기관의 전부하 성능실험

Fig. 4는 압축비 변경에 따른 전부하 시험에서의 기관 성 능 변화선도를 나타내었다.

Fig. 4(a)는 압축비 변경에 따른 전부하 시험에서의 출력 변화선도를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 압축비 22인 경우, 설계 기준인 압축비 21.5인 경우의 출력과 비교해보면 전 구간에서 출력이 최대 4.5%까지 높게 나타내었다. 또한 압축비 21인 경우를 21.5인 경우의 출력과 비교해보면 거의 동등한 수준을 나타내었다. 압축비가 가장 높은 제원인 22가 가장 높은 출력 분포를 나타내었는데 이는 압축비 상승으로 인한 연소압력의 상승으로 출력이 높게 나타나는 것으로 판단되었다.

Fig. 4(b)는 압축비 변경에 따른 전부하 시험에서의 토크 변화선도를 나타내었다. 앞에서의 출력 변화와 동일한 경향으로 압축비 22인 경우 설계 기준 인 21.5인 경우보다전 구간에서 토크가 최대 4.8%까지 높게 나타내었으며, 또한 압축비 21인 경우는 21.5인 경우와 거의 동등한 수준을 나타내었다.

Fig. 4(c)는 압축비 변경에 따른 전부하 시험에서의 연료 소비율 변화선도를 나타내었다. 압축비 22인 경우를 설계 기준인 압축비 21.5인 경우의 연료소비율과 비교해보면, 전 구간에서 연료소비율이 최대 13.5%까지 낮게 나타내었다. 또한 압축비 21인 경우를 21.5인 경우와 비교해보면, 2000 rpm 이상 구간에서는 거의 동등한 수준을 나타내었으나, 2000 rpm 이하 구간에서는 최대 9.8%까지 낮은 수준을 나타내었다. 그러나 모든 경우 개발 목표 연료소비율인 272 g/kW·h 이내의 수치를 나타내었다.

Fig. 4(d)는 압축비 변경에 따른 전부하 시험에서의 배기 온도 변화선도를 나타내었다. 앞에서의 출력 및 토크 변화와 동일한 경향으로 압축비 22인 경우가 설계 기준인 21.5인 경우보다 전 구간에서 배기온도가 최대 5%까지 높게 나타내었으며, 또한 압축비 21인 경우도 출력 및 토크 변화와 동일한 경향으로 21.5인 경우와 거의 동등한 수준을 나타내었다.

Fig. 4(e)는 압축비 변경에 따른 전부하 시험에서의 smoke 변화선도를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 압축비 21 인 경우가 설계 기준인 21.5인 경우보다 전 구간에서 smoke 가 최대 25%까지 낮게 나타내었으며, 또한 압축비 22인 경우는 압축비 21.5인 경우와 거의 동등한 수준을 나타내었다.

2. 압축비 변경에 따른 8-mode 배기성능 실험(ISO 8178 C1)

Fig. 5는 압축비 변경에 따른 8-mode에서의 배기배출물

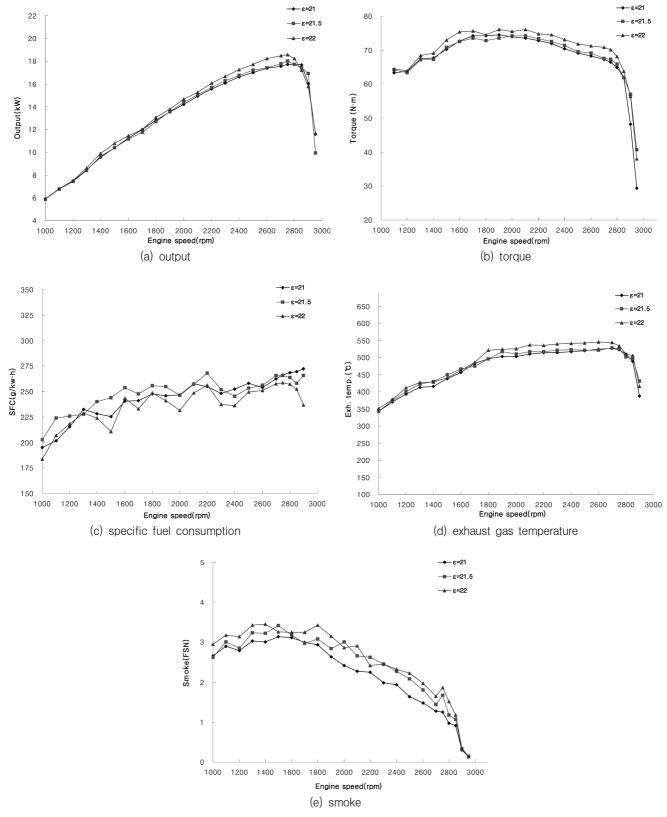


Fig. 4. Effects of compression ratio on engine performance from the full load tests.

변화선도를 나타내었다.

Fig. 5(a)는 압축비 변경에 따른 8-mode에서의 NOx 변화선도를 나타내었다. 정격 회전수(2800 rpm) 구간인 1 mode

(부하: 100%) ~ 4 mode(부하: 10%)에서는 설계기준인 압축비 21.5인 경우보다 압축비 21인 경우가 NOx 배출량이 낮은 것으로 나타났으며, 최대 토크(2000 rpm) 구간인 5

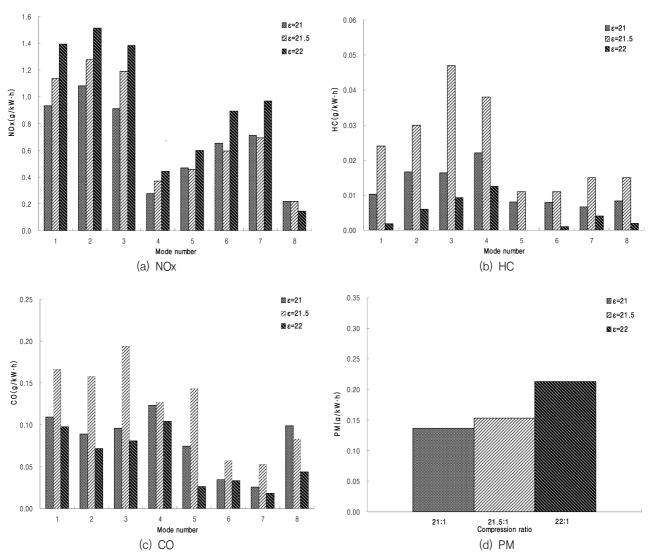


Fig. 5. Effects of compression ratio on exhaust emissions from the 8-mode tests.

mode (부하: 100%)에서 8 mode(부하: idle)까지는 거의 동등한 NOx의 배출량를 나타내었다. 이는 설계기준 보다 압축비 21인 경우가 와류실 용적 증대에 따른 압축비 감소 로 인하여 화염온도가 상대적으로 설계기준인 21.5보다 낮 아져 정격출력 회전수 구간에서는 NOx의 발생량이 감소되 는 것으로 판단된다. 그러나 정격출력 회전수 보다 낮은 최 대토크 회전수 구간에서는 와류실 용적 증대에 의한 영향 이 미치지 않아 NOx가 감소되지 않고 21.5와 유사한 수준 이 나타내는 것으로 판단된다. 또한 설계기준인 21.5인 경 우와 압축비 22인 경우의 NOx 변화를 비교해보면, 주연소 실 용적이 감소된 사양 압축비 22인 경우가 8 mode를 제 외한 전 mode에서 설계기준 대비 최소 16%에서 최대 50% 까지 높은 NOx의 배출량를 나타내었다. 이는 설계기준 대 비 와류실 용적을 증대한 압축비 21인 경우가 최대 토크 구간에서 압축비가 낮음에도 불구하고 NOx의 배출량이 증 대 된 것과 달리 설계기준 대비 주연소실 용적을 감소한 압

축비 22인 경우는 압축비가 높아짐에 따라 8 mode를 제외 한 전 구간에서 NOx의 발생량이 압축비 21.5 대비 증대되 는 경향을 나타내었다. NOx의 총배출량은 설계기준인 21.5 의 경우 5.932 g/kW·h이며, 압축비 21 경우는 5.252 g/kW· h으로 설계기준 대비 약 11% 저감되었으며, 압축비 22 경 우는 7.336 g/kW·h으로 설계기준 대비 약 24% 증대되었다. Fig. 5(b)는 압축비 변경에 따른 8-mode에서의 HC 변화 선도를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 정격회전수 구간인 3 mode (부하 50%)에서 설계기준 압축비인 21.5 가 가장 높은 수치인 0.047 g/kW·h이 배출되었다. 설계기 준인 21.5와 압축비 21을 비교해보면, 전 mode에서 압축 비 21이 설계기준보다 낮게 배출되었다. 또한 21.5인 경우 와 압축비 22인 경우를 비교 분석해보면, 압축비 22 경우 가 최소 67%에서 최대 100%까지 HC가 낮게 배출되었다. 설계기준인 21.5와 압축비 21인 경우의 결과를 비교 분석 하면, 압축비가 높으면, 연소온도가 높아져 완전 연소가 되

어 HC와 같은 미연소물질이 저감되나, 와류실 용적을 증대하여, 압축비가 낮게 하더라도 와류실 용적 증대로 공기과잉율이 증대하여 공기와 연료의 혼합이 촉진되어 와류실에서의 연소가 완전 연소됨으로써 HC의 저감을 가져온 것으로 판단된다. 또한 21.5인 경우와 압축비 22인 경우의 결과를 비교 분석해보면 압축비 21.5인 경우와 압축비 21인 경우와의 비교시험에서 와류실 용적을 증대한 압축비 21사양이 압축비가 낮음에도 불구하고 HC의 수치가 감소 된것과 달리 설계기준 대비 주연소실용적을 감소시켜 압축비를 높게한 압축비 22인 경우는 전 구간에서 HC의 발생량이 설계기준 압축비인 21.5보다 감소되는 것으로 판단된다. HC의 총배출량은 설계기준인 21.5 경우 0.191 g/kW·h이며, 압축비 21인 경우 0.103 g/kW·h으로 설계기준 대비 약46% 저감되었으며, 압축비 22인 경우 0.037 g/kW·h으로 설계기준 사양 대비 약 81% 저감되었다.

Fig. 5(c)는 압축비 변경에 따른 8-mode에서의 CO 변화 선도를 나타내었다. 정격회전수 구간인 3 mode(부하 50%) 에서 설계기준 사양인 압축비 21.5인 경우가 가장 높은 수 치인 0.194 g/kW·h이 배출되었으며, 21.5와 압축비 21인 경우를 비교해보면, 전 mode에서 압축비 21인 경우가 설 계기준 압축비인 21.5보다 낮게 배출되었다. 또한 압축비 21.5와 압축비 22인 경우 을 비교해보면, 전 mode에서 압 축비 22인 경우가 설계기준인 21.5보다 최소 18%에서 최 대 81%까지 낮게 배출되었다. 설계기준인 21.5와 압축비 21인 경우의 결과를 비교 분석해보면, CO가 주로 연소시 산소의 부족으로 연료가 불완전 연소하여 생성되는데, 설계 기준보다 와류실 용적이 큰 압축비 21 사양이 공기과잉율 이 증대되어 충분한 산소가 공급되므로 CO의 저감을 가져 온 것으로 판단된다. 또한 설계기준인 21.5와 압축비 22인 경우의 결과를 비교 분석하면, 앞의 압축비 21.5인 경우와 압축비 21인 경우와의 비교시험에서 와류실 용적 증대인 압축비 21이 압축비가 낮음에도 불구하고 CO의 수치가 감 소 된 것과 달리 동일 외류실 용적에서 주연소실 용적 감 소하여 압축비 증대한 압축비 22인 경우는 연소 압력 및 온 도의 상승으로 완전 연소되어 CO의 수치가 감소 된 것으 로 판단된다. CO의 총배출량은 설계기준 압축비인 21.5의 경우 0.981 g /kW·h이며, 압축비 21인 경우 0.709 g/kW·h 으로 설계기준 대비 약 28% 저감되었으며, 압축비 22인 경 우 0.475 g/kW·h으로 설계기준 대비 약 52% 저감되었다.

Fig. 5(d)는 압축비 변경에 따른 8-mode에서의 PM 변화선도를 나타내었다. 설계기준 압축비인 21.5와 압축비 21인경우를 비교해보면, 설계기준인 압축비 21.5의 경우 0.153 g/kW·h이며, 압축비 21인 경우 0.136 g/kW·h으로 설계기준 대비 약 11% 저감되었으며, 또한 설계기준 압축비인 21.5와 압축비 22인 경우를 비교해보면 압축비 22인 경우 0.213 g/kW·h으로 설계기준 대비 약 39% 증대되었다. 전체적으로 압축비가 증대되면 PM은 증대되는 것으로 판단되었다.

3. 분구면적비 변경에 따른 기관의 전부하성능실험

Fig. 6은 분구면적비 변경에 따른 전부하 시험에서의 기관 성능 변화선도를 나타내었다.

Fig. 6(a)는 분구면적비 변경에 따른 전부하 시험에서의 출력 변화선도를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 분구면적비 1.0%인 경우와 설계기준 분구면적비 1.1%인 경우의 출력을 비교해보면, 거의 유사한 경향을 보이고 있으나 1700 rpm에서 2200 rpm까지 일정구간에서 출력이 2%에서 3%까지 저하되는 경향을 나타내었다. 분구면적비 1.2%경우는 전구간에서 설계기준인 1.1% 경우보다 약 2~5%정도의 출력이 저하되었으며, 전반적으로 설계기준인 분구면적비 1.1%인 경우가 가장 높은 출력 분포를 나타내고 있었다.

Fig. 6(b)는 분구면적비 변경에 따른 전부하 시험에서의 토크 변화선도를 나타내었다. 분구면적비 1.0%인 경우와 설계기준인 분구면적비 1.1%인 경우의 토크를 비교해보면, 앞에서의 출력 변화와 동일하게 1700 rpm에서 2200 rpm까지 일정구간에서 토크가 저하되는 등 전반적으로 토크경향이 불규칙한 경향을 나타내었다. 분구면적비 1.2%인 경우는 전구간에서 설계기준인 1.1%인 경우보다 약 1~5%정도 토크가 저하되는 것으로 나타내었으며, 전반적으로 설계기준인 분구면적비 1.1%인 경우가 안정적인 토크 분포를 나타내고 있었다.

Fig. 6(c)는 분구면적비 변경에 따른 전부하 시험에서의 연료소비율 변화선도를 나타내었다. 설계기준인 1.1%의 연료소비율과 분구면적비 1.0%인 경우의 연료소비율을 비교해보면, 2100 rpm 이상의 구간에서 1.0%인 경우의 배출량이 최대 275 g/kW·h으로 높게 나타났으며, 2100 rpm미만의 구간에서는 거의 동등한 수준을 나타내었다. 분구면적비 1.2%인 경우는 1400 rpm이상의 전구간에서 설계기준인 1.1%인 경우보다 최소 3%에서 최대 8%까지 연료소비율이증가하는 경향을 나타내었다. 전반적으로 설계기준인 분구면적비 1.1%인 경우가 개발목표 연료소비율인 272 g/kW·h이하의 안정적인 분포를 나타내고 있었다.

Fig. 6(d)는 분구면적비 변경에 따른 전부하 시험에서의 배기온도 변화선도를 나타내었다. 설계 기준인 1.1%인 경우와 분구면적비 1.0%인 경우의 배기온도을 비교해보면, 앞에서의 출력 및 토크 변화와 동일하게 1700 rpm에서 2200 rpm까지 일정구간에서 배기온도가 일시적으로 저하되는 현상이 나타났으며, 2200 rpm 이상의 구간에서는 분구면적비 1.0%인 경우가 설계기준인 1.1%인 경우보다 최고 6%까지 높게 나타났으며, 1700 rpm 미만의 구간에서는 거의동등한 경향을 나타내었다. 또한 전구간에서 1.2%인 경우가 설계기준인 1.1%인 경우 보다 최고 9%까지 배기온도가 높은 경향을 나타내었다. 전반적으로 설계기준인 분구면적비 1.1%인 경우가 개발목표 배기온도인 550℃이하의

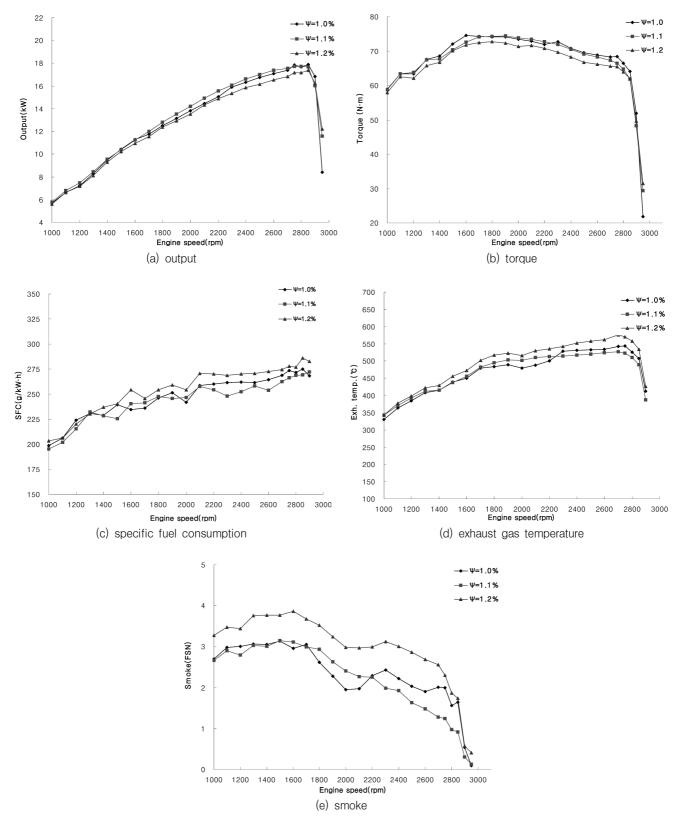


Fig. 6. Effects of throat area ratio on engine performance from the full load tests.

안정적인 분포를 나타내었다.

Fig. 6(e)는 분구면적비 변경에 따른 전부하 시험에서의 smoke 변화선도를 나타내었다. 설계기준인 분구면적비 1.1%

인 경우의 smoke와 분구면적비 1.0%인 경우를 비교해보면, 앞에서의 출력, 토크, 배기온도의 변화와 유사하게 1700 rpm 에서 2200 rpm까지 일정구간에서 smoke가 일시적으로 저 하되는 경향을 나타냈으며, 2200 rpm 이상의 구간에서는 분구면적비 1.0%인 경우가 설계기준인 1.1%인 경우대비 최대 82%까지 높은 경향을 나타냈으며, 1700 rpm 미만의 구간에서는 거의 동등한 수준을 나타내었다. 또한 전구간에서 1.2%인 경우가 설계기준인 1.1%보다 최소 20%에서 최대 100%까지 smoke가 높은 수준을 나타내었다. 전반적으로 설계기준인 분구면적비 1.1%가 안정적인 smoke 분포를 나타내었다.

Ⅳ. 결 론

본 연구에서는 18 kW급 트랙터에 탑재되는 와류실식 디 젤기관의 저공해 연소시스템을 개발하기 위하여 압축비, 분 구면적비등의 연소실 제원을 변경하여 성능실험을 한 후 그 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다 1. 설계기준인 압축비 21.5인 경우 보다 와류실 용적을 3.8% 증대한 압축비 21인 경우에 대한 전부하 및 8-mode 배기성능 비교 시험을 실시한 결과 기준 대비 출력, 토크, 연료소비율, 배기온도, smoke는 동등한 수준을 나타내었으 며, NOx는 11%, HC는 46%, CO는 28%, PM은 11% 가 저감되었다. 압축비 21.5인 경우보다 와류실용적을 4.2% 감소한 압축비 22인 경우에 대한 전부하 및 8-mode 배기 성능 비교시험을 실시한 결과 출력, 토크, 배기온도, smoke 는 높은 수준을 나타내었으나, 연료소비율은 낮은 수준을 나타내었으며, HC와 CO는 각각 81%와 52%가 저감하였 으나, NOx와 PM은 각각 24%, 39% 증대되었다. 따라서 압축비 21이 본 실험 범위 내에서는 최적의 압축비로 판단 되었다.

2. 압축비 변경실험을 통해 최적으로 판단된 압축비 21로 분구면적비를 설계기준인 1.1%에서 1.0%, 1.2%로 각각 변경하여 전부하 시험을 실시한 결과 분구면적비 1.1%인 경우가 출력, 토크, smoke가 가장 좋은 성능이 나타냈으며, 연료소비율 및 배기온도도 개발목표성능(272 g/kW·h이하, 550℃ 이하)에 만족하였다. 따라서 분구면적비 1.1%가본 실험 범위 내에서는 최적의 분구면적비로 판단되었다.

참고문헌

- 1. 권순익, 심재준. 1993. 간접분사식 디젤기관에서 와류실 형상이 연소에 미치는 영향. 한국자동차공학회 춘계학술 대회 논문집 93(1): 445-453.
- 라진홍, 안수길. 1998. 와류실식 소형 디젤기관의 연소실 형상이 기관 성능에 미 치는 영향(I). 한국동력기계학회 지 2(2): 27-34.
- 3. 한국농기계공업협동조합, 한국농업기계학회. 2006. 농업 기계연감. 한국농기계공업협동조합, 서울.
- Okazaki, T., M. Sugimoto, S. Fujii, Y. Kabe, T. Sakano, K. Funaki. 2004. Development of small IDI diesel engine using numerical approaches. SAE 20044341, SAE, Warrendale, PA, USA.
- Sato, T., M. Yamada, T. Ogawa, K. Nakakita, Y. Hotta, M. Inayoshi. 1998. Combustion improvement for reducing exhaust emissions in IDI diesel engine. SAE 980503, SAE, Warrendale, PA, USA.