

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0086

과급식 디젤엔진의 성능개선 및 배기가스 저감에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Performance Improvement and Emission Reduction in a Turbocharged D.I. Diesel Engine

윤준규*, 차경욱**
Junkyu Yoon, Kyungok Cha

ABSTRACT

The performance improvement and emission reduction in a turbocharged D.I. diesel engine was studied experimentally in this paper. The system of intake port, fuel injection and turbocharger are very important factors which have influence on the engine performance and exhaust emission because the properties in the injected fuel depend on the combustion characteristics. Through these experiments it can be expected to meet performance and emission by optimizing the main parameters; the swirl ratio of intake port, fuel injection system and turbocharger. The swirl ratio of intake port was modified by hand-working and measured by impulse swirl meter.

Through this steady flow test, we knew that the increase of swirl ratio is decreasing the mean flow coefficient, whereas the gulf factor is increasing. And the optimum results of engine performance and emission are as follows; the swirl ratio is 2.43, injection timing is BTDC 1 3° CA, compression ratio is 16, combustion bowl is re-entrant 5° , nozzle hole diameter is ϕ 0.28*6, turbocharger is GT40 model which are compressor A/R 0.58 and turbine A/R 1.19.

주요기술용어 : Valve Lift(벨브양정), Flow Coefficient(유량계수), Swirl Ratio(선회비), Fuel Consumption(연료소비율), Turbocharged D.I Diesel Engine(과급식 디젤엔진)

1. 서론

최근 자동차엔진의 기술추세는 경제 및 사회적

변화에 따라 자동차의 수요가 급증함에 따라 자동차에 대한 소비자의 요구가 점차 고급화와 경제화 되고있다. 또한 환경오염에 대한 인식의 변화로 배기가스, 소음규제 등이 점차 강화되고 있으며, 차량구입에서 폐기까지의 life cycle중 연료의 소모비용은 점차 높아지고 있으며, 연료경제성에 대한 소비자의 요구가 심화되고 있다. 이

* 회원, 경원전문대학 자동차정비과

** 회원, 명지대학교 기계공학과

러한 규제 및 경향에 대응하고자 많은 연구가 이루어지고 있다.

과급식 디젤엔진은 실린더 내에서 연소된 배출가스의 에너지를 이용하여 터빈을 회전시키고 터빈과 연결된 압축기의 에너지가 실린더 내에 흡입되는 공기의 에너지를 증가시켜서 단위 실린더 내에 흡입되는 공기의 밀도를 높여 엔진의 고출력을 얻는다. 이에 따른 연소가스의 고온 및 고압으로 인하여 실린더 내에 여러 장해요인이 발생되므로, 엔진의 연소개선을 위해 흡기계에 대한 인자와 연료분사계에 대한 인자들을 연소실내에서 잘 조화할 수 있도록 최적화시킬 필요가 있다. 흡기계에서 공기유동에 영향을 주는 주요인자들은 실린더헤드의 흡·배기 포트형상과 흡기포트의 선회비, 흡기 및 배기밸브의 시트내경, 밸브양정, 밸브개폐시기, 과급기의 특성, 흡·배기 대기관의 체적 및 흡기파이프의 직경과 길이 등이 있으며, 연료분사계에 대한 인자로는 분사압력, 분공수, 분공경과 분사기간 등의 분사율과 분무크기, 분사각 및 공기함유도 등의 분무형태 및 공기와의 혼합에 따른 과정으로 나눌 수 있다.

또한 연소실의 형태로는 toroidal, re-entrant 및 shallow dish형 등으로 나눌 수 있으며, 연소실내에서는 흡기계에서의 공기유동과 연료분사계에서 분무된 연료의 혼합과정이 주요인자로 고려할 수 있다. 특히, 디젤엔진의 연소과정에서 선회유동은 분사되는 연료의 흡입공기와 혼합을 촉진시키는데 매우 중요한 인자가 되므로 흡기계를 통하여 적절한 선회유동을 제공하는 것은 매우 중요하다. 최근에는 고압 연료분사방법을 적용하는 디젤엔진의 개발이 진행되고 있어 기존의 연료분사방법을 사용하는 엔진에 비해 선회강도를 줄여도 되지만 고압연료분사시의 선회유동에 관한 연구는 여전히 중요한 과제가 되고있다. 이를 최적화하기 위하여 연료분무현상에 대한 연구와 더불어 연소실내의 공기유동현상에 대한 연구 등으로 엔진의 고출력, 저연비와 저공해 등을 실현시키고 있는 추세이다. 일반적으로 흡기유동을 해석하는 기초기술로 LDA를 이용한 3-D 유속

측정방법 및 각종 CFD 코드를 이용한 유동해석 방법 등^{1~4)}이 활용되어 엔진 실린더내부의 유동현상을 이해하는데 많은 도움이 되고 있으나, 아직도 엔진 연소실의 설계 등 엔진 개발에 있어서는 스윙계측기⁵⁾로 이용한 실린더 내 선회강도의 비교평가에 크게 의존하고 있다.

본 연구에서는 과급식 디젤엔진의 나선형 흡기 포트에 대하여 포트의 형상변경에 따른 정상유동 실험을 수행하여 선회유동특성을 비교·분석하고, 이에 따른 흡기포트의 선회비, 연료분사계의 각 인자 및 과급기의 압축기·터빈 크기 등을 변경했을 때 엔진성능 및 배기가스특성을 분석 및 고찰한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 선회비 실험장치 및 방법

실린더 내 선회유동을 측정하는 방법에는 paddle wheel 또는 vane의 회전속도로부터 이들이 놓여진 곳의 접선속도를 측정하는 paddle wheel type의 swirl meter와, 실린더 내에 놓여진 honeycomb에 작용하는 토크 즉, 각운동량 플럭스를 직접 측정하는 Impulse Swirl Meter(ISM)가 있다. 본 실험장치는 ISM방식으로 Fig. 1과 같이 선회비를 측정하기 위하여 실린더내의 축에서 수직으로 놓여진 알루미늄 honeycomb은 실린더헤드에서 아래쪽으로 실린더 보아경의 1.75배정도 떨어진 위치에 설치하고, 흡입공기가 알루미늄 honeycomb grid를 통과하도록 하였다. ISM은 축방향 및 swirl 방향속도 분포에 관계없이 흡입공기의 swirl 강도가 실린더 축방향의 토크로 변환되며, 로드셀을 이용하여 나타내게 된다. 여기서 측정된 토크는 흡입공기의 총 운동량에 대한 시간변화율이 된다.

포트 전후의 압력차는 흡기밸브출구를 지나서 완전히 발달된 난류유동이 되는 Fig.2 처럼 밸브시트경에 따른 압력수두의 실험영역⁶⁾을 참고로 밸브시트경 $\phi 48.6$ 에 대해 250 mmAq로 설정하였다.

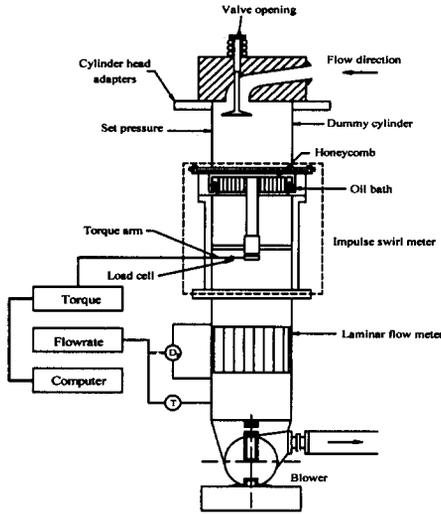


Fig. 1 Schematic of steady flow impulse torque swirl meter

따라서 포트유동은 밸브양정에 따라서 변화하므로 측정은 밸브양정을 1mm씩 증가시키면서 실시하고, 포트를 통과하는 공기유량은 층류유량계(laminar flow meter)를 이용하여 측정하였다.

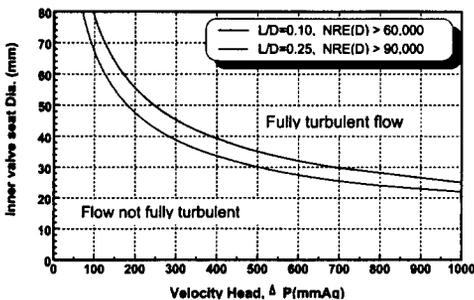


Fig. 2 Curves of pressure head with inner valve seat diameter

여기서 실험에 적용되는 실린더헤드의 흡기밸브 및 밸브시트의 상세도는 Fig.3에서 도시한바와 같이 밸브는 30°의 시트각과 R10의 밸브헤드상부 필렛반경을 갖으며, 밸브

시트는 아래부분이 30°이고, 윗부분이 60°인 이중시트각으로 설계되어 있다.

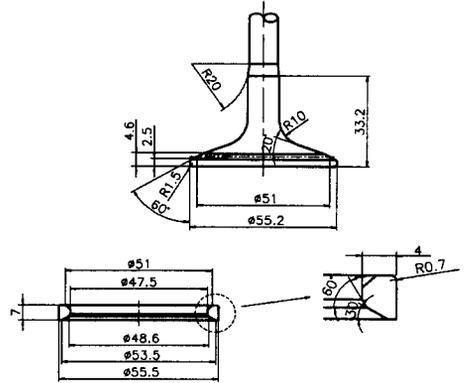


Fig. 3 Geometry of intake valve and valve seat

선회비를 변경하는 방법은 포트형상을 Fig.4에서 나타난바와 같이 포트의 안쪽 곡선부 ①의 면적을 깎아 내거나 덧살(실리콘 접착제)을 붙이거나, 밸브가이드에서 보스부까지의 높이 ②를 수정하거나, 포트의 바깥쪽 곡선부 ③의 부위를 수정하는 방법이 있다. 본 연구에서는 일반적으로 수정작업이 가장 용이한 ①부위를 약 1.0mm정도씩 깎아내거나 붙여 측정하는 반복작업을 수행함으로써 선회비를 1.70, 2.13, 2.43으로 변경하였다.

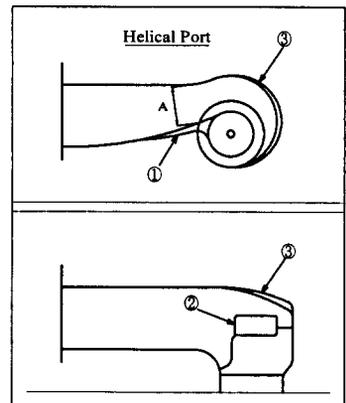


Fig. 4 Geometry of port modification for variance of swirl ratio

본 실험에서 계측된 값과 크랭크각 변화에 따른 실제 엔진에서의 흡기밸브 양정값을 적용하여 유량계수(C_f), 무차원 리그 스윙(N_r), 선회비(R_s), Gulf factor(Z) 등의 계산을 수행하기 위하여 선회유동해석 프로그램을 사용하였다.

2.2 엔진성능 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 엔진의 주요제원은 Table 1과 같으며 보어경 124mm, 행정길이 130mm인 In-line 6 실린더용 과급식 DI 디젤엔진으로 분사계의 사양은 Zexel PS3S의 분사펌프로 거버너, 노즐의 개변압 및 분공경 등을 선택하였다.

Table 1 Specification of test engine

Engine type		6-cylinder, 4cycle T/C DI engine
Bore * stroke(mm)		124 * 130
Displacement(cc)		9,419
Max. power(kW/rpm)		176 / 2300
Max. torque(N·m/rpm)		882 / 1400
In. v/v head / seat dia		∅ 55.2 / ∅ 48.6
Valve timing	IVO	BTDC12°
	IVC	ABDC24°
	EVO	BBDC51°
	EVC	ATDC13°
Swirl ratio(R_s)		A type=1.70, B type=2.13, C type=2.43
Compression ratio		14, 15.5, 16
Combustion bowl type		Parallel, Re-entrant
Turbocharger		T45, GT40
Injection system	Governor	RFD type
	Timer	Advance(0.5° / 950rpm)
	NOP(bar)	1st : 15.7, 2nd : 21.6MPa
	Hole size	∅ 0.31*5, ∅ 0.30*5, ∅ 0.28*6
	Nozzle pro.(mm)	4.77 (inj. angle 150°)

그리고 연소실 및 과급기사양은 Table 2와 Table 3과 같으며, 본 실험장치의 개략도는 Fig. 5에 나타내었다. 실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해서 냉각수 출구온도 $80 \pm 2^\circ\text{C}$, 흡기온도 $25 \pm 2^\circ\text{C}$, 연료입구온도 $35 \pm 2^\circ\text{C}$ 로 조정하고, 정격출력점에서 흡기압력 $-25\text{mmHg}/2300\text{rpm}$, 배기압력 $100\text{mmHg}/2300\text{rpm}$ 의 운전

조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정함으로써, 설정된 분사펌프의 래크위치를 최대(동력계의 부하 100 %위치)로 놓은 전부하상태에서 엔진회전속도에 따른 흡기포트의 형상과 연료분사계의 각 인자 및 과급기 등을 변경하여 엔진의 성능 및 배기가스를 측정하였다. 또한 실린더내의 압력을 측정하기 위해 3번 실린더 내에 piezo-electric 압력변환기(QC32C-E)를 설치하여 압력변환기에서 감지된 압력신호는 사이클변동을 고려하여 64사이클을 적용한 평균값으로 계산하여 AVL사의 Indiscop 647장비에서 내장된 프로그램에 의해 지압선도를 측정하였다.

Table 2 Dimensions of combustion bowl

Type	Bowl	D (mm)	h (mm)	Com. Ratio	Vol. (cc)
Parallel	P1	∅ 66	32.7	14	97.8
	P2	∅ 65	29.2	15.5	85.3
	P3	∅ 65	27.5	16	81.7
Re-entrant	R1 (5°)	∅ 63	27.5	16	81.7
	R2 (13.5°)	∅ 59	27	16	81.7

Table 3 Specification of turbocharger

Type	Specification	A/R
Garret T45	Compressor A/R	0.72
	Turbine A/R	1.05
		1.22
Garret GT40	Compressor A/R	0.58
	Turbine A/R	1.06
		1.19
		1.34

3. 실험결과 및 고찰

3.1 포트형상변경의 유동특성⁶⁾

흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 유동장이 엔진성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해서는 흡입되는 공기의 특성인자를 측정하여야 한다.

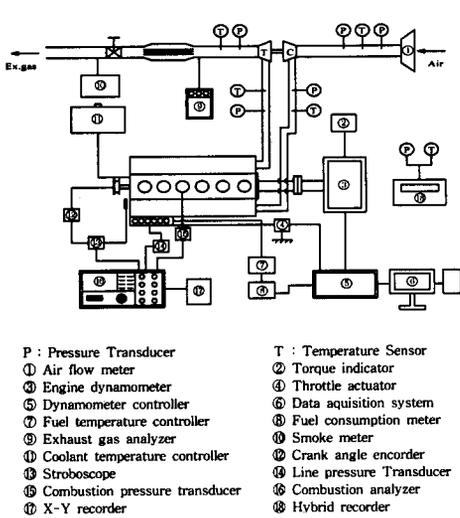


Fig. 5 Experimental apparatus for engine performance

그러나 실제 엔진에서 이러한 특성인자를 측정하기 위해서 상당한 제약조건이 수반되기 때문에 정상유동 실험장치를 이용하여 유동특성을 평가하는 방법을 적용한다. 흡입유동특성 또는 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제유량의 비율로써 정의되는 무차원수인 유량계수를 이용하여 정량화된다. 그러나 유량계수는 밸브-시트 사이에 형성되는 기준 유동면적에 따라 서로 다른 값을 갖게 되므로, 본 연구에서는 밸브시트 내경(D)을 기준으로 하여 밸브양정에 따른 유량계수(C_f)가 계산되며 다음과 같은 식으로 나타난다.

$$C_f = \frac{Q}{AV_0} \quad (1)$$

여기서, Q는 흡기밸브를 통과하는 실제유량, A는 밸브시트 내경에 대한 단면적이고, V_0 는 흡기포트를 통과하는 유효속도이다. V_0 는 ΔP 에 따라 결정되는 값으로서 ΔP 는 정상유동실험을 위한 포트와 밸브를 지나는 유동이 충분히 발달된 난류가 되도록 고려하여 결정한다. 또한 밸브양정에 대한 평균유량계수($C_{f(mean)}$)는 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 작동엔진에서 흡입행정 전반에 걸친 포트의 흡입능력을 평가하는 데 이용된다.

$$C_{f(mean)} = \frac{\int_{a_{IVO}}^{a_{IVC}} C_f da}{(a_{IVC} - a_{IVO})} = \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_f da}{(a_2 - a_1)} \quad (2)$$

여기서, a_1 은 흡기밸브 열림각을 a_2 은 흡기밸브 닫힘각을 의미하고, da 는 흡기밸브 작동각을 의미한다. 정상유동실험에서 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화 하기 위해 유동장의 접선속도에 대한 축방향속도의 비율로 나타내는 무차원 리그 스웰(N_r)을 정의하면서 다음과 같은 식이 유도된다.

$$N_r = \frac{B\omega_r}{V_0} = \frac{8G}{mBV_0} \quad (3)$$

여기서, G는 ISM에서 측정된 각운동량 플럭스이고, m 은 honeycomb를 통과하는 흡입질량 유량이다. 또한 흡입기간동안 흡기포트에 의해 발생된 각운동량 플럭스의 총합에 해당하는 선회비는 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 흡입기간 끝에서 흡입공기의 각운동량을 계산함으로써 결정된다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \frac{BS}{D^2} \cdot \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_f N_r da}{\left(\int_{a_1}^{a_2} C_f da \right)^2} \quad (4)$$

여기서, ω_c 는 흡입기간동안에 생성된 흡입공기의 각속도이고, ω_e 는 엔진 각속도이다.

Fig.6과 Fig.7는 실린더헤드의 포트형상을 선회비 A type=1.70, B type=2.13, C type=2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 따른 유량계수 및 무차원 리그 스웰(N_r) 분포를 나타낸 것이다. 그 결과로서 유량계수분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C type 포트가 밸브양정에 따라 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있으며, N_r 분포의 특성은 선회비가 높을수록 증가함을 나타낸다. 이로 인해 실린더내의 선회유동발생을 목적으로 하는 나선형 흡기포트경우의 선회비와 유량계수는 서로 상반관계가 있으므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 고려하여 선회비와 유량계수의 적절한 비율을 검토할 필요가 있다는 점을

알았다.

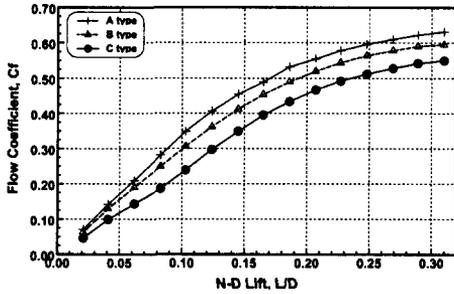


Fig. 6 C_f curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

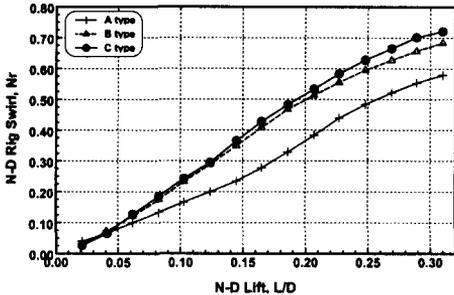


Fig. 7 N_r curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

또한 흡입 평균가스속도로 표현되는 엔진의 요구조건과 $C_{f(mean)}$ 으로 표현되는 흡기포트의 능력을 동시에 고려한 무차원수로 나타내는 Gulf Factor(Z)는 다음과 같이 표시되며, 이는 흡입포트의 마하수 또는 흡입기간 동안 흡기밸브-시트를 지나는 음속에 대한 접근정도를 나타내는 척도로 이용된다.

$$Z = \frac{\text{Inlet Mach No.}}{C_{f(mean)}} = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \cdot \frac{2S \cdot \omega_e}{a \cdot C_{f(mean)}} \quad (5)$$

Fig.8은 각 실린더헤드에 대한 선회비(R_s)와 평균유량계수($C_{f(mean)}$) 및 Gulf factor(Z)의 분포를 나타내었다. 선회비는 흡기밸브가 열리고 닫힐 때까지 크랭크각도에서 흡입행정기간동안에 발생된 스윙의 평균값을 의미하는 것으로 무차원

리그 스윙값이 큰 순서와 동일한 C, B, A type 포트순으로 그 값은 2.43, 2.13, 1.70이다. 일반적으로 선회비가 증가함에 따라 평균유량계수는 감소하며, Gulf factor가 증가하는 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

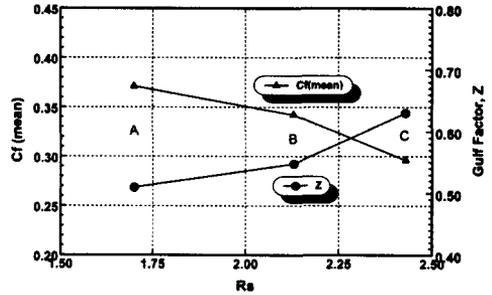


Fig. 8 Distribution of $C_{f(mean)}$ and Z with R_s for A,B,C type ports

3.2 엔진성능특성

3.2.1 선회비의 영향

일반적으로 선회강도를 높이면 공기유동이 활발해져서 연소의 촉진으로 좋은 성능을 보여 줄 수가 있다. 그러나 과급식 디젤엔진에서 선회강도를 너무 높게 취했을 경우 전체 운전영역은 결코 좋은 성능을 보여줄 수는 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 적기 때문에 과급기의 특성상 과급지연이 발생함으로 높은 선회강도가 요구된다. 또한 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 더욱더 공기선회가 너무 강해져서 연소가스가 인근 분무에 중첩되어 연소를 방해하므로 실린더 벽면의 냉각손실의 증대로 인하여 엔진성능의 저하를 가져올 수 있다. 그러므로 엔진에서 요구되는 성능과 배출가스를 만족시키는 흡입공기의 선회강도가 적합하게 얻어질 수 있도록 흡기포트형상을 최적화시켜야 한다.

Fig.9는 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐경 $\phi 0.31 \times 5$, T45과급기, 분사시기 BTDC 13° CA)으로 포트형상을 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특

성을 나타낸 것이다. 그 결과 선회비가 2.43인 C type포트의 실린더헤드에서 공기과잉율이 전반적으로 높기 때문에 연비 및 매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NOx농도는 연소촉진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고 있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A type포트의 실린더헤드는 공기과잉율이 전반적으로 낮아 연비 및 매연농도가 매우 나빠지는 경향을 보이며, NOx 농도는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다. 이는 정상유동실험에서 고찰한 바와 같이 A type포트는 무차원 리그 스월이 가장 낮고, 선회비 또한 너무 낮기 때문에 낮은 스월에 기인한 불완전 연소특성 때문에 성능 및 매연농도가 좋지 못한 것으로 고찰된다.

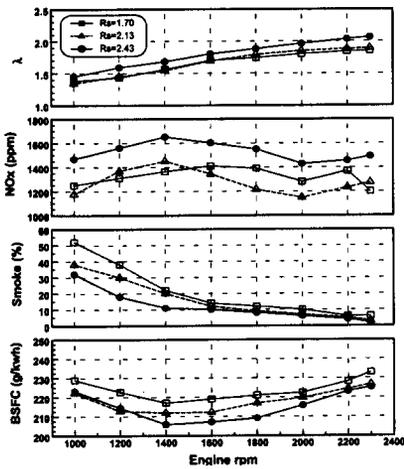


Fig. 9 Full load performance curves for three types of swirl ratio

3.2.2 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 진각시킴에 따라 분사 개시시의 온도가 낮으므로 착화지연기간이 길어져 분사기간중의 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인해 실린더내의 압력이 상승하기 때문에 분무에 공기도입이 증가하여 분무내의 평균당량비는 감소된다. Fig.10은 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐경 $\phi 0.31 \times 5$, T45

과급기, 선회비 2.43)으로 분사시기를 BTDC 11, 13, 15° CA로 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 분사시기를 진각시킴으로써 연비 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내며, 이로 인해 연소효율이 높아 가스온도가 상승하면은 NOx농도는 증가됨으로 이들의 상반된 관계를 고려한 분사시기에 최적화시킬 필요가 있다.

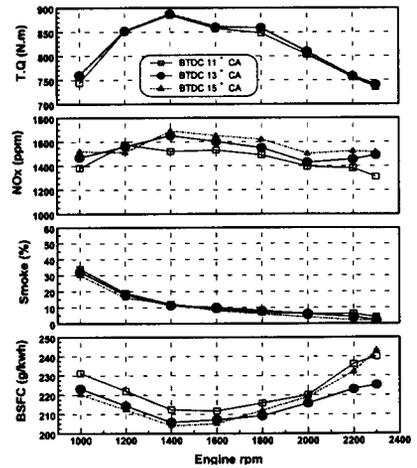


Fig. 10 Full load performance curves for three types of injection timing

Fig.11과 Fig.12는 정격회전속도 60%, 100%인 1400rpm과 2300rpm에서 전부하 실험조건에서 분사시기에 따른 연소특성을 나타낸 것이다. 그 결과로 전부하의 최대토크점과 정격출력점인 1400rpm과 2300rpm에서 분사시기를 BTDC 11° CA에서 2° CA씩 진각시켰을 때 분사시기가 가장 이른 BTDC15° CA일 때가 착화지연기간이 감소함으로써 열발생이 시작하는 점도 빠르게 되어 최대연소압력도 가장 높게 나타나는 특성을 보이고 있다. 이는 분사시기가 지연된 경우보다 더욱 양호한 혼합기가 형성되어 착화가능성이 증가해서 착화지연기간을 단축시킨다는 것을 알 수 있다. 그러나 분사시기를 이르게 한다고 해서 다소 엔진의 좋은 성능을 얻을 수 있다고 보나 연

소가스의 고온 및 고압으로 인하여 NOx농도는 급증하게 되며, 또한 열부하의 영향으로 엔진의 신뢰성에 대하여 우려가 되므로 적당한 분사시기의 결정이 필요하다.

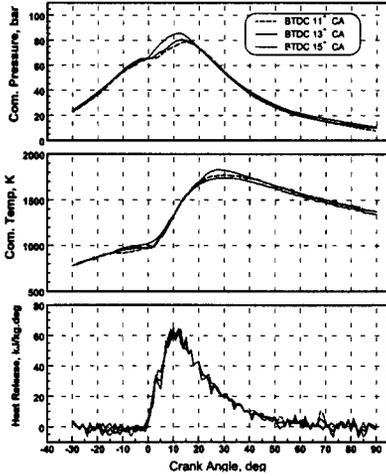


Fig. 11 Combustion characteristics curves for three types of injection timing (at 1400rpm)

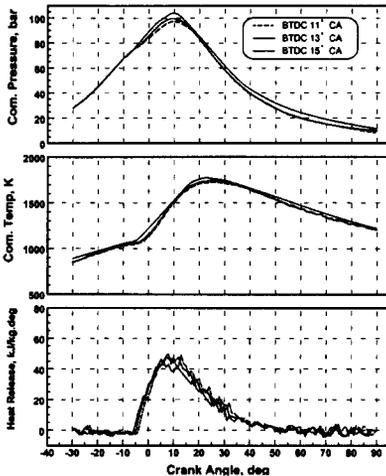


Fig. 12 Combustion characteristics curves for three types of injection timing (at 2300rpm)

3.2.3 압축비의 영향

일반적으로 압축비가 커지면 최고압력과 열효

율이 높아져 평균유효압력이 증가함으로써 연비가 감소된다. Fig.13는 기본 엔진사양(parallel형 연소실, 노즐경 $\phi 0.31 \times 5$, T45과급기, 분사시기 BTDC 13° CA, 선회비 2.43)으로 압축비를 14, 15.5, 16으로 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 압축비의 증가로 연소압력과 연소온도가 증가되어 연비 및 매연농도는 감소되지만, 오히려 NOx농도는 증가됨을 알 수 있다.

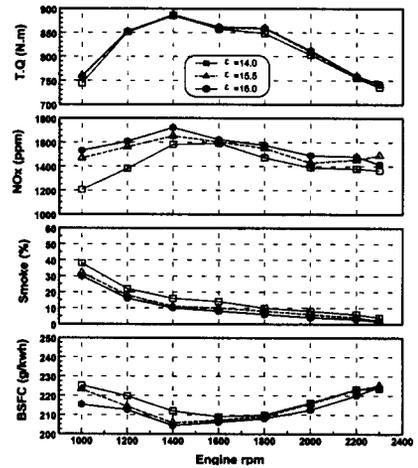


Fig. 13 Full load performance curves for three types of combustion ratio

3.2.4 노즐분공경의 영향

Fig.14는 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소실, T45과급기, 선회비 2.43)으로 노즐분공경 $\phi 0.31 \times 5$, $\phi 0.30 \times 5$, $\phi 0.28 \times 6$ 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 일반적으로 동일 연료량에서 분공경을 축소시키면 분사압의 증대에 의한 분무입경의 미립화, 분무도달거리의 적정화 등의 장점으로 연비 및 매연농도를 개선할 수 있으나, 지나치게 분공경을 축소시키면 분사기간이 길어져 확산연료량이 증가하여 반대적인 결과를 초래할 수 있다. 그 결과로서 노즐분공경이 큰 $\phi 0.31 \times 5$ 의 경우는 전영역에서 연비 및 매연농도가 감소

하나, NO_x농도는 증가하는 반면에, 노즐분공경이 가장 작은 $\phi 0.28 \times 6$ 의 경우는 연비 및 매연농도가 증가하지만 NO_x농도는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 결과를 통하여 단순히 연비 향상만을 위한다면 노즐분공경이 큰 경우가 좋지만 NO_x농도의 저감을 위해서는 적절한 노즐분공경의 선택이 필요할 것이다.

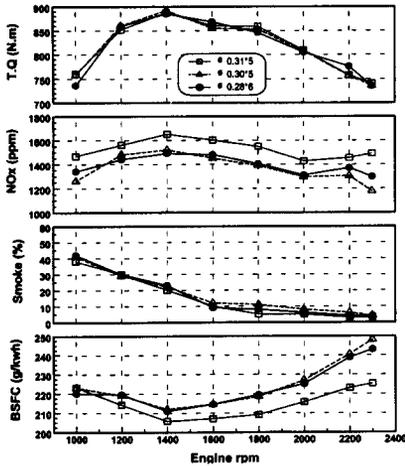


Fig. 14 Full load performance curves for three types of nozzle hole diameter

3.2.5 연소실의 영향

Fig.15는 기본 엔진사양(압축비 16, 선회비 2.43, 노즐경 $\phi 0.28 \times 6$, 분사시기 BTDC 13° CA)에서 과급기를 T45와 GT40으로 하고, 연소실을 parallel형과 re-entrant형으로 변경하였을 때 전부하 실험에서 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 과급기 GT40(압축기 A/R=0.58, 터빈 A/R=1.19) 사양에서 연소실 re-entrant 5° 형이 전영역에 걸쳐 연비 및 매연농도가 대체로 낮은 경향을 보이며, NO_x농도는 저중속영역에서는 높지만 중고속영역에서는 낮은 경향을 보이고 있다. 이는 Hou 등⁹⁾이 시뮬레이션을 이용하여 각종 연소실내에서의 계산 및 실험한 결과와 같이 re-entrant형이 pa-

rallel형에 비해 squish 및 난류가 강하며 상사점 후 연소실내의 선회감쇠가 적기 때문에 연소실내에서의 활발한 공기유동으로 연소의 최적화가 이루어져 좋은 성능을 얻을 수 있었다. 동일한 연소실 parallel형으로 과급기 T45(압축기 A/R=0.72, 터빈 A/R=1.05)와 GT40(압축기 A/R=0.58, 터빈 A/R=1.19) 경우를 비교했을 때 과급기 GT40이 적절한 터빈 A/R선택으로 압축기효율이 높아 토크향상 및 흡입공기증대로 좋은 성능 결과를 얻을 수 있다. 또한 동일한 과급기 GT40로 연소실 re-entrant형의 상부벽면각도를 5°와 13.5°로 변경하였을 때 결과는 5°경우가 13.5°에 비해 우수한 성능을 보여주고 있다. 이 결과로 상부 벽면각도를 크게 한다는 것은 과도한 난류발생으로 NO_x농도가 증가시킴으로 좋지 못한 성능을 얻게 된다. 결국 연소실 re-entrant 5°형이 parallel 형보다 연소실내에서 작은 난류를 발생하여 NO_x농도 수준을 볼 때 연비가 낮아 우수한 성능결과를 얻을 수 있었다.

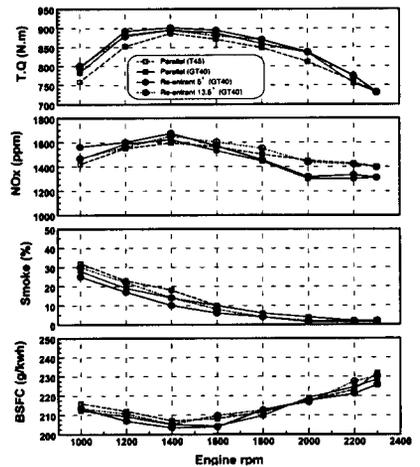


Fig. 15 Full load performance curves for four types of combustion bowl

3.2.6 과급기의 영향

Fig.16은 기본 엔진사양(압축비 16, re-entrant 5°형 연소실, 선회비 2.43, 노즐경 $\phi 0.28 \times 6$, 분사시기 BTDC 13° CA)에서 과급기 T45

의 압축기 A/R=0.72와 GT40의 압축기 A/R=0.58을 기본모델로 각각 터빈 A/R을 변경하였을 때 전부하 실험에서 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 그 결과로 과급기 T45의 경우에서 터빈 A/R을 1.05와 1.22를 비교했을 때 1.05가 관성모멘트가 적어 압축효율이 증대하지만 연비는 감소되나, NOx농도는 증가하는 결과를 얻었고, 과급기 GT40의 경우에서 터빈 A/R을 1.06, 1.19 및 1.34를 비교했을 때 A/R이 가장 낮은 1.06인 경우가 저속영역에서 boost압이 조기상승하여 체적효율이 증가함으로써 1.19와 1.34보다 저속토크를 증가시키므로 연비는 감소하나, 고속영역에서 오히려 boost압이 급상승하여 흡입공기량증대로 과도한 선회유동을 일으키고, 펌핑손실을 증가시켜 성능악화를 초래할 수 있으므로 압축기를 회전시키는데 필요한 터빈의 크기선택이 매우 중요하다는 것을 알 수 있다. 결국 과급기 GT40의 터빈 A/R이 1.19인 경우가 NOx농도의 배출특성을 고려할 때 연비가 우수하여 최적화시킬 수 있었다.

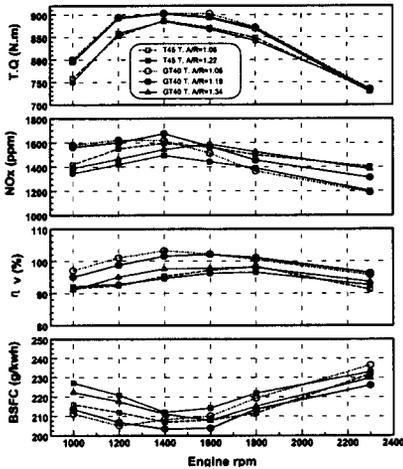


Fig. 16 Full load performance curves for five types of turbocharger

Fig.17는 동일한 엔진기준으로 과급기 GT40의 터빈 A/R를 1.06, 1.19, 1.34로 변경한 경우에 전부하실험에서 얻은 압축기효율에 관한 특성을

나타내었다. 그 결과로 Fig.17에서 터빈 A/R 1.19인 경우가 전영역에서 가장 우수한 성능특성을 나타낸 바와 같이 과급압력비와 흡입공기량의 관계에서도 압축기효율이 대체로 높아 최적의 과급기를 선정할 수 있었다.

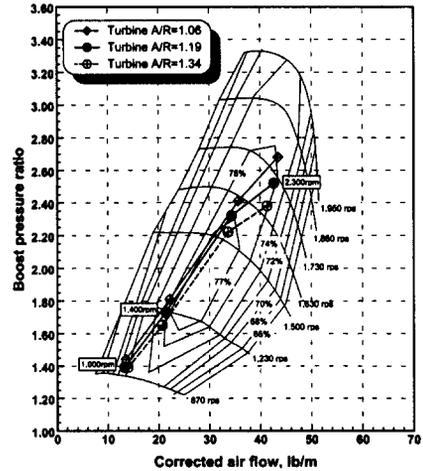


Fig. 17 Compressor map for three types of turbine A/R(at GT 40 turbocharger)

4. 결 론

과급식 디젤엔진의 성능개선 및 배기가스저감에 관한 최적화 연구를 위하여 흡기포트의 형상과 연료분사계의 각 인자 및 과급기 등을 변경하여 얻어진 엔진성능특성에 대한 연구결과는 다음과 같다.

1) 나선형 흡기포트의 경우에 선회비를 증가시킴으로써 평균유량계수는 감소하며, Gulf factor(Z)는 상호간에 상관관계를 갖으며 증가한다.

2) 적당한 선회강도($R_s=2.43$)증가로 공기유동이 활발하여 좋은 엔진성능을 얻을 수 있으나, NOx농도는 다소 높은 결과를 얻는다.

3) 연료분사계의 각 인자를 고려한 결과로서 흡기포트의 선회비 2.43, 압축비 16, re-entrant 5° 형 연소실, 노즐경 $\phi 0.28 \times 6$, 분사시기 BTD C 13° CA 경우가 성능 및 NOx농도를 고려할 때 적정화할 수 있었다.

4) 과급기의 경우는 GT40(압축기 A/R=0.58, 터빈 A/R=1.19) 경우가 NO_x농도의 배출특성을 고려할 때 전영역에서 가장 우수한 엔진성능특성을 나타냈으며, 압축기선도에서도 압축기효율이 대체로 높아 최적의 과급기를 선정할 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) A.F. Bicen, C. Vafidis and J.H. Whitelaw, "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", ASME Journal of Fluids Eng., Vol.107, 1985.
- 2) Arcoumanis, C., Bicen, A.F., and Whitelaw, J.H., "Effect of Inlet Parameters on the Flow Characteristics in a Four-Stroke Model Engine", SAE 820750, 1982.
- 3) Arcoumanis, C., Vafidis, and Whitelaw, "Valve and In-Cylinder Flow Generated by Helical Port in a Production Diesel Engine", ASME Journal of Fluids Eng., Vol.109, 1987.
- 4) Monaghan, M.L. and Pettifer, H.F., "Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE 810255, 1981.
- 5) N.F. Gale, "The Impulse Swirl Meter", Ricardo Report DP. 79/1232, 1979.
- 6) Partington, G.D., "Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports", Ricardo Report DP. 80/1123, 1980.
- 7) H. Hiroyasu et al. "Combustion Process in a D.I. Diesel Engine with High Pressure Injection Effects of Partial Distribution of Fuel Spray in a Combustion Chamber on NO_x Emission", JSAE, Vol.22, No.4, 1991.
- 8) T. Takatsu et al. "Development of a New Low Pollution and High Output Combustion Chamber", JSAE, Vol.48, 1994.
- 9) Z. Hou et al, "Effect of Combustion Chamber Geometries on In-Cylinder Flow Motor and Exhaust Emission in a Direct Injection Diesel Engine", The 10th Internal Combustion Engine Symposium, Japan, 1992.
- 10) R.C. McIntosh et al, "Turbocharging a 6 Cylinder Diesel for Various Ratings and Applications", SAE 810034, 1981.
- 11) 윤준규, 이준서, 차경옥, "흡기유동 및 연료분사계가 과급식 디젤엔진의 성능에 미치는 영향에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, Vol 1, p281-p288, 1999.