

터보 차저 DI 디젤엔진에 있어서 성능 및 배기배출물에 미치는 흡기 포트 선회 유동 및 연료 분사계의 성능

Effects of Intake Port Swirl and Fuel Injection System on the Performance and Exhaust Emissions in a Turbocharged DI Diesel Engine

윤준규*, 차경옥**
Jun-Kyu Yoon, Kyung-Ok Cha

Abstract

The purpose of this study is to analyze that intake port swirl and fuel injection system have an effect on the engine performance in a turbocharged D.I. diesel engine of the displacement 9.4 L. As result of steady flow test, when the valve eccentricity ratio moved to cylinder wall, the flow coefficient and swirl intensity is increased. And as the swirl is increased, the mean flow coefficient is decreased, whereas the Gulf factor is increased.

Through this engine test, it can be expected to meet performance and emissions by the following applied parameters; the swirl ratio is 2.43, injection timing is BTDC 13oCA and compression is 15.5.

주요기술용어 : Swirl Ratio(선회비), Valve Lift(밸브양정), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심률), Mean Flow Coefficient(평균유량계수), Gulf Factor(걸프비), Engine Performance(엔진성능)

1. 서론

오늘날 자동차 배출가스에 의한 대기오염의 기여율은 배출가스 성분 또는 각국 및 지역에 따라서 차이가 있지만, 배출가스의 주성분인 일산화탄소(CO), 탄화수소화합물(HC), 그리고 질소산화물(NOx)은 각각이 50 % 정도 혹은 그 이상으로 점유되고 있다. 특히 디젤엔진에서는 CO나 HC의 배출물은 그다지 많지 않지만, 반면 질소화합물(NOx)이 다량으로 배출되고 있기때문에, 흑연(검댕이;soot)이 주성분인 입자성물질(PM, Particulate Matter)이 배출되고 있는

것이 특징이다.

따라서 디젤엔진에서는 고효율화와 더불어 배출가스중의 유해 배출물을 저감시키는 것이 매우 중요시 되고 있다. 이와 같은 대응책중의 하나는 과급기가 장착되는 디젤엔진이지만, 이 엔진은 연소가스의 고온·고압으로 인하여 실린더 내에 여러 장해요인이 발생되고 있기 때문에 적절한 용량의 과급기 선정을 통한 흡배기 시스템, 분사시스템, 연소실의 설계 등에 대한 매칭이 매우 중요하다. 더욱이, 디젤엔진의 연소과정으로부터 선회유동은 분사시에 연료분무와 흡입공기의 혼합을 촉진시켜 엔진성능을 향상시키는데 중요한 인자가 됨으로 적절한 선회유동을 고려하여야 한다.

따라서 연구동향을 살펴보면 Bicen 등⁽¹⁾은

* 경원전문대학 자동차과

** 명지대학교 기계공학부

LDA를 이용하여 정상 및 모터링상태에서 축대칭 흡기포트를 통과하는 공기유동특성을 고찰하였다. 그러므로 밸브출구에서 형성된 유동형태는 유동의 불안정성, 피스톤의 제한조건, 밸브작동에 대하여 민감한 반응이 보이지 않았지만, 유동장의 유동특성은 강한 영향을 받는다고 하였다. 또한 Tiplleman⁽²⁾은 직접분사식 디젤엔진의 실린더 내에 흡입되는 공기유동특성 및 흡기포트에 대한 설계 연구를 위해서 축방향에 선회운동을 하고 있는 각운동량 플럭스를 측정할 수 있도록 실험장치를 구상하여 정상유동특성을 고찰하였다.

반면 Timoney⁽³⁾는 정상유동상태로부터 측정된 흡입공기의 선회비를 선택하여 직접분사식 디젤엔진의 매연농도와 연료소비율에 미치는 영향을 연구함으로써 최적의 선회비를 결정할 수 있었다. Kahn 등⁽⁴⁾⁻⁽⁵⁾은 직접분사식 디젤엔진에서 선회비, 분사시기, 분사율 등을 고려하여 성능 및 배기배출물에 미치는 영향을 고찰함으로써 최적의 선회비가 존재함을 보였다. 그 외에도 흡기포트와 연소실의 형상, 연료분사계 등을 변경하여 엔진성능향상 및 배기가스저감을 위한 연구⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾가 수행되어 연소개선의 가능성을 제시하였다.

본 연구에서는 터보차저 디젤엔진을 대상으로 흡기포트의 형상에 따른 선회유동의 특성을 파악하고, 흡기포트의 선회비 및 연료분사계가 엔진성능 및 배출가스에 미치는 영향을 고찰하고자 하였다.

2. 실험 장치와 실험 방법

2.1 선회비 및 엔진성능의 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. ISM(Impulse Swirl Meter)방식으로 실린더 내의 축에서 수직으로 놓여진 알루미늄 허니컴을 실린더헤드 아래쪽에 실린더 보어의 1.75배 정도 떨어진 위치에 설치하였다. 이때 흡입공기가 알루미늄 허니컴 그리드를 통과함으로써 흡기포트의 선회비를 측정하도록 하였다.

흡입과정시 발생한 공기의 각운동량은 허니컴에 작용하며, 허니컴을 통과하는 동안 허니컴의 길이방

향과 같은 유동으로 변화시켜 주변 각운동량을 상실한 채 축의 아랫방향으로 흘러 내려간다. 이 때 ISM은 축방향 및 선회방향의 속도분포에 관계없이 흡입공기의 선회강도가 실린더의 축방향의 토크로 변환되며, 로드셀을 이용하여 나타내게 한다.

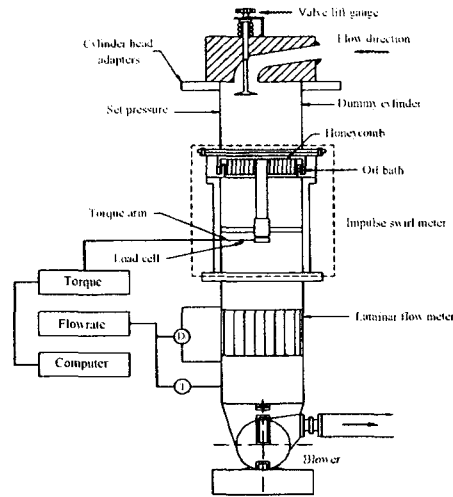
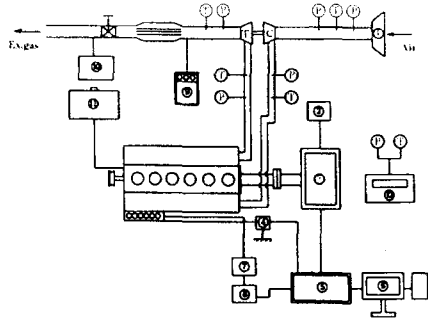


Fig. 1 Schematic of steady flow impulse torque swirl meter

Table 1 Specifications of test engine

Engine type	6-cylinder, 4 cycle T/C DI engine	
Bore*Stroke(mm)	124 * 130	
Displacement(cc)	9,419	
Max. Power	176 kW / 2300 rpm	
Max. Torque	882 N·m / 1400 rpm	
Intake valve head & seat dia.(mm)	ø55.2 / ø48.6	
Valve timing	Intake open : BTDC 12°C close : ABDC 24°C Exhaust open : BBDC 51°C close : ATDC 13°C	
Swirl ratio(Rs)	A=1.70, B=2.13, C=2.43	
Compression ratio	14, 15.5, 16	
Combustion bowl	Parallel	
Turbocharger	T45 (comp. A/R : 0.72, Turb. A/R : 1.05)	
Injection system	Governor	RFD type (PS3S Inj. pump)
	Timer	Advance(0.5°/ 950 rpm)
	Nozzle (bar)	1st : 15.7, 2nd : 21.6 MPa
	Hole size	ø0.31*5
	Nozzle pro.(mm)	4.77 (inj. angle 150°)



- P : Pressure Transducer T : Temperature sensor
- ① Air flow meter ② Torque indicator
 - ③ Engine dynamometer ④ Throttle actuator
 - ⑤ Dynamometer controller ⑥ Data acquisition system
 - ⑦ Fuel temp. controller ⑧ Fuel consumption meter
 - ⑨ Exhaust gas analyzer
 - ⑩ Smoke meter ⑪ Coolant temperature controller
 - ⑫ Hybrid recorder

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

본 연구에서 사용된 디젤엔진의 주요제원 및 분사계 등의 사양은 Table 1에 나타내었으며, Fig. 2는 실험장치의 개략도이다. 실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하도록 냉각수의 출구온도 $80 \pm 2^\circ\text{C}$, 흡기온도 $25 \pm 2^\circ\text{C}$, 연료입구온도 $35 \pm 2^\circ\text{C}$ 로 조정하였다. 또한 정격출력점에서 흡기압력 $-25 \text{ mmHg}/2300 \text{ rpm}$, 배기압력 $100 \text{ mmHg}/2300 \text{ rpm}$ 의 운전조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정하였다. 그리고 설정된 분사펌프의 래크위치가 최대(동력계의 부하 100% 위치)에서 전부하 상태로 하였으며, 엔진회전수에 따른 부분부하 상태에서 흡기포트의 형상과 분사시기 및 압축비를 변경하여 엔진의 성능 및 배기를 측정하였다.

2.2 실험방법

Fig. 1의 실험장치에서 측정된 토크는 흡입공기의 총 운동량에 대한 시간변화율이 된다. 여기서 흡기포트 전후의 압력차이는 포트유동이 완전난류가 일어날 수 있도록 250 mmAq 로 설정하였다⁽¹⁰⁾. 또한, 포트유동은 밸브양정에 따라서 변화하기 때문에 측정은 밸브양정을 1 mm씩 증가시키면서 실시하였다. 이때 포트를 통과하는 공기유량은 층류미터를 이용하여 측정하였다. 본 실험에서는 먼저 밸브위치에 따른 흡

기포트의 유동특성을 파악하고자 Fig. 3처럼 밸브편심률(N_v)을 0, 0.160, 0.320, 0.458, 0.479로 설정하였다. 아울러 밸브양정을 1mm에서 15mm까지 1mm 간격으로 변화시켰다. 각 밸브편심률에 대한 토크 및 유량을 측정하여 선회유동 특성을 비교 검토하고, 최적의 밸브편심률에 따른 포트형상 변경으로 동일한 실험을 수행하였다.

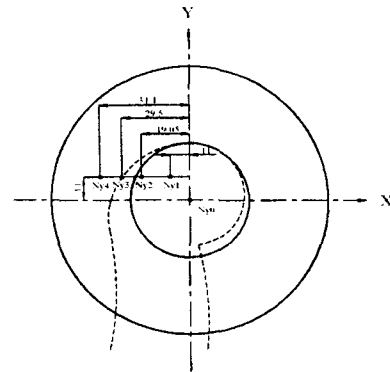


Fig. 3 Schematic diagram of valve positions

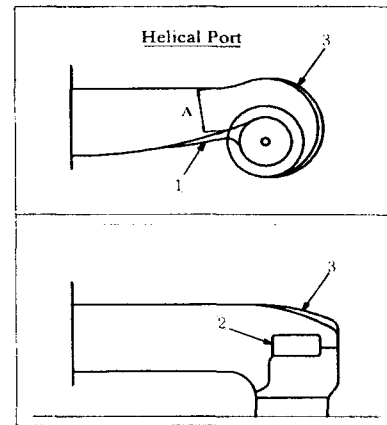


Fig. 4 Geometry of port modification for variance of swirl ratio

선회비를 변경하는 방법은 Fig. 4에서 나타난 바와 같이 포트형상을 안쪽 곡선부 ①의 면적을 깎아내어 덧살(실리콘 접착제)을 붙이거나, 밸브가이드에서 보스부까지의 높이 ②를 수정하거나, 포트의 바깥쪽 곡선부 ③의 부위를 수정하는 방법이 있다. 여기서는 일반적으로 수정작업이 가장 쉬운 ①부위를 약 1.0 mm정도씩

뛰어나거나 불여 측정하는 반복작업을 수행함으로써 포트의 선회비 R_s 를 1.70(A type), 2.13(B type), 2.43(C type)으로 변경하였다.

3. 실험 결과와 고찰

3.1 흡기포트의 유동특성

흡기포트에서 실린더 내에 형성된 유동장이 엔진성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해서는 흡입되는 공기의 특성인자를 측정하여야 한다. 그러나 실제엔진에서 이러한 유동특성을 측정하기에는 상당한 제약조건이 수반되기 때문에 정상유동 실험장치를 이용하여 유동특성을 평가할 수 밖에 없다.

3.1.1 밸브편심률 변화의 유량계수 특성

흡기밸브를 통과하는 선회유동은 흡기포트-밸브 및 밸브시트의 기하학적 형상뿐만 아니라, 밸브양정, 밸브위치 등으로 영향을 받는다. 이처럼 흡입유동특성 또는 유동저항은 밸브를 통과하는 이론유량과 실제유량의 비로 정의되는 무차원인 유량계수를 이용하여 고찰할 수 있다. 따라서 밸브시트 내경(D)을 기준으로 해서 밸브양정에 따른 유량계수(C_f)의 계산식은 다음과 같다.

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

여기서 Q 는 흡기밸브를 통과하는 실제유량, A 는 밸브시트 내경에 대한 단면적이고, V_0 는 흡기포트를 통과하는 유효속도이다.

또한 밸브양정에 대한 평균유량계수($C_{f(mean)}$)는 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 작동엔진에서 흡입행정 전반에 걸친 포트의 흡입능력을 평가하는데 이용한다.

$$C_{f(mean)} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \quad (2)$$

여기서 α_1 는 흡기밸브 열림각, α_2 는 흡기밸브 닫힘각이고, $d\alpha$ 는 흡기밸브 작동각을 의미한다.

Fig. 5는 선회비가 2.13인 유량분포계수로서

밸브편심률을 변화시켰을 경우 밸브양정변화에 따라 측정된 유량계수를 나타낸 것이다. 여기서 유량계수의 분포는 전반적으로 밸브양정 $L/D=0.165$ 까지 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀 완만한 증가의 양상을 보이고 있다. 그 이유는 $L/D=0.165$ 를 중심으로 두 구간이 서로 다른 기울기를 갖는 것은 Annand⁽¹¹⁾ 등이 지적한 바와 같이 이 지점에서 밸브-시트의 유동박리 등을 포함한 유동변화가 일어나고 있음을 시사하고 있다.

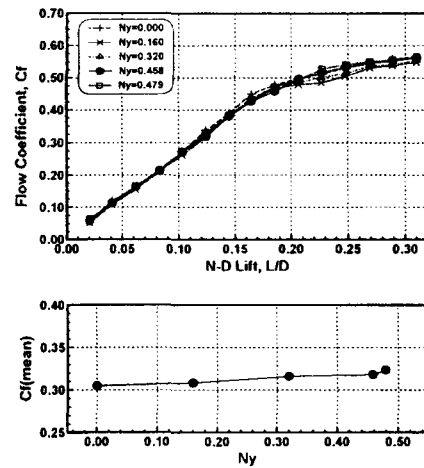


Fig. 5 Effects of N-D lift with valve eccentricity ratio N_y on C_f and $C_{f(mean)}$ (at $R_s=2.13$)

일반적으로 평균유량계수를 크게 하기 위해서는 두 구간에서 양호한 유량계수를 얻어야 하지만, 밸브양정이 큰 쪽보다 양호한 유량계수가 얻어지도록 밸브편심률을 조정할 필요가 있다. 그 결과로 최소값을 나타내는 $N_y=0$ 에서 $C_{f(mean)}=0.3050$, 최대값을 나타내는 $N_y=0.479$ 에서 $C_{f(mean)}=0.3234$ 로서 밸브가 중심에 있을 때 보다 6.03 % 정도 증가되었다. 이는 밸브편심률이 증가함에 따라 유동통로가 작아지는 낮은 밸브양정에서 유량계수의 감소율보다 높은 밸브양정에서 유량계수의 증가율이 크기 때문이다.

3.1.2 무차원 리그스웰과 선회비의 특성

정상유동실험으로부터 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화하기 위한 무차원 리그스웰(N_r)은 유동장의 접선속도에 대한 축방향 속도의 비로써, 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$N_r = \frac{SG}{m B V_0} \quad (3)$$

여기서, G 는 ISM에서 측정된 각운동량 플럭스이고, m 는 허니컴을 통과하는 흡입질량유량, B 는 실린더 보어 직경이다. 또한 흡입기간동안 흡기포트에 의해 발생된 각운동량 플럭스의 총합에 해당되는 선회비(R_s)는 다음과 같은 식으로 나타낸다. 이는 흡입기간 완료시점에서 흡입공기의 각운동량을 계산함으로써 결정된다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \frac{BS}{D^2} \cdot \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f N_r d\alpha}{\left(\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha\right)^2} \quad (4)$$

여기서, ω_c 는 흡입기간동안에 생성된 흡입공기의 각속도이고, ω_e 는 엔진 각속도, S 는 엔진 스트로크이다.

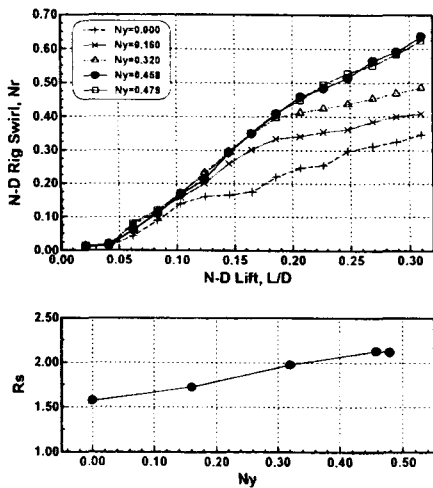


Fig. 6 Effects of N-D lift with valve eccentricity ratio N_e on N_r and R_s (at $R_s=2.13$)

Fig. 6는 밸브편심률을 변화시켰을 때 밸브양정의 변화에 따른 무차원 리그스웰(N_r)의 영향과 밸브양정에 따른 N_r 로부터 산출된 선회비의

영향을 나타낸 것이다. 따라서 밸브편심률이 증가할수록 실린더 축을 중심으로 각운동량의 성분이 증가하여 N_r 이 증가되는 것을 알 수 있다. 여기서, 밸브편심률 $N_e=0.160$, 0.320과 $N_e=0.458$, 0.479영역으로 나누어서 N_r 분포에 대한 특성을 비교해 보면, $N_e=0$ 의 $L/D=0.103$ 과 $N_e=0.160$, 0.320의 $L/D=0.185$ 에서 변곡점을 형성한 후 증가경향이 다소 둔화되는 양상을 보이고 있다. 특히 밸브양정이 큰 $L/D=0.185$ 이후 $N_e=0.160$, 0.320 경우 많은 감소량을 나타내는데 이러한 현상은 양정변화에 따른 유량계수분포로부터 알 수 있듯이 실린더 내로의 흡입감소량에 기인하기 때문이다.

그러나 $N_e=0.458$, 0.479는 전양정에서 N_r 분포가 거의 선형적으로 증가하는 양상을 나타내고 있다. 따라서 밸브편심률의 변화를 이용하여 선회비를 증가시키고자 할 때 밸브양정의 전영역에서 양호한 특성을 갖도록 하기 위하여 낮은 양정에서는 감소현상으로, 높은 양정에서는 증가경향을 적절히 조화시켜야 한다. 밸브가 실린더중심에서 밸브편심률이 최대인 $N_e=0.479$ 까지 움직일 때 밸브이후 성분에 의한 선회비의 증가량은 0.546(약 34.7%)이고, 실제 밸브위치인 $N_e=0.458$ 인 경우 선회비의 증가량은 0.559(약 35.6%)이다. 이 결과를 통하여 실제 밸브위치가 적절한 밸브편심률을 유지하여 양호한 선회강도를 나타낼 수 있었다.

3.1.3 포트형상 변경의 유동특성

Fig. 7과 Fig. 8은 실린더헤드의 포트형상을 선회비 A 형=1.70, B 형=2.13, C 형= 2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 따른 유량계수(C_f) 및 무차원 리그스웰(N_r)분포를 나타낸 것이다.

C_f 분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C형 포트가 밸브양정에 따라 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있다. 또한 N_r 분포의 특성은 선회비가 높을수록 증가함을 보여주는 서로 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있었다. 그러므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 검토할 필요가 있다.

한편 엔진의 요구조건으로는 가스속도와 평균

유량계수로 나타내는 흡기포트의 능력을 동시에 고려한 무차원수인 걸프비(Z)는 다음과 같은 식으로 나타낸다.

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

이는 흡기포트의 마하수 또는 흡입기간동안 흡기밸브-시트를 지나는 음속(a)에 대한 접근 정도를 나타내는 척도로 이용된다.

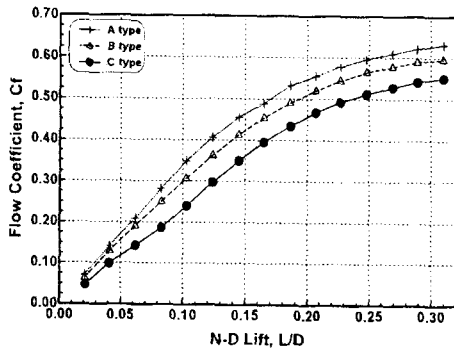


Fig. 7 C_f curves with valve lift L/D for A. B. C type ports

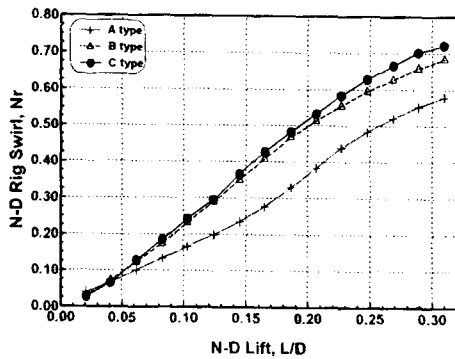


Fig. 8 N_r curves with valve lift L/D for A. B. C type ports

Fig. 9는 각 실린더헤드에 대하여 선회비(R_s)와 평균유량계수($C_{f(mean)}$) 및 걸프 팩터(Z)의 관계를 나타낸 것이다. 선회비는 흡기밸브가 열리는 크랭크각도에서 닫힐 때까지 흡입행정기간에 발생된 스윙의 평균값을 의미하는 것으로 측정된 무차원 리그스윙값이 큰 순서와 동일한 C, B, A 형 포트순으로 그 값은 2.43, 2.13, 1.70이 된다. 그 결과로서 선회비가 증가함에 따라 평균유량계수는 감소되며, 걸프 팩터가 증

가되는 상관관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

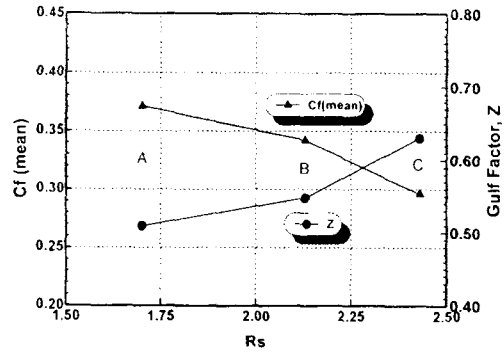


Fig. 9 Relation of R_s , $C_{f(mean)}$ and Z for A. B. C type ports

3.2 엔진성능 특성

3.2.1 선회비의 영향

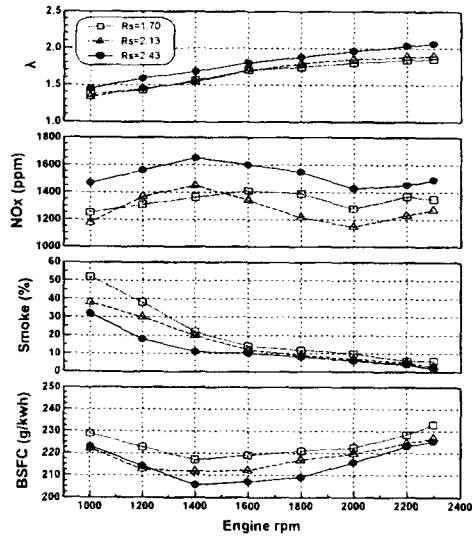


Fig. 10 Full load performance curves for three types of swirl ratio

Fig. 10은 기본 엔진사양(압축비 15.5, 노즐경 $\phi 0.31 \times 5$, T45과급기, 분사시기 BTDC 13° CA)으로 포트형상을 변경하였을 때, 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 선회비가 2.43인 C형 포트의 실린더헤드가 공기과잉률이 전반적으로 높아 연료소비율 및

매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NOx 농도는 연소속진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고 있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A형 포트의 실린더헤드는 공기과잉률이 전반적으로 낮아 연료소비율 및 매연농도가 나빠지는 경향을 보이며, NOx 농도는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다.

이는 정상유동실험에서 고찰한 바와 같이 A형 포트는 무차원 리그스웰이 가장 낮고, 선회비 또한 너무 낮기 때문에 낮은 스웰에 기인한 불완전 연소특성으로 성능 및 매연농도가 좋지 못한 것으로 알고 있다.

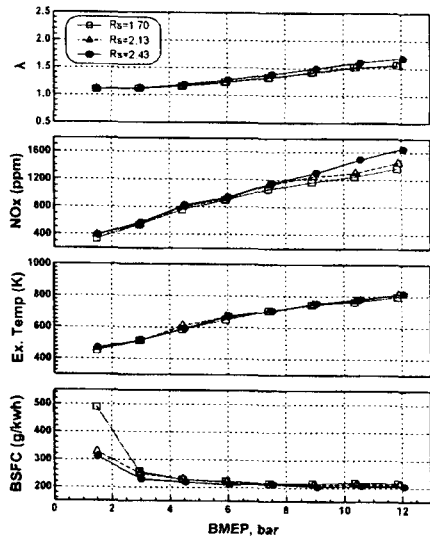


Fig. 11 Partial load performance curves for three types of swirl ratio(at 1400rpm)

Fig. 11과 Fig. 12는 정격회전수의 60%, 100%인 1400 rpm과 2300 rpm에서 부분부하 성능실험결과를 나타낸 것이다. 부분부하 실험에서 평균유효압력에 대해서 성능 및 배출가스 농도를 측정함으로써 연소특성을 고찰할 수 있다.

전격회전수가 1400 rpm에서 연료소비율은 평균유효압력 3.0 bar 이상이 되는 지점부터 낮은 연료소비율 특성을 나타내고 있다. 또한 NOx 농도는 평균유효압력이 증가함으로써 거의 선형적으로 증가하며, 특히 선회비가 2.43일 때는 평균유효압력 9.06이상이 되는 지점부터 낮은

선회비인 경우에 비해 NOx 농도가 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다.

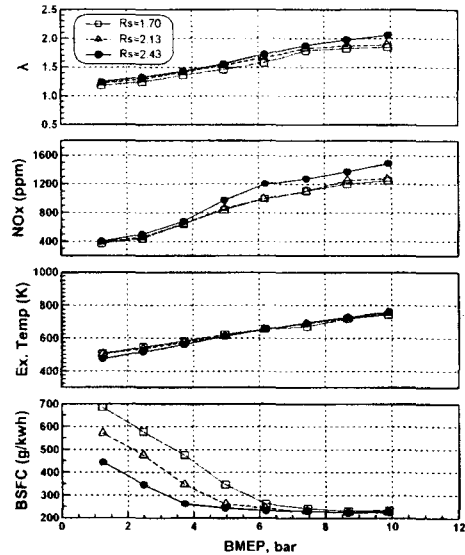


Fig. 12 Partial load performance curves for three types of swirl ratio(at 2300rpm)

2300 rpm에서 연비는 평균유효압력 4.9 bar 이상되는 지점부터 낮은 연료소비율 특성을 보인다. 또한 NOx 농도는 평균유효압력이 커짐으로서 증가하고, 특히 선회비가 2.43일 때 평균유효압력 4.9 bar 이상이 되는 지점부터 낮은 선회비인 경우에 비해 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다.

이와 같이 성능 및 배출가스 특성을 고찰해 보면 선회비가 2.43인 경우 다소 NOx 농도는 증가하나, 성능면에서는 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.

3.2.2 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 전각시킴에 따라 분사각의 온도가 낮기 때문에 착화지연기간이 길어져 분사기간중의 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인해 실린더내의 압력이 상승하기 때문에 분무에 공기도입이 증가하여 분무내의 평균당량비는 감소된다. Fig.13은 기본 엔진사양(압축비 15.5, 노즐경 $\phi 0.31 \times 5$, T45과급기, 선회비 2.43)으로 분사시기를 BTDC 11°, 13°, 15°CA로 변경하였을 때, 전부하 실험에서 성능

및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 분사시기를 전각시킴으로써 연료소비율 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 이로 인해 연소효율이 높고 가스온도가 상승함으로써 NOx농도가 증가되어 이들의 상반된 관계를 고려한 분사시기의 최적화가 필요하다.

3.2.3 압축비의 영향

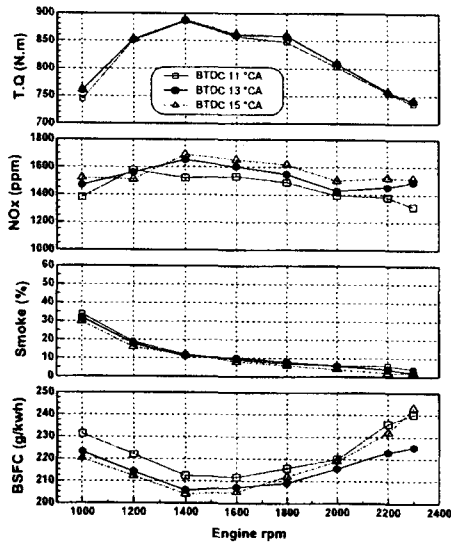


Fig. 13 Full load performance curves for three types of injection timing(at Rs=2.43)

일반적으로 압축비가 커지면 최고압력과 열효율이 높아져 평균유효압력이 커짐으로써 연료소비율은 감소된다. Fig. 14는 기본 엔진사양 (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. 이것은 압축비의 증가로 인한 연소압력과 연소온도가 증가되어 연료소비율 및 매연농도는 감소되지만, 오히려 NOx농도는 증가됨을 알 수 있다.

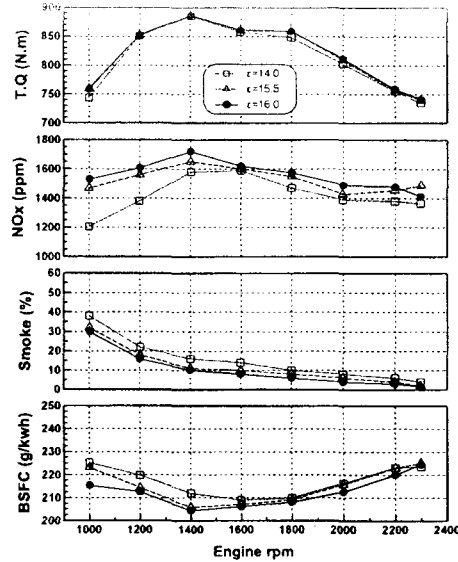


Fig. 14 Full load performance curves for three types of compression ratio(at Rs=2.43)

4. 결론

터보차저 디젤엔진의 성능개선을 위하여 밸브편심을 변화와 흡기포트 형상변경에 따른 선회유동특성을 고찰하고, 흡기포트의 선회비 및 연료분사계 변경에 따른 엔진성능 및 배출가스 특성에 관한 연구결과는 다음과 같다.

- 1) 밸브편심을 변화에 따른 유량계수의 분포특성은 변곡점(밸브양정 $L/D=0.165$) 형성위치 이후에서 편심률이 증가할수록 유량계수가 증가한다.
- 2) 밸브편심률이 증가함에 따라 밸브의 위치가 실린더벽 쪽으로 움직일수록 선회강도는 증가한다.
- 3) 헬리컬형 흡기포트의 경우 선회비를 증가시키므로써 평균유량계수는 감소하며, 걸프비(Z)는 증가하는 상반관계를 갖는다.
- 4) 흡기포트 선회비에 따른 성능실험결과로, 선회비가 2.43(C형)인 경우가 낮은 선회비 1.70(A형) 및 2.13(B형)인 경우보다 NOx 농도는 약간 증가하나, 성능면에서 가장 우

수하여 최적의 흡기포트를 설정할 수 있었다.

- 5) 선회비 2.43인 흡기포트에 분사시기 BTDC 13°CA와 압축비 15.5를 적용한 경우가 성능 및 NOx 농도분포를 고려했을 때 우수한 성능분포를 나타냈다.

References

1. A.F. Bicen, C. Vafidis and J. H. Whitelaw, "Steady and Unsteady Air Flow through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", Journal of Fluids Engineering, Vol.107, No. 3, 1985.
2. G. Tippelmann, "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE 770404, 1977.
3. D.J. Timoney, "Smoke and Fuel Consumption Measurements in a Direct Injection Diesel Engine with Variable Swirl", SAE 851542, 1985.
4. I. M. Kahn, C. H. T. Wang and B. Langridge, "Effect of Air Swirl on Smoke and Emissions from Direct Injection Diesel Engines", SAE 720102, 1972.
5. I.M. Kahn, G. Greeve and C.H.T. Wang, "Factors Effecting Smoke and Gaseous Emissions from Direct Injection Engines and a Method of Calculation", SAE 730169, 1973.
6. M.L. Monaghan and H.F. Pettifer, "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE 8102557, 1981.
7. K. Kajiyama and H. Hiroyasu, "An Analysis of swirling Flow in Cylinder for Predicting D.I. Diesel Engine Performance", SAE 840518, 1984.
8. 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 NOx Emission", JSAE, Vol.22, No.4, 1991
9. R. F. Paker and J. W. Walker, J.W., "Exhaust Emission Control in Medium Swirl Rate Direct Injection Diesel Engines", SAE 720755, 1972.
10. G.D. Partington, "Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports", Ricardo Report DP. 80/1123, 1980.
11. W.J.D. Annand and G.E. Roe, "Gas Flow in the Combustion Engine", Haessner Pub. N.J. 1974.