

과급 디젤엔진에서 선회비 변경에 따른 흡기 포트유동 및 엔진성능 특성에 관한 연구

윤준규* · 차경옥**
(2000년 1월 17일 접수)

A Study on the Characteristics of Intake Port Flow and Performance with Swirl Ratio Variance in a Turbocharged D.I. Diesel Engine

Jun-Kyu Yoon and Kyung-Ok Cha

Key Words: Swirl Ratio(선회비), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심률), Flow Coefficient(유량계수), Non-dimensional Rig Swirl(무차원 리그 스월), 걸프 팩터(Gulf Factor), Engine Performance(엔진성능)

Abstract

The characteristics of intake port flow and engine performance with swirl ratio variance in a turbocharged D.I. diesel engine were studied in this paper. The intake port flow is important factor 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 satisfy performance and emission by optimizing the main parameters; the swirl ratio of intake port, injection timing and compression ratio. The swirl ratio for ports was modified by hand-working and measured by impulse swirl meter. For the effects on performance and emission, the brake torque and brake specific fuel consumption were measured by engine dynamometer, NOx and smoke were measured by gas analyzer and smoke meter. The results of steady flow test are as follows; as the valve eccentricity ratio are closed to cylinder wall, the flow coefficient and swirl intensity are increased. Also we realized that there is a trade-off that the increase of swirl ratio decreases mean flow coefficient and increases the Gulf factor. And the optimum parameters to meet performance and emission through engine test are as follows; the swirl ratio 2.43, injection timing BTDC 13oCA and compression ratio 15.5.

1. 서론

선진국 등 국내외에서 법적으로 자동차 배출가스저감을 위한 대책기술의 개발이 계속적으로 실시되고 있으며, 그 중에서 환경오염에 대한 인식

의 변화로 고출력, 저연비, 저공해 등을 실현하기 위해 많은 연구가 이루어지고 있다. 특히 이에 대응 방안으로서 과급엔진은 주로 과급기장착이 용이한 저속 디젤엔진 및 대형엔진에 이용되어 왔으나, 최근에는 고속 소형의 가솔린엔진에 이르기까지 사용범위가 확대되고 있다. 일반적으로 엔진에 과급기를 장착하면 배기량이나 회전속도의 증가없이도 출력을 30% 정도로 증가시키고, 또한 연비 및 소음도 좋아진다. 아울러 엔진의

* 회원, 경원전문대학 자동차정비과

** 회원, 명지대학교 기계공학과

E-mail : chako@wh.myongji.ac.kr

TEL : (031)330-6420 FAX : (031)338-8942

마력 낭 중량이 작기 때문에 엔진을 소형·경량화하여 생산단가를 줄일 수 있는 장점이 있다. 그러나 연소가스의 고온·고압으로 인하여 실린더 내에 여러 장애요인이 발생되므로 적당한 용량의 과급기선정을 통한 흡배기시스템, 분사시스템 및 연소실의 설계 등을 고려할 필요가 있다. 이들 중 디젤엔진의 연소과정에서 선회유동은 분사되는 연료와 흡입공기의 혼합을 촉진시켜 엔진 성능을 향상시키는데 매우 중요한 인자가 된다. 그러므로 흡기계를 통하여 적절한 선회유동을 제공하는 것은 매우 중요하다. 최근에 고압 연료분사방법을 적용하는 디젤엔진의 개발이 진행되고 있어 기존의 연료분사방법을 사용하는 엔진에 비해 선회강도를 줄여도 되지만 고압 연료분사시의 선회유동에 관한 연구는 여전히 중요한 과제가 되고있다.

일반적으로 흡기유동을 해석하는 기초기술로 LDA를 이용한 3-D 유속측정방법 및 각종 CFD 코드를 이용한 유동해석방법 등^(1~4)으로 활용되어 엔진 실린더내부의 유동현상을 이해하는데 많은 도움이 되고 있으나, 아직도 실린더헤드의 흡기포트 설계에 있어서는 스윙계측기로 이용한 실린더내 선회강도의 비교평가 등^(5~7)에 크게 의존하고 있다. 이를 토대로 디젤엔진의 연소개선을 위한 대책으로 흡기포트 및 연소실의 형상 및 연료분사시스템을 변경해서 연비향상 및 배출가스 저감을 위한 연구 등^(8~10)도 활발히 진행되고 있다.

본 연구에서는 과급 디젤엔진의 나선형 흡기포트에 대하여 밸브편심률의 변화 및 포트의 형상 변경에 따른 정상유동실험을 수행하여 유량계수, 선회강도 등의 유동특성을 비교·분석하고, 실린더헤드의 포트설계 및 엔진성능 향상을 위해서 선회비의 변화에 따른 엔진성능 및 배출가스에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 선회비 실험장치 및 방법

실린더 내에서 선회유동을 계측하는 방법에는 패들 휠(paddle wheel), 베인(vane)의 회전속도로부터 접선속도를 계측하는 패들 휠형(paddle wheel type)의 스윙미터(swirl meter) 및 실린더 내에 놓

여진 허니콤(honeycomb)에 작용하는 토크 측, 각 운동량 플러스를 직접 측정하는 ISM(Impulse Swirl Meter) 등이 있다. 본 실험장치는 ISM방식으로 Fig. 1과 같이 선회비를 측정하기 위하여 실린더내의 축에서 수직으로 놓여진 알루미늄 허니콤 격자(grid)를 통과하도록 하였다.

ISM은 축방향 및 스윙방향 속도분포에 관계없이 로드셀(load cell)을 이용하여 흡입공기의 스윙강도가 실린더 축방향에서 토크로 변환하여 나타내게 된다. 여기서 측정된 토크는 흡입공기의 총 운동량에 대한 시간변화율이 된다.

포트전후의 압력차는 완전히 발달된 난류유동을 일으키고 있는 흡기밸브출구를 지나는 동안 Fig. 2에 나타낸바와 같이 밸브시트직경에 의한 압력수두의 실험영역⁽⁶⁾에서 제시한 밸브시트직경 $\phi 48.6$ 에 있어서 250mmAq를 설정값으로 취하였다. 따라서 포트유동은 밸브양정에 의해서 변화하므로 측정용은 밸브양정을 1mm씩 증가시켜 실시한다. 이 때 포트를 통과하는 공기유량은 층류유량계(laminar flow meter)를 이용하여 측정한다.

여기서 실험에 적용되는 실린더헤드의 흡기밸브 및 밸브시트의 상세도는 Fig. 3에 나타냈으며 밸브의 시트각(seat angle)은 30° 이며 밸브헤드상부 필렛반경은 10mm이다. 그리고 밸브시트는 아

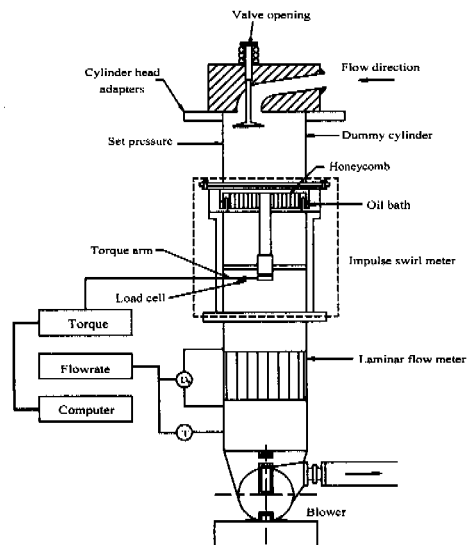


Fig. 1 Schematic of steady flow impulse torque swirl meter

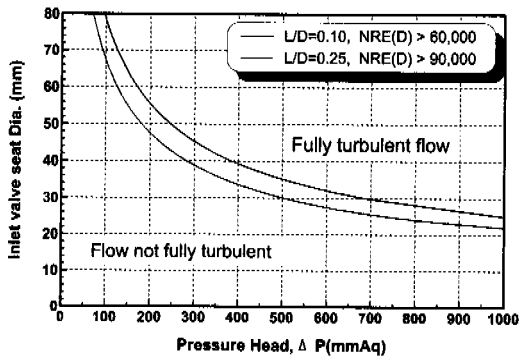


Fig. 2 Curves of pressure head with inlet valve seat diameter

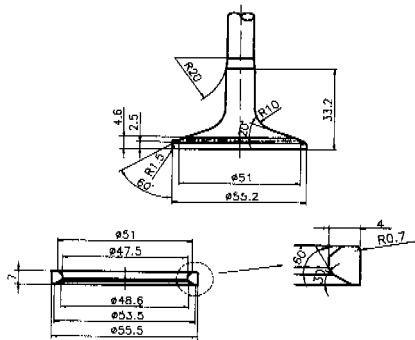


Fig. 3 Geometry of inlet valve and valve seat

래부분이 30° 이고, 윗부분이 60° 인 이중시트각으로 설계되어 있다.

일반적으로 실린더 중심에 대한 밸브의 위치는 한 개의 흡기포트를 갖추고 있는 실린더 헤드인 경우, 밸브편심률(N_y)은 다음과 같이 나타낸다.

$$N_y = \frac{Y}{B - D_0} \quad (1)$$

여기서, Y 는 실린더 중심축과 흡기밸브 중심축 사이의 편심거리이고, B 와 D_0 는 실린더 내경과 밸브헤드의 직경이다. 식 (1)은 밸브가 실린더 중심에 놓여 있을 때 $N_y=0$ 이고, 그리고 밸브가 실린더 벽면에 접해 있을 때 $N_y=0.5$ 의 값을 갖는다.

본 실험에서는 먼저 밸브위치에 따른 흡기포트 유동특성을 알아보기 위하여 Fig. 4에서 나타낸바와 같이 밸브편심률(N_y)을 0, 0.160, 0.320, 0.458, 0.479을 취하고, 이에 대한 밸브양정을 1mm에서 15mm까지 1mm 간격으로 변화시키면서 각 밸브편심률에 대한 토크와 유량을 측정하고, 최적의

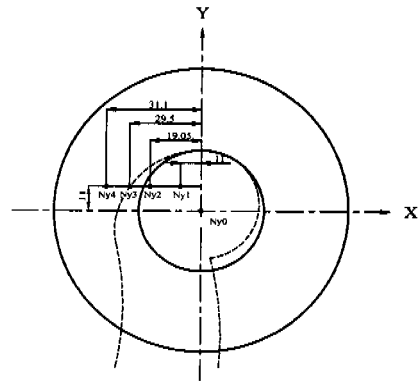


Fig. 4 Schematic diagram of valve positions

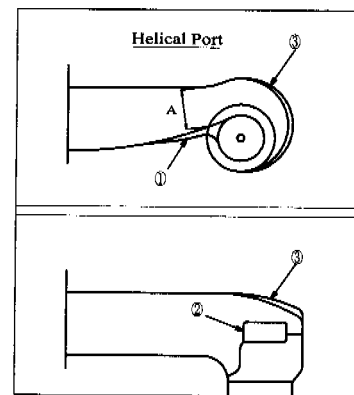


Fig. 5 Geometry of port modification for variance of swirl ratio

밸브편심률에 대하여 포트형상을 변경하면서 실험을 수행하였다.

포트형상에서 선회비를 변경하는 방법은 Fig. 5에서 나타낸바와 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 1.0mm 정도씩 깎아내거나 붙여 측정하는 반복작업을 수행함으로써 선회비를 1.70, 2.13, 2.43으로 변경하였다.

본 실험에서 측정된 값과 크랭크각 변화에 따른 실제 엔진에서 흡기밸브의 양정값을 기본으로 유량계수(C_f), 무차원 리그 스윙(N_r), 선회비(R_s),

Table 1 Inlet valve lift with crank angle

Crank angle (° CA)	Valve lift (mm)	Crank angle (° CA)	Valve lift (mm)
- 13.0	0.000	100.0	11.160
- 10.0	0.080	110.0	10.890
0.0	0.620	120.0	10.320
10.0	1.870	130.0	9.440
20.0	3.490	140.0	8.300
30.0	5.200	150.0	6.940
40.0	6.600	160.0	5.290
50.0	8.270	170.0	3.540
60.0	9.410	180.0	1.920
70.0	10.270	190.0	0.650
80.0	10.850	200.0	0.120
90.0	11.130	203.0	0.000
95.0	11.170		

Table 2 Specification of test engine

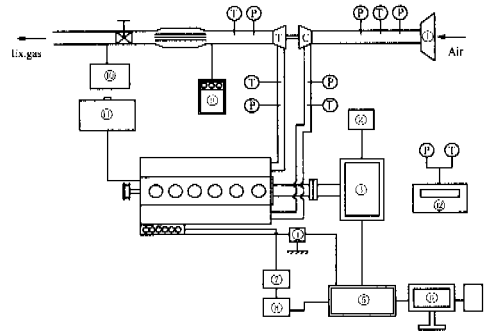
Engine type	6 cylinder, 4cycle T/C DI engine	
Bore * Stroke(mm)	124 * 130	
Displacement(cc)	9,419	
Max. Power(kW/rpm)	176 / 2300	
Max Torque(N · m/rpm)	882 / 1400	
Intake valve head & seat dia.(mm)	φ55.2 / φ48.6	
Valve timing	Intake open : BTDC 12° CA close : ABDC 21° CA Exhaust open : BBDC 51° CA close : ATDC 13° CA	
Swirl ratio(Rs)	A type=1.70, B type=2.13, C type=2.43	
Compression ratio	14, 15.5, 16	
Combustion bowl	Parallel (deep bowl)	
Turbocharger	T45 (comp. A/R : 0.72, Turb. A/R : 1.05)	
Injection system	Governor	RFD type
	Timer	Advance(0.5° / 950rpm)
	Nozzle pressure	1st : 15.7, 2nd : 21.6MPa
	Hole size	φ0.31*5
	Nozzle pro.(mm)	4.77 (inj. angle 150°)

걸프 팩터(Gulf factor, Z) 등의 계산을 수행하기 위하여 선회유동해석 프로그램을 사용하였다.

Table 1은 실제 엔진에서의 크랭크각 변화에 따른 흡기밸브 양정값이다.

2.2 엔진성능 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 엔진의 주요제원은 Table 2와 같이 과급 직접분사식 디젤엔진으로 보아 124mm, 행정 130mm인 In-line 6 실린더용 엔진을 사용하였으며, 이 때 분사계의 사양은 Zexel P-S3 S의 분사펌프로 가버너, 노즐의 개변압 및 분공



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

Fig. 6 Experimental apparatus for engine performance

경 등의 사양을 나타냈으며, 실험장치의 개략도는 Fig. 6에 나타내었다.

실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해서 냉각수의 출구온도 80±2℃, 흡기온도 25±2℃, 연료의 입구온도 35±2℃로 조정하고, 정격출력점에서 흡기압력 25mmHg/2,300rpm, 배기압력 100mmHg/2,300rpm의 운전조건이 될 수 있도록 흡·배기측의 압력을 조정함으로써, 설정된 분사펌프의 레크위치를 최대(동력계의 부하 100% 위치)로 놓고 전부하상태를 기준으로 엔진 회전수에 따른 부분부하 성능실험을 수행하면서 흡기포트의 형상과 분사시기 및 압축비를 변경하여 엔진의 성능 및 배출가스를 측정하였다

3. 실험결과 및 고찰

3.1 흡기포트의 유동특성

흡기포트로부터 실린더 내에서 형성된 유동장이 엔진성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해서는 흡입되는 공기의 특성인자를 측정하여야 한다. 그러나 실제 엔진에서 이러한 유동특성을 측정하는데는 상당한 제약조건이 수반되기 때문에 정상 유동 실험장치를 이용하여 유동특성을 평가해야 한다.

3.1.1 밸브편심을 변화의 유량계수 특성

흡기밸브를 지난 선회유동은 흡기포트와 밸브 및 밸브시트의 기하학적 형상뿐만 아니라 밸브양정 및 밸브위치 등의 영향을 받으며, 흡입유동에 대한 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제 유량의 비인 무차원 유량계수를 이용하여 정량화시킬 수 있다. 그러나 유량계수는 밸브와시트사이에 형성되는 기준 유동면적에 따라 서로 다른 값을 갖게 되므로, 본 연구에서는 밸브시트 내경(D)을 기준으로 해서 밸브양정에 따른 유량계수(C_f)가 계산되며 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$C_f = \frac{Q}{AV_0} \quad (2)$$

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 발달한 난류가 되도록 고려한 압력차의 값이다. 또한 밸브양정에 대한 평균유량계수($C_{f(mean)}$)를 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 작동엔진에서 흡입행정 전반에 걸친 포트의 흡입능력을 평가하는데 이용된다.

$$C_{f(mean)} = \frac{\int_{\alpha_{IVC}}^{\alpha_{IVC}} C_f d\alpha}{(\alpha_{IVC} - \alpha_{IVO})} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \quad (3)$$

여기서, α_1 은 흡기밸브 열림각을, α_2 는 흡기밸브 닫힘각을 의미하고, $d\alpha$ 는 흡기밸브 작동각을 의미한다. Fig. 7은 선회비가 2.13인 실린더헤드로서 밸브편심을 변화시켰을 때, 흡기포트-밸브의 양정변화에 따른 유량계수분포를 나타내었다. 그 결과로서 유량계수의 분포는 전반적으로 밸브양정 $L/D=0.165$ 까지 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀 완만한 증가의 양상을 보이고 있다.

이와 같이 $L/D=0.165$ 를 중심으로 두 구간에서 서로 다른 기울기를 갖는 것은 Annand 등⁽⁷⁾이 지적한 바와 같이 이 지점에서 밸브-시트의 유동박리등을 포함한 유동변화가 일어나고 있음을 시사하고 있다. 일반적으로 평균유량계수를 크게 하기 위해서는 두 구간에서 양호한 유량계수를 얻어야 하지만, 밸브양정이 큰 쪽에서 보다 양호한 유량계수가 얻어지도록 밸브편심을 조정할 필요가 있다.

Fig. 8은 밸브편심의 변화에 따른 편심률 N_y = 0에서 $N_y=0.479$ 까지 측정된 유량계수의 분포와

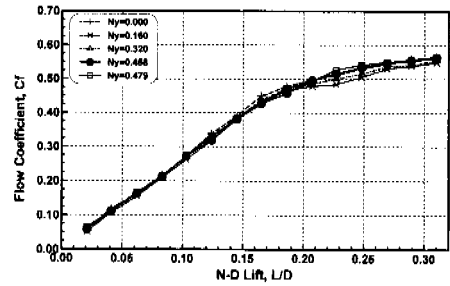
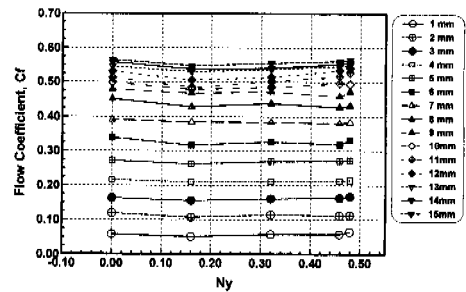
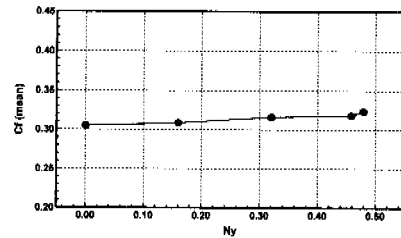


Fig. 7 Distribution of C_f with valve lift L/D (at B type $R_s=2.13$)



(a) Distributions of C_f



(b) Distributions of $C_{f(mean)}$

Fig. 8 Distributions of C_f and $C_{f(mean)}$ with valve eccentricity ratio N_y (at B type $R_s=2.13$)

밸브양정에 대한 유량계수의 평균값을 산출한 평균유량계수의 분포를 나타낸 것이다.

Fig. 8(a)에서 전반적인 분포양상은 밸브편심이 $N_y=0$ 에서 $N_y=0.160$ 까지 유량계수가 감소하다가 다시 밸브편심이 증가함에 따라 유량계수가 증가함을 알 수 있다. 따라서 밸브편심이 증가할수록 유량계수의 평균값의 의미를 갖는 평균유량계수는 증가할 것으로 생각한다. Fig. 8(b)는 밸브편심률에 따라 평균유량계수가 증가하는 양상을 보이고 있다. 그 결과로 최소값을 나타내고 있는 $N_y=0$ 에서 $C_{f(mean)}=0.3050$, 최대값을 나타내는

$N_v=0.479$ 에서 $C_{r(\text{mean})}=0.3234$ 이므로 밸브가 중심에 있을 때 보다 6.03% 정도로 증가를 나타내고 있다. 이는 밸브편심률이 증가함에 따라 유동통로가 작아지는 낮은 밸브양정에서 유량계수의 감소율보다 높은 밸브양정에서 유량계수의 증가율이 크기 때문이다.

3.1.2 무차원 리그 스웰(N_r)의 특성

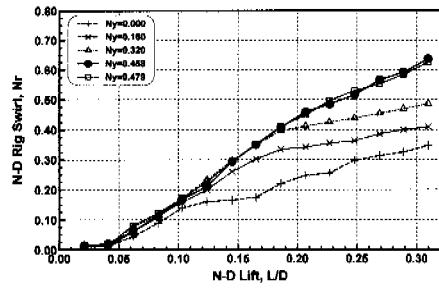
정상유동실험으로부터 흡기포트에 의하여 실린더 내에서 형성한 선회유동장을 정량화하기 위해 유동장의 접선속도에 대한 축방향속도의 비로 정의하고 있는 무차원 리그 스웰(N_r)은 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$N_r = \frac{8G}{mBV_0} \quad (4)$$

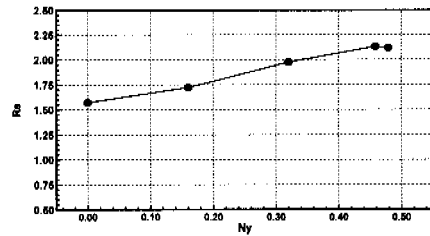
여기서, G 는 ISM에서 측정된 각운동량 플럭스이고, \dot{m} 은 허니컴을 통과하는 흡입질량유량이다. 또한 흡입기간동안 흡기포트에 의해 발생된 각운동량 플럭스의 총합에 해당되는 선회비(R_s)는 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 흡입기간 끝에서 흡입공기의 각운동량을 계산함으로써 결정된다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \frac{BS}{D^2} \cdot \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_f N_r da}{\left(\int_{a_1}^{a_2} C_f da \right)^2} \quad (5)$$

여기서, ω_c 는 흡입기간동안에 생성된 흡입공기의 각속도이고, ω_e 는 엔진 각속도이다. Fig. 9는 밸브편심률을 변화시켰을 때 밸브양정의 변화에 따른 무차원 리그 스웰(non-dimensional swirl, N_r)의 분포와 밸브양정에 의한 N_r 에서 산출한 선회비의 분포를 나타낸 것이다. Fig. 9(a)에서 전반적인 분포양상은 밸브양정이 증가함에 따라 N_r 은 거의 선형적인 증가를 나타내고 있다. 또한 밸브편심률이 증가할수록 실린더 축을 중심으로 각운동량의 성분증가로 N_r 가 증가함을 알 수 있다. 여기서, 밸브편심률 $N_v=0.160, 0.320$ 과 $N_v=0.458, 0.479$ 영역을 나누어서 N_r 분포에 대한 특성을 비교해 보면, $N_v=0$ 의 $L/D=0.103$ 과 $N_v=0.160, 0.320$ 의 $L/D=0.185$ 에서 변곡점이 형성된 후 증가경향이 다소 둔화되는 양상을 보이고 있는데 이것은 흡입유량의 고찰에서 알 수 있듯이 흡입유량이 감소하기 때문에 나타나는 현상이다. 또한 밸브



(a) Distributions of N_r



(b) Distributions of R_s

Fig. 9 Distributions of N_r and R_s with valve eccentricity ratio N_v (at B type $R_s=2.13$)

양정이 큰 $L/D=0.185$ 이후에서 $N_v=0.160, 0.320$ 인 경우 상당한 감소량을 보이는데 이러한 현상은 양정변화에 따른 유량계수분포에서 알 수 있듯이 실린더 내로의 흡입감소량에 기인한다. 반면에 $N_v=0.458, 0.479$ 는 전양정에서 N_r 분포가 거의 선형적으로 증가하는 양상을 나타내고 있다. 결국 밸브편심률의 변화에 따른 유동특성은 낮은 밸브양정에서 유동통로가 적기 때문에 N_r 분포가 낮게 나타내며, 높은 밸브양정에서 흡입유량이 증대하여 N_r 분포가 높게 나타냄을 알 수 있다. 따라서 선회비를 증가시키고자 할 때 전체의 밸브양정에서 N_r 분포를 고찰하여 밸브편심률을 적절히 설정할 필요가 있다.

Fig. 9(b)는 밸브편심률이 증가함에 따라 밸브의 위치가 실린더 벽쪽으로 움직일수록 선회비는 $N_v=0$ 에서 $N_v=0.160$ 까지는 점진적 증가를 나타내고 있으나 $N_v=0.160$ 이후에서는 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 이는 실린더 축을 중심으로 한 각운동량의 성분이 증가하는 것으로 고찰할 수 있다. 그러므로 실린더 내로의 흡입유량이 높은 밸브양정이 낮은 밸브양정보다 선회비분포에 끼치는 영향이 상대적으로 중요함을 알 수 있

다. 이러한 결과로부터 밸브를 통과한 유동이 실린더 벽과 충돌에 의해 생성되는 밸브이후 성분의 크기를 정량적으로 계산할 수 있다. 그 결과 밸브가 실린더의 중심($N_y=0$)에서 밸브편심률이 최대인 $N_y=0.479$ 까지 움직일 때 밸브이후 성분에 의한 선회비의 증가량은 0.546(약 34.7%)이고, 실제 밸브위치인 $N_y=0.458$ 인 경우 선회비에 대한 증가량은 0.559(약 35.6%)이다.

3.1.3 포트형상변경의 유동특성

Fig.10과 Fig.11은 실린더헤드에서 포트형상의 선회비를 A형=1.70, B형=2.13, C형=2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 의한 유량계수 및 부차원 리그 스윙(N_r)분포를 나타내었다. 그 결과 유량계수분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C형 포트 쪽에서 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있으며, N_r 분포는 선회비가 높을수록 증가함을 나타낸다. 이로 인해 나선형 흡기포트의 경우 선회비와 평균유량계수는 서로 상반관계가 있다는 점을 알 수 있었다. 그러므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 검토할 필요가 있다.

한편 엔진의 요구조건으로 표현되는 흡입 평균

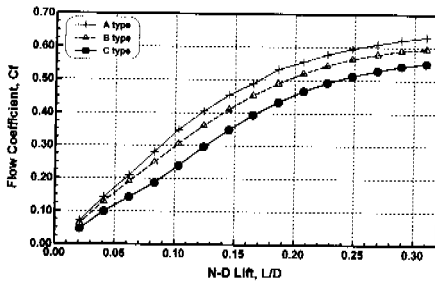


Fig. 10 C_f curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

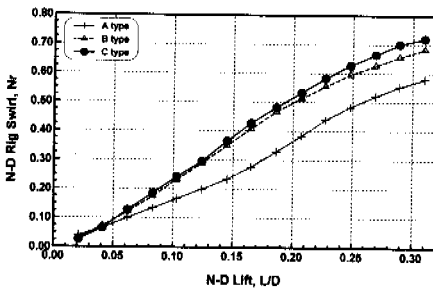


Fig. 11 N_r curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

가스속도와 평균유량계수로 나타내는 흡기포트의 능력을 동시에 고려한 무차원수인 걸프 팩터(Z)는 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$Z = \frac{\text{Inlet Mach No.}}{C_{f(\text{mean})}} = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \cdot \frac{2S \cdot \omega_e}{a \cdot C_{f(\text{mean})}} \quad (6)$$

이는 흡입포트의 마하수 또는 흡입기간동안 흡기밸브-시트를 지나는 속도의 유속(a)에 대한 접근정도를 나타내는 척도로 이용된다.

Fig. 12는 각 실린더헤드에 대한 선회비와 평균 유량계수 및 걸프 팩터의 분포를 나타낸 것이다. 선회비는 흡기밸브가 열리고 닫힐 때까지 크랭크 각도에서 흡입행정기간동안에 발생된 스윙의 평균값을 의미하는 것으로 부차원 리그 스윙값이 큰 순서와 동일한 C, B, A형 포트순으로 그 값은 2.43, 2.13, 1.70이 된다. 그 결과로서 평균유량계수는 선회비가 증가함에 따라 감소하지만 걸프 팩터는 증가하는 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

3.2 엔진성능특성

3.2.1 선회비의 영향

일반적으로 선회강도를 높이면 공기유동이 원활하기 때문에 연소를 촉진시킬 수 있어 좋은 성능을 얻을 수 있다. 그러나 과급 디젤엔진에서 선회강도를 매우 높게 취한다고 해도 전체의 운전영역에서 결코 좋은 성능을 보여줄 수가 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 적기 때문에 과급기의 특성상 과급지연이 발생함으로 높은 선회강도가 요구되지만, 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 더욱더 공기선회가 지나치게 강하여 연소가스가 인근 분부에

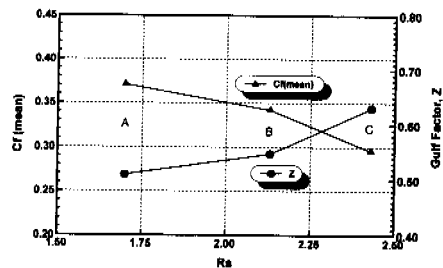


Fig. 12 Distribution of $C_{f(\text{mean})}$ and Z with Re for A,B,C type ports

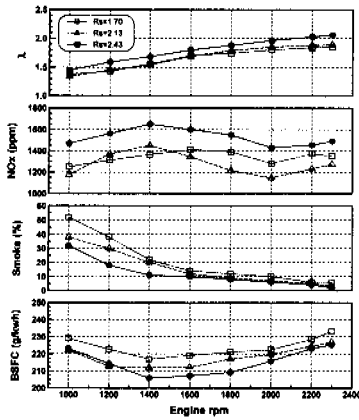


Fig. 13 Engine performance curves for three types of swirl ratio at full load

접촉 연소를 방해하므로 실린더 벽면의 냉각손실이 증대하여 엔진성능의 저하를 가져올 수 있다. 그러므로 엔진에서 요구되는 성능과 배출가스를 만족하는 적당한 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트형상을 최적화시켜야 한다.

Fig. 13은 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐경 ϕ 0.31*5, T45과급기, 분사시기 BTDC 13°CA)에서 포트형상을 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과 선회비가 2.43인 C형 포트의 실린더헤드가 공기과잉률이 전반적으로 높아져서 연비 및 매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NOx 농도는 연소축진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고 있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A형 포트의 실린더헤드는 공기과잉률이 전반적으로 낮아서 연비 및 매연농도가 상당히 나빠지는 경향을 보이나, NOx 농도분포는 대체로 낮게 나타내고 있다. 이는 정상유동실험에서 고찰한 바와 같이 A형 포트는 무차원 리그 스월이 가장 낮고, 선회비 또한 너무 낮기 때문에 낮은 스월에 기인한 불완전 연소로 성능 및 매연농도가 그다지 좋지 못한 것으로 고찰된다.

Fig. 14와 Fig. 15는 정격회전수의 60%, 100%인 1,400rpm과 2,300rpm에서 부분부하 실험결과를 나타낸 것이다. 부분부하실험에서 가로축 좌표인 평균유효압력에 대하여 성능 및 배출가스농도를 측정함으로써 연소특성을 고찰할 수 있다. 그 결과 1,400rpm에서 연비는 평균유효압력 3.0

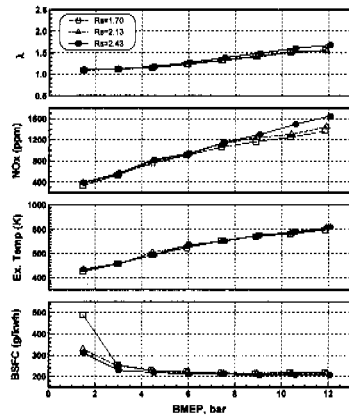


Fig. 14 Engine performance curves for three types of swirl ratio at partial load(1,400rpm)

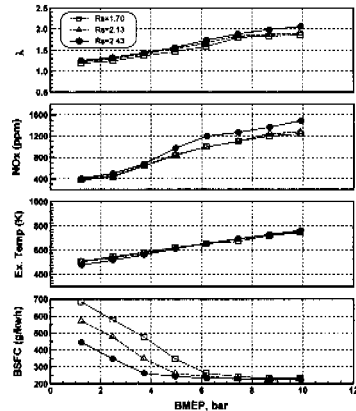


Fig. 15 Engine performance curves for three types of swirl ratio at partial load(2,300rpm)

0bar 이상이 되는 지점부터는 낮은 연비특성을 보이지만, NOx 농도는 평균유효압력이 증가함으로써 거의 선형적으로 증가하며, 특히 선회비가 2.43일 때는 평균유효압력 9.06bar 이상이 되는 지점부터 낮은 선회비에 비해 NOx 농도가 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 또한 2,300 rpm에서 연비는 평균유효압력 4.9bar 이상이 되는 지점부터 낮은 연비특성을 보이며, NOx 농도는 평균유효압력의 증가에 따라서 증가하지만, 특히 선회비가 2.43인 경우 평균유효압력 4.9bar 이상이 되는 지점부터 낮은 선회비에 비해서 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 이와 같이 성능 및 배출가스특성을 고찰한 결과로 선회비가

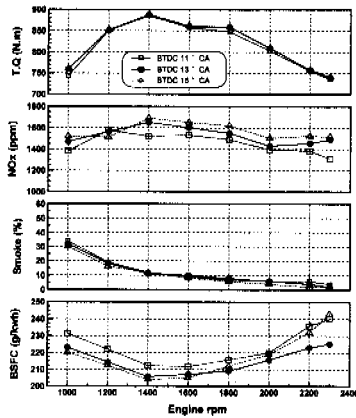


Fig. 16 Engine performance curves for three types of injection timing at full load

2.43인 경우에는 NOx 농도가 다소 증가하나, 성능면에서는 가장 우수하여 적절한 흡기포트로 설정할 수가 있다.

3.2.2 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 진각시킴에 따라 분사개시시의 온도가 낮으므로 착화지연기간이 길어져 분사기간중 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인해 실린더내의 압력이 상승하기 때문에 분무에 공기도입이 증가하는 반면 분무내의 평균당량비는 감소된다. Fig. 16은 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel 형 연소실, 노즐경 ϕ 0.31*5, T45과급기, 선회비 2.43)에서 분사시기를 BTDC 11, 13, 15°CA로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과 분사시기를 진각시킴으로써 연비 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내며, 이로 인해 연소효율이 높아 가스온도가 상승하면은 NOx 농도는 증가됨으로 이들 상반관계를 고려함으로써 분사시기에 최적화할 필요가 있다.

3.2.3 압축비의 영향

일반적으로 압축비가 커지면 최고압력과 열효율이 높아져 평균유효압력이 증가되어 연비가 감소한다. Fig. 17는 기본 엔진사양(parallel 형 연소실, 노즐경 ϕ 0.31*5, T45과급기, 분사시기 BTDC 13°CA, 선회비 2.43)에서 압축비를 14, 15.5, 16으로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출

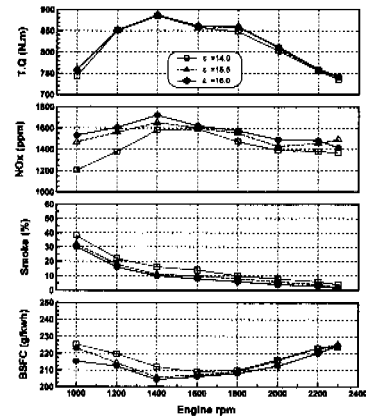


Fig. 17 Engine performance curves for three types of compression ratio at full load

가스에 대한 특성을 나타내고 있다. 그 결과 압축비의 증가로 연소압력과 연소온도가 증가하게 되고, 그로 인하여 연비 및 매연농도가 감소하며 오히려 NOx 농도가 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

과급 디젤엔진의 성능개선에 관한 최적화 연구를 위하여 밸브편심률변화와 흡기포트형상의 변경에 의한 선회유동특성 및 선회비의 변화에 따른 엔진성능특성에 대한 결론은 다음과 같다.

(1) 밸브편심률 변화에 따른 유량계수의 분포특성은 밸브양정 $L/D=0.165$ 까지는 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀 완만한 증가를 보인다.

(2) 밸브편심률의 증가에 따라서 밸브의 위치가 실린더 벽쪽으로 움직일수록 선회강도는 증가한다.

(3) 나선형 흡기포트인 경우 선회비를 증가시킴으로써 평균유량계수가 감소하며, 걸프 팩터(Z)는 증가하는 상반관계를 갖는다.

(4) 흡기포트 변경에 따른 성능결과는 흡기포트 C형의 선회비가 2.43인 경우가 낮은 선회비보다는 다소 NOx 농도가 증가하나, 성능면에서 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.

(5) 선회비 2.43인 흡기포트 경우에서 분사시기 BTDC 13°CA와 압축비 15.5인 경우가 성능 및 NOx 농도를 고려했을 때 최적화시킬 수가 있다.

참고문헌

- (1) Bicen, A.F., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H., 1985, " Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," *ASME Journal of Fluids Eng.*, Vol. 107.
- (2) Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H., 1987, " Valve and In-Cylinder Flow Generated by Helical Port in a Production Diesel Engine," *ASME Journal of Fluids Eng.*, Vol. 109.
- (3) Monaghan, M.L. and Pettifer, H.F., 1981, "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions," *SAE* 810255.
- (4) Kajiyama, K., Hiroyasu, H., 1984, "An Analysis of swirling Flow in Cylinder for Predicting D.I. Diesel Engine Performance," *SAE* 840518.
- (5) Gale, N.F., 1979. "The Impulse Swirl Meter," *Ricardo Report DP. 79/1232.*
- (6) Partington, G.D., 1980, "Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports," *Ricardo Report DP. 80/1123.*
- (7) Annand, W.J.D., and Roc, G.E., 1974, "Gas Flow in the Combustion Engine," Haessner Pub. N.J.
- (8) Kahn, I.M., Greeves, G. and Wang, C.H.T., 1972, " Factors Affecting Smoke and Gaseous Emissions from Direct Injection Engines," *SAE* 720102.
- (9) Hiroyasu, H. et al., 1991, "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.
- (10) Takatsu, T. et al., 1994, "Development of a New Low Pollution and High Output Combustion Chamber," *JSAE*, Vol. 48.
- (11) 윤준규, 차경옥, 2000, "흡기포트 선회비 변경에 따른 유동특성 및 엔진성능에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회논문집(B), KSME 00S303.