

## 나선형 흡기포트의 유동특성이 과급식 디젤엔진의 성능 및 배출가스에 미치는 영향

윤준규\* · 양진승\*\* · 차경옥\*\*

### Effects of the Flow Characteristics of Helical Intake Port on the Performance and Emissions in a Turbocharged DI Diesel Engine

J. K. Yoon\* · J. S. Yang\*\* · K. O. Cha\*\*

**Key words** : Helical Intake Port(나선형 흡기포트), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심율), Flow Coefficient(유량계수), Swirl Ratio(선회비), Performance(성능)

#### Abstract

This study is to consider that the helical intake port flow and fuel injection system have effects on the characteristics of engine performance and emissions in a turbocharged DI diesel engine of the displacement 9.4L. The swirl ratio for ports was modified by hand-working and measured by impulse torque swirl meter. For the effects on performance and emissions, the brake torque, BSFC were measured by engine dynamometer and NO<sub>x</sub>, smoke were by gas analyzer and smoke meter. As a result of steady flow test, when the valve eccentricity ratio are closed to cylinder wall, the flow coefficient and swirl intensity are increased. And as the swirl is increased, the mean flow coefficient is decreasing, whereas the gulf factor is increasing.

Also, through engine test its can be expected to meet performance and emission by the following applied parameters; the swirl ratio is 2.43, injection timing is BTDC 13° CA and compression is 15.5.

#### 기호설명

a : 음속  
B : 실린더 내경

$C_f$  : 밸브양정기준 유량계수  
 $C_{f(\text{mean})}$  : 평균유량계수  
D : 흡기밸브의 시트 내경  
G : 각운동량 플럭스

\* 경원전문대학 자동차정비과(원고접수일 : 2000년 6월)

\*\* 명지대학교 기계공학과

- L : 밸브양정
- m : 흡입질량유량
- N : 밸브수
- $N_r$  : 무차원 리그스웰
- $N_y$  : 밸브편심률
- $R_s$  : 선회비
- S : 실린더 행정
- $V_o$  : 흡기포트를 통과하는 속도
- Z : 질프 factor
- $\alpha$  : 크랭크각
- $\Delta P$  : 포트전후의 압력차
- $\epsilon$  : 압축비
- $\lambda$  : 공기과잉률
- $\omega_r$  : 흡입공기의 각속도
- $\omega_e$  : 엔진의 각속도

## 1. 서 론

최근 자동차엔진의 기술추세는 고출력, 저연비, 저공해, 저소음 등을 실현하기 위해 많은 연구가 이루어지고 있다. 이 대응책의 하나로 과급기 장착 엔진이 적용되고 있지만, 이 엔진은 연소가스의 고온·고압으로 인하여 실린더 내에 여러 장애요인이 발생되므로 적절한 용량의 과급기 선정을 통한 흡배기시스템, 분사시스템 및 연소실의 설계 등에 대한 고려가 매우 중요하다. 특히 디젤엔진의 연소과정으로부터의 선회유동은 분사하고 있는 연료의 흡입공기와 혼합을 촉진하여 엔진성능을 향상시키는데 매우 중요한 인자가 됨으로 흡기시스템을 통해서 적절한 선회유동을 제공하는 것은 매우 중요하다.

이에 따른 연구동향으로 Tippelmann<sup>(1)</sup>은 직접분사식 디젤엔진의 실린더 내에 흡입되는 공기유동특성 및 흡기포트 설계방법을 연구하기 위해 축방향으로 선회운동을 하고 있는 각운동량 플릭스를 측정할 수 있는 정상유동 실험장치를 이용하여 고찰한 바 있고, Bicen 등<sup>(2)</sup>은 LDA를 이용하여 정상상태 및 모터링상태에서 축대칭 흡기포트를 통과하는 공기유동특성을 고찰함으로써 밸브출구에 형성된 평균유동형태는 유동의 불안정성, 피스톤의 제한, 밸브작동에 대하여 민감한 반응을 보이지

않는 반면 실린더내 유동장의 유동특성은 강한 영향을 받는다고 규명한 바 있다. 그리고 Gale<sup>(3)</sup>은 나선형 흡기포트를 갖는 직접분사식 디젤엔진의 실린더헤드에 대한 설계방법을 상세히 기술하였으며, 정상유동상태에서 실린더 내에 형성된 선회유동을 임펄스 스윙메터로 측정하여 유동특성을 고찰한 바 있다. 또 Uzkan 등<sup>(4)</sup>은 높은 선회비를 갖는 나선형 흡기포트의 유동특성에 대하여 유동가시화를 포함한 여러가지 방법을 이용하여 선회유동을 정량화 하기 위한 여러가지 무차원수를 제시하였으며, Kahn 등<sup>(5)~(6)</sup>은 직접분사식 디젤엔진에서 선회비, 분사시기, 분사율 등이 성능 및 배기가스 특성에 미치는 영향을 고찰하여 최적의 선회비가 존재함을 보였다. 그 외에도 흡기포트와 연소실의 형상 및 연료분사계를 변경해서 엔진성능향상 및 배기가스저감을 위한 연구 등<sup>(7)~(10)</sup>이 수행되어 연소개선 가능성의 가능성을 제시하였다.

본 연구에서는 과급식 디젤엔진의 나선형 흡기포트에서 밸브편심률의 변화 및 포트의 형상변경에 따른 정상유동실험을 수행하여 유량계수, 선회강도 등의 유동특성을 비교·분석하고, 실린더헤드의 포트설계 및 엔진성능 향상을 위한 기초자료를 얻고자 선회비의 변화에 따른 엔진성능 및 배기가스에 미치는 영향을 연구하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 선회비 실험장치 및 방법

실린더 내에서 선회유동을 계측하는 방법에는 패들휠(paddle wheel) 또는 베인(vane)의 회전속도로부터 접선속도를 계측하는 패들휠형(paddle wheel type)의 스윙메터(swirl meter)와, 실린더 내에 놓여진 허니콤(honeycomb)에 작용하는 토크 즉, 각운동량 플릭스를 직접 측정하는 ISM(Impulse Swirl Meter) 등이 있다. 본 실험장치는 ISM방식으로 Fig. 1과 같이 선회비를 측정하기 위하여 실린더내의 실린더 축으로부터 수직으로 놓여진 알루미늄 허니콤을 실린더헤드에서 아래로 실린더 직경의 1.75배 떨어진 위치에 설치하여 흡입공기가 알루미늄 허니콤 격자(grid)를 통과하고

록 하였다. ISM은 축방향 및 스윙 방향속도 분포에 관계없이 흡입공기의 스윙강도가 실린더 축방향의 토크로 변환시켜서 로드셀(load cell)을 사용하여 나타내게 한다. 여기서 측정된 토크는 흡입공기의 총 운동량에 대한 시간변화율이 된다.

본 실험에서 포트전후의 압력차 설정은 Partington<sup>(11)</sup>의 실험에 의해서 밸브시트경에 따라 주어진 밸브양정으로부터 레이놀즈수를 변화시켜 유량계수와 무차원 리그스윙이 일정한 영역, 즉 흡

기밸브출구를 지나는 유동이 완전히 발달한 난류유동 영역을 찾아 Fig. 2에 나타난 결과를 참고로 밸브시트경  $\phi 48.6$ 에 대해 250mmAq로 설정하였다.

포트유동은 밸브양정에 따라 변화하므로 측정은 밸브양정을 1mm씩 증가시키면서 실시하고, 포트를 통과하는 공기유량은 층류유량계(laminar flow meter)를 이용하여 측정하였다. 여기서 실험에 적용되는 실린더헤드의 흡기밸브 및 밸브시트의 상세도는 Fig. 3에 나타냈으며, 밸브는 30°의 시트각과 R10의 밸브헤드상부 필렛반경을 이루며, 밸브시트는 아래부분이 30°이고, 윗부분이 60°인 이중 시트각으로 설계되어 있다.

본 실험에서는 먼저 밸브위치에 따른 흡기포트의 유동특성을 고찰하기 위하여 Fig. 4에서 나타난 바와 같이 밸브편심률(Ny)을 0, 0.160, 0.320, 0.458, 0.479로 설정하여 밸브양정을 1mm에서 15mm까지 1mm 간격으로 변화시켜 각 밸브편심률에 대한 토크 및 유량을 측정하여 선회유동특성을 비교하고, 최적의 밸브편심률에 대하여 포트형상을 변경하여 동일한 실험을 수행하였다.

선회비를 변경하는 방법은 포트형상을 Fig. 5에서 나타난 바와 같이 포트의 안쪽 곡선부 ①의 면적을 깎아 내거나 덧살(실린콘 접착제)을 붙이거나, 밸브가이드에서 보스부까지의 높이 ②를 수정하거나, 포트의 바깥쪽 곡선부 ③의 부위를 수정하는 방법이 있다. 여기서는 일반적으로 수정작업이

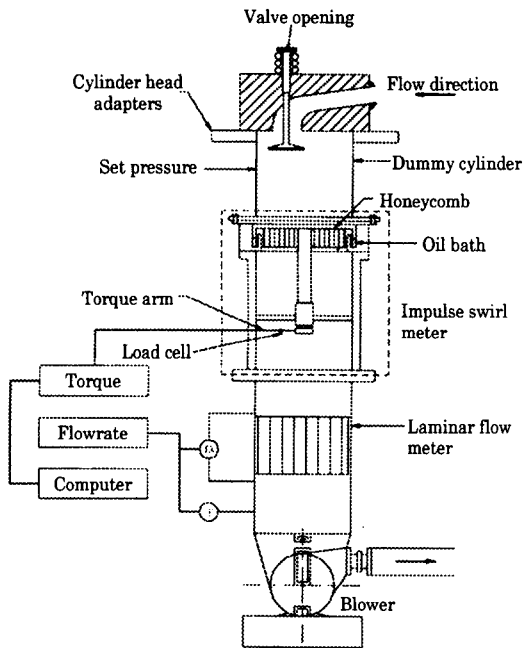


Fig. 1 Schematic of steady flow impulse torque swirl meter

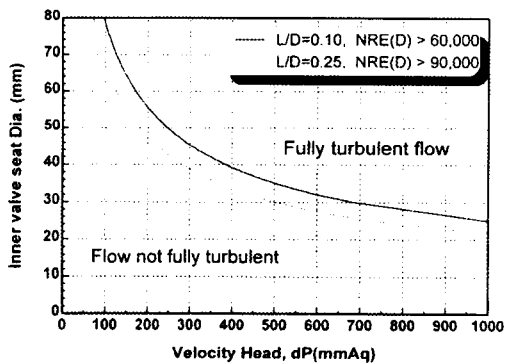


Fig. 2 Curves of pressure head with inner valve seat diameter

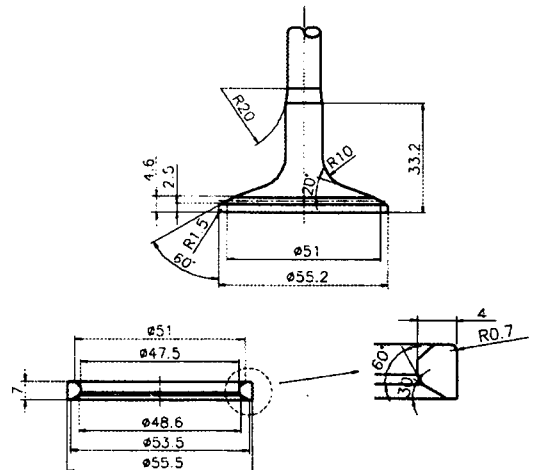


Fig. 3 Geometry of intake valve and valve seat

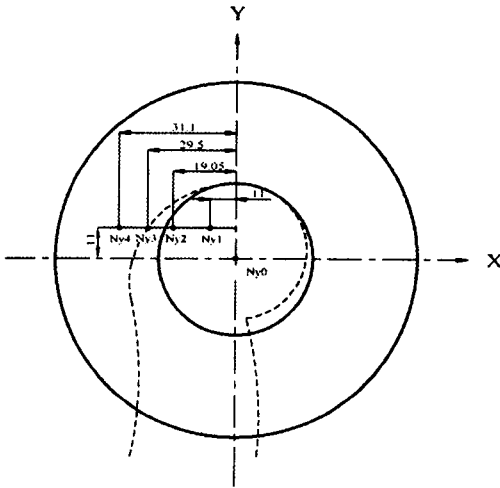


Fig. 4 Schematic diagram of valve position

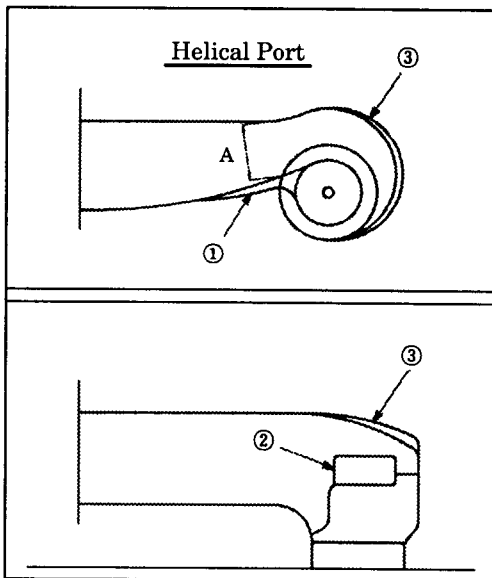


Fig. 5 Geometry of port modification for variance of swirl ratio

가장 용이한 ①부위를 약 1.0mm정도씩 깎아내거나 붙여 측정하는 반복작업을 수행함으로써 포트의 선회비  $R_s$ 를 1.70(A type), 2.13(B type), 2.43(C type)으로 변경하였다.

Fig. 6은 본 실험에서 계측된 값과 크랭크각 변화에 따른 실제 엔진에서의 흡기밸브 양정값을 기본으로 유량계수( $C_f$ ), 무차원 리그스웰( $N_r$ ), 선회비( $R_s$ ), 걸프 팩터(Gulf factor,  $Z$ ) 등의 계산을 수

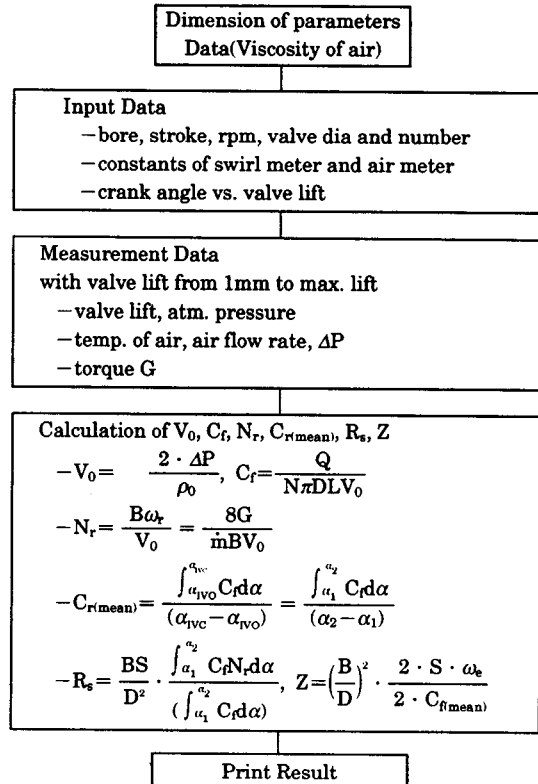


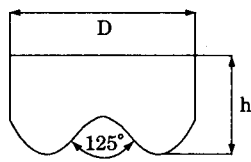
Fig. 6 Flow chart for calculation  $C_f, N_r, Z$

행하기 위한 flow chart를 나타내었다.

### 2.2 엔진성능 실험장치 및 방법

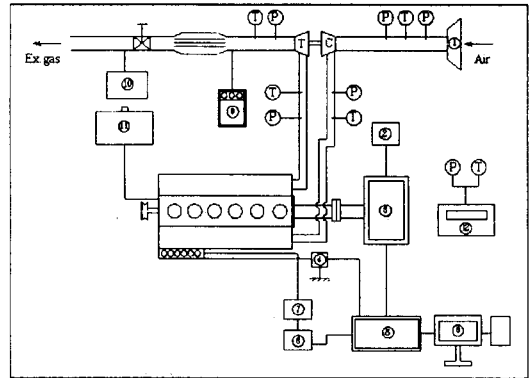
본 연구에서 사용된 엔진의 주요제원은 Table 1과 같이 과급식 디젤엔진으로서 실린더 직경 124mm, 행정 130mm인 In-line 6실린더용 엔진을 사용하였으며, 이 때 분사계는 Zexel PS3S의 분사펌프로 가버너, 노즐의 밸브개방압 및 분공경 등의 사양을, 과급기모델은 T45를 적용하였다. 그리고 연소실의 형상 및 치수에 따른 압축비의 사양은 Table 2와 같고, 실험장치의 개략도는 Fig. 7에 나타내었다. 실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해서 냉각수 출구온도  $80 \pm 2^\circ\text{C}$ , 흡기 온도  $25 \pm 2^\circ\text{C}$ , 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 운전조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정함으로써, 설정된 분사펌프의 래크위치를 최대(동력계의

**Table 2. Dimensions of combustion bowl**

Type	Bowl	D(mm)	h(mm)	Aspect Ratio(D/h)	Com. Ratio	Volume(cc)
Parallel		φ66	32.7	2.01	14	97.8
		φ65	29.2	2.21	15.5	85.3
		φ65	27.5	2.36	16	81.7

**Table 1. Specifications of test engine**

Engine type	6-cylinder 4 cycle T/C DI engine	
Valve system	Two valve Over head valve(O.H.V)	
Displacement(cc)	9,419	
Bore × roke(mm)	124 × 130	
Max. power(kw/rpm)	176/2300	
Max. torque(N · m/rpm)	882/1400	
Intake valve head dia. & seat dia.(mm)	φ55.2/φ48.6	
Valve timing	IVO	VTDC 12° CA
	IVC	ABDC 24° CA
	EVO	BBDC 51° CA
	EVC	ATDC 13° CA
Port swirl ratio	A type=2.70,Turb. A/R : 1.05)	
Turbocharger	T45 (Comp. A/R : 2, Turb. A/R : 1.05)	
Injection system	Governor	RFD type
	Timer	Advance(0.5°/950 rpm)
	Nozzle presure	1st : 15.7, 2nd : 21.6MPa
	Hole size	φ0.31 × 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 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. 7 Experimental apparatus for E/G performance**

상당한 제약조건이 수반되기 때문에 정상유동 실험 장치를 이용하여 유동특성을 평가할 수 있다.

부하 100%위치)로 놓은 전부하상태를 기준으로, 엔진회전수에 따른 부분부하 상태에서 흡기포트의 형상과 분사시기 및 압축비를 변경하여 엔진의 성능 및 배기가스를 측정하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 흡기포트의 유동특성

흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 유동장이 엔진성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해서는 흡입되는 공기의 특성인자를 측정하여야 한다. 그러나 실제 엔진에서 이러한 유동특성을 측정하기 위해서

#### 3.1.1 밸브편심률 변화의 유량계수 특성

흡기밸브를 지나는 선회유동은 흡기포트-밸브 및 밸브시트의 기하학적 형상뿐만 아니라 밸브양정 및 밸브위치 등에 영향을 받으며, 흡입유동특성 또는 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제 유량의 비로써 정의되는 무차원수인 유량계수를 이용하여 고찰할 수 있다. Fig.8은 선회비가 2.13인 실린더헤드로서 밸브편심률을 변화시켰을 경우 유량계수와 평균유량계수의 영향을 나타내었다. 그 결과로서 유량계수의 분포는 전반적으로 밸브양정 L/D=0.165까지 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀 완만한 증가의 양상을 보이고 있다. 이와 같이 L/D=0.165를 중심으로 두 구간이

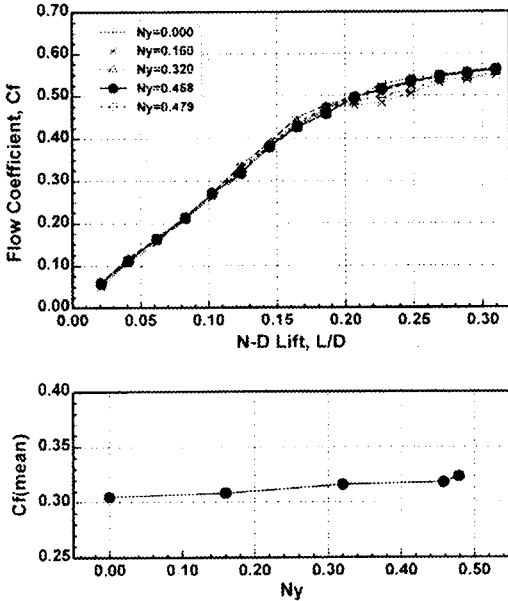


Fig. 8 Effects of N-D lift with valve eccentricity ratio  $N_y$  on  $C_r$  and  $C_{f(mean)}$  (at B type port)

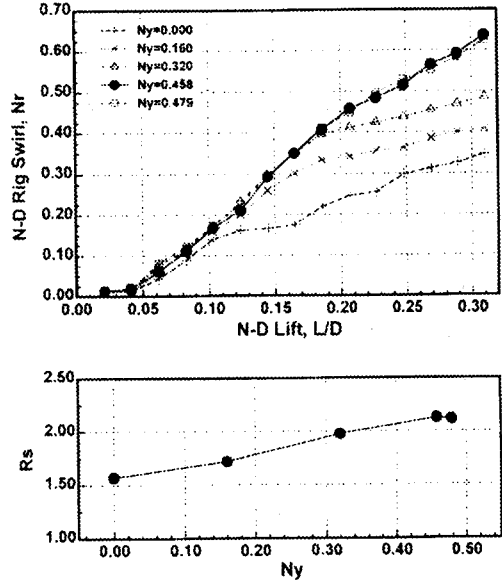


Fig. 9 Effects of N-D lift with valve eccentricity ratio  $N_y$  on  $N_r$  and  $R_s$  (at B type port)

서로 다른 기울기를 갖는 것은 Annand<sup>(12)</sup> 등이 지적한 바와 같이 이 지점에서 밸브-시트의 유동박리 등을 포함한 유동변화가 일어나고 있음을 시사하고 있다. 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 리그스윙과 선회비의 특성

정상유동실험에서 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화하기 위한 무차원 리그스윙( $N_r$ )은 유동장의 접선속도에 대한 축방향 속도의 비로 나타내고, 선회비( $R_s$ )는 흡입기간 동안 흡기포트에 의해 발생된 각운동량 플럭스의 총합에 해당되며, 이는 흡입기간 끝에서 흡입공기의 각운동량을 계산함으로써 결정된다. Fig. 9는 밸브

편심률을 변화시켰을 때 밸브양정의 변화에 따른 무차원 리그스윙( $N_r$ )의 영향과 밸브양정에 따른  $N_r$ 로부터 산출된 선회비의 영향을 나타낸 것이다. 그 결과로서 밸브편심률이 증가할수록 실린더 축을 중심으로 각운동량의 성분이 증가하여  $N_r$ 이 증가되는 것을 알 수 있다. 여기서, 밸브편심률  $N_y=0, 0.160, 0.320$ 과  $N_y=0.458, 0.479$  영역으로 나누어서  $N_r$ 분포에 대한 특성을 비교해 보면,  $N_y=0$ 의  $L/D=0.103$ 과  $N_y=0.160, 0.320$ 의  $L/D=0.185$ 에서 변곡점을 형성한 후 증가경향이 다소 둔화되는 양상을 보이며, 밸브양정이 큰  $L/D=0.185$  이후에서  $N_y=0.160, 0.320$ 의 경우 상당한 감소량을 보이는데 이러한 현상은 양정변화에 따른 유량계수 분포로부터 알 수 있듯이 실린더 내로의 흡입감소량에 기인하기 때문이다. 반면에  $N_y=0.458, 0.479$ 는 전양정에서  $N_r$ 분포가 거의 선형적으로 증가하는 양상을 나타내고 있다. 그러므로 밸브편심률의 변화를 이용하여 선회비를 증가시키고자 할 때 밸브양정의 전영역에서 양호한 특성을 갖도록 하기 위하여 낮은 양정에서는 감소현상으로, 높은 양정에서는 증가경향을 적절히 조화시켜야 한다. 그 결과로서 밸브가 실린더중심에서 밸브편심률이 최대인  $N_y=0.479$ 까지 움직일 때 밸브이후

성분에 의한 선회비의 증가량은 0.546(약 34.7%)이고, 실제 밸브위치인  $N_v=0.458$ 인 경우 선회비의 증가량은 0.559(약 35.6%)이다. 이 결과를 통하여 실제 밸브 위치가 적절한 밸브편심률을 유지하여 우수한 선회강도를 나타냄을 알 수 있었다.

### 3.1.3 포트형상 변경의 유동특성

Fig. 10과 Fig. 11은 실린더헤드의 포트형상을 선회비 A type=1.70, B type=2.13, C type=2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 따른 유량계수( $C_f$ ) 및 무차원 리그 스윙( $N_r$ )분포를 나타내었다. 그 결과로서  $C_f$ 분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C type 포트가 밸브양정에 따라 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있으며,  $N_r$ 분포의 특성은 선회비가 높을수록 증가함을 보여주는 서로

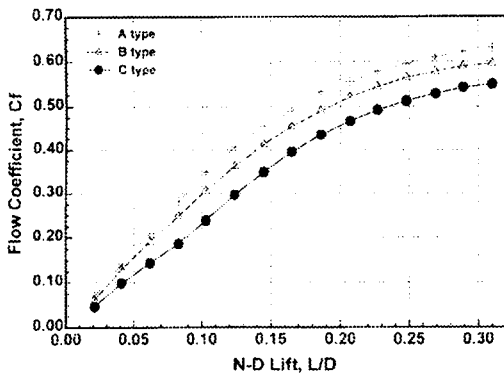


Fig. 10  $C_f$  Curves with valve lift L/D for A, B, C type ports

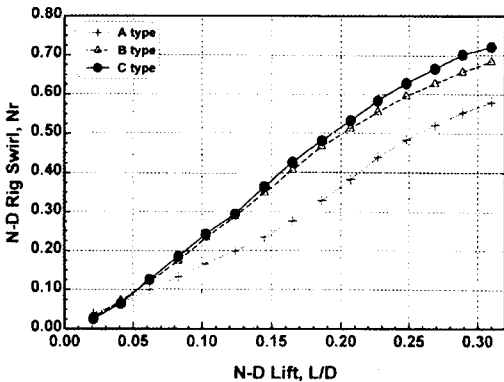


Fig. 11  $N_r$  Curves with valve lift L/D for A, B, C type ports

상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있었다. 그러므로 나선형 흡기포트 설계시 이러한 관계를 잘 고찰하여 충분히 검토할 필요가 있다.

Fig. 12는 각 실린더헤드에 대하여 선회비( $R_s$ )와 평균유량계수( $C_{f(mean)}$ ) 및 걸프 팩터( $Z$ )의 관계를 나타내었다. 선회비는 흡기밸브가 열리는 크랭크 각도에서 닫힐 때까지 흡입행정기간동안에 발생된 스윙의 평균값을 의미하는 것으로 측정된 무차원 리그 스윙값이 큰 순서와 동일한 C, B, A type 포트순으로 그 값은 2.43, 2.13, 1.70이 된다. 그 결과로서 선회비가 증가함에 따라 평균유량계수는 감소되며, 걸프 팩터가 증가되는 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

## 3.2 엔진성능특성

### 3.2.1 선회비의 영향

일반적으로 선회강도를 높이면 공기유동이 원활해서 연소를 촉진시킬 수 있어 좋은 성능을 보여준다. 그러나 과급식 디젤엔진에서는 선회강도를 매우 높게 한다고 해서 전체의 운전영역에서 결코 좋은 성능을 보여줄 수는 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 적기 때문에 과급기의 특성상 과급지연이 발생함으로 높은 선회강도를 요구하지만, 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 더욱더 공기선회가 지나치게 강하여 연소가스가 인근 분무에 겹쳐 연소를 방해하므로 실린더 벽면의 냉각손실이 증대하여 좋지 못한 성능을 얻을 수 있기 때문에 엔진에서 요구되는

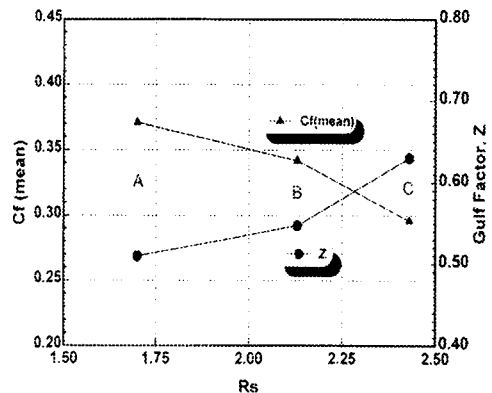


Fig. 12 Relation of  $R_s$ ,  $C_{f(mean)}$  and  $Z$  for A, B, C type ports

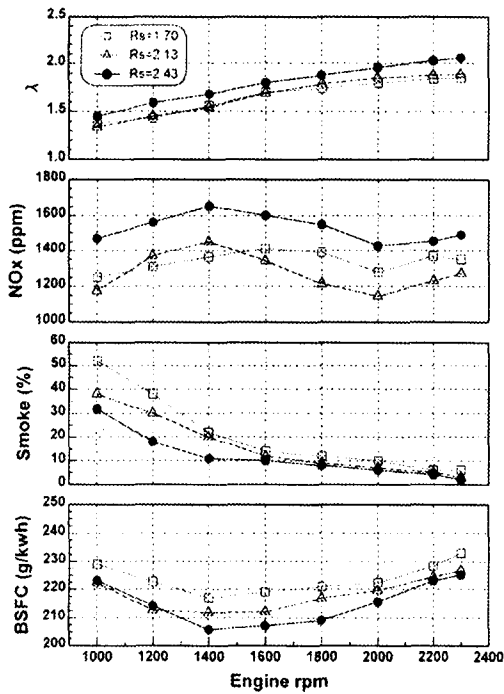


Fig. 13 Full load performance curves for three types of swirl ratio

성능과 배출가스를 만족하는 적당한 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트 형상을 최적화시켜야 한다.

Fig. 13은 기본 엔진사양(압축비 15.5, 노즐경  $\phi 0.31 \times 5$ , T45과급기, 분사시기 BTDC  $13^\circ$  CA)으로 포트형상을 변경하였을 때, 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과 선회비가 2.43인 C type포트의 실린더헤드가 공기과잉률이 전반적으로 높아 연비 및 매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NOx농도는 연소촉진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고 있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A type포트의 실린더헤드는 공기과잉률이 전반적으로 낮아 연비 및 매연농도가 매우 나빠지는 경향을 보이며, NOx농도는 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 연소특성으로 성능 및 매연농도가 좋지 못하다.

Fig. 14와 Fig. 15는 정격회전수의 60%, 100%

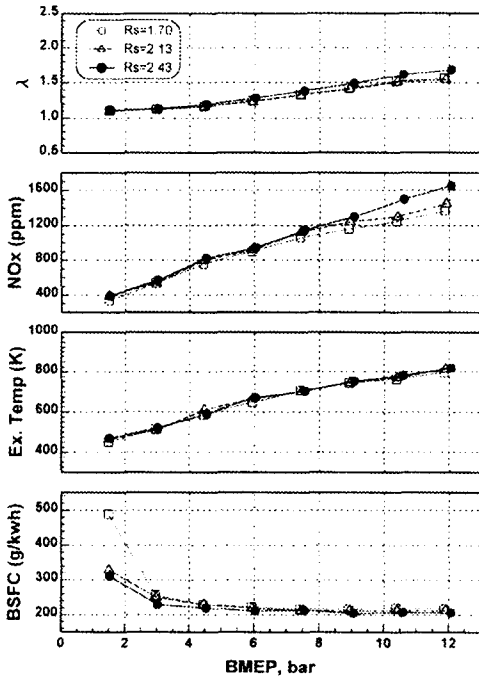


Fig. 14 Partial load performance curves for three types of swirl ratio(at 1400rpm)

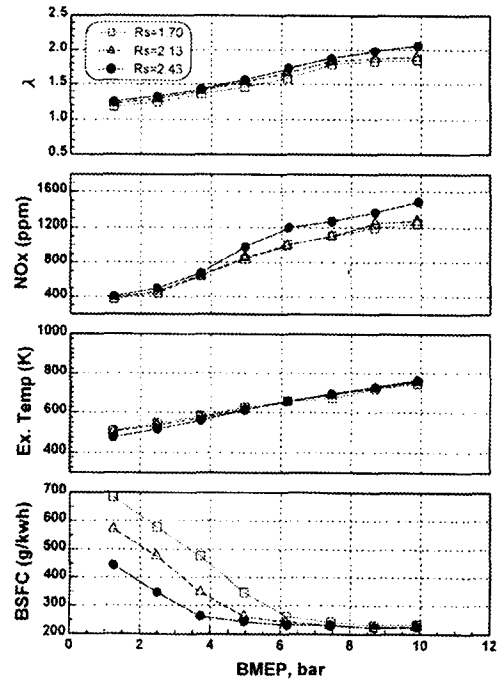


Fig. 15 Partial load performance curves for three types of swirl ratio(at 2300rpm)



인 1400rpm과 2300rpm에서 부분부하 성능실험 결과를 나타낸 것이다. 부분부하 실험에서 평균유효압력에 대해서 성능 및 배출가스농도를 측정함으로써 연소특성을 고찰할 수 있다. 그 결과 1400rpm에서 연비는 평균유효압력 3.0bar이상 되는 지점부터 낮은 연비특성을 보이며, NOx농도는 평균유효압력이 증가함으로써 거의 선형적으로 증가하며, 특히 선회비가 2.43일 때는 평균유효압력 9.06이상 되는 지점부터 낮은 선회비인 경우에 비해 NOx농도가 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 2300rpm에서 연비는 평균유효압력 4.9bar이상되는 지점부터 낮은 연비특성을 보이며, NOx농도는 평균유효압력이 커짐으로써 증가하고, 특히 선회비가 2.43일 때 평균유효압력 4.9bar이상 되는 지점부터 낮은 선회비인 경우에 비해 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 이와 같이 성능 및 배출가스특성을 고찰해 보면 선회비가 2.43인 경우 다소 NOx농도는 증가하나, 성능면에서는 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.

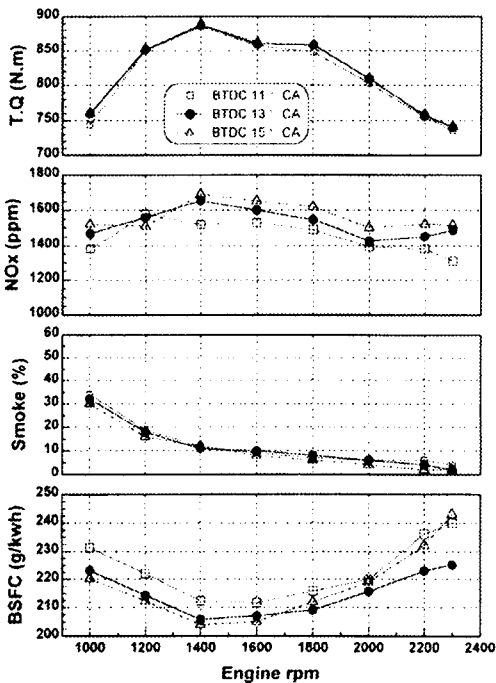


Fig. 16 Full load performance curves for three types of injection timing(at C type port)

### 3.2.2 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 진각시킴에 따라 분사 개시의 온도가 낮으므로 착화지연기간이 길어져 분사기간중의 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인해 실린더내의 압력이 상승하기 때문에 분무에 공기도입이 증가하여 분무내의 평균당량비는 감소된다. Fig. 16은 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. 그 결과 분사시기를 진각시킴으로서 연비 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내고, 이로 인해 연소효율이 높아 가스온도가 상승됨으로써 NOx농도는 증가되어 이들의 상반된 관계를 고려한 분사시기의 최적화가 필요하다.

### 3.2.3 압축비의 영향

일반적으로 압축비가 커지면 최고압력과 열효율이 높아져 평균유효압력이 커짐으로써 연비가 감소된다. Fig. 17은 기본 엔진사양(노즐경  $\phi 0.31$

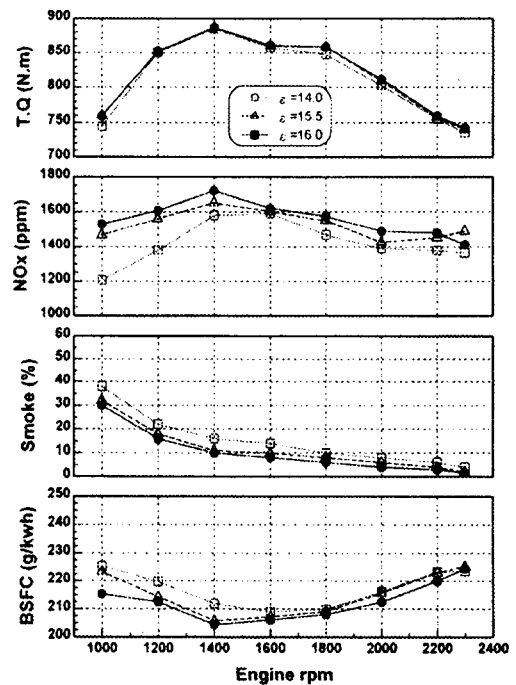


Fig. 17 Full load performance curves for three types of injection timing(at C type port)

×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.

#### 4. 결 론

과급식 디젤엔진의 성능개선을 위하여 밸브편심률 변화와 흡기포트 형상변경에 따른 선회유동 특성 및 선회비의 변화에 따른 엔진성능특성에 대한 연구결과는 다음과 같다.

- (1) 밸브편심률 변화에 따른 유량계수의 분포특성은 변곡점(밸브양정 L/D=0.165) 형성위치 이후에서 편심율이 증가할수록 유량계수가 증가한다.
- (2) 밸브편심률이 증가함에 따라 밸브의 위치가 실린더 벽쪽으로 움직일수록 선회강도는 증가한다.
- (3) 나선형 흡기포트의 경우 선회비를 증가시킴으로서 평균유량계수는 감소하며, 걸프 팩터(Z)는 증가하는 상관관계를 갖는다.
- (4) 흡기포트 변경에 따른 성능실험결과 흡기포트 C type의 선회비가 2.43인 경우, 낮은 선회비보다 NOx농도는 약간 증가하나, 성능면에서 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.
- (5) 선회비 2.43인 흡기포트 경우에 분사시기 BTDC 13° CA와 압축비 15.5인 경우, 성능 및 NOx농도를 고려했을 때 적정화하였다.

#### 참고문헌

1. G. Tippelmann, "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE 770404, 1977.
2. 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.
3. N.F. Gale, "The Impulse Swirl Meter", Ricardo Report DP. 79/1232, 1979.
4. T. Uzkan, C. Brrognakke and T. Morel, "Charaterization of Flow Produced by a High-Swirl Port", SAE 830266, 1983.
5. 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.
6. 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.
7. M.L. Monaghan and H.F. Pettifer, "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE 8102557, 1981.
8. D. J. Timoney, "Smoke and Fuel Consumption Measurements in a Direct Injection Diesel Engine with Variable Swirl", SAE 851542, 1985.
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. K. Kajiyama and H. Hiroyasu, "An Analysis of swirling Flow in Cylinder for Predi-cting D.I. Diesel Engine Performance", SAE 840518, 1984.
11. G.D. Partington, "Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports", Ricar- do Report DP. 80/1123, 1980.
12. W.J.D. Annand and G.E. Roe, "Gas Flow in the Combustion Engine", Haessner Pub. N.J. 1974.

저 자 소 개



**윤준규 (尹俊圭)**

1957년 8월 2일생. 1981년 조선대학교 기계공학과 졸업. 1987년 경희대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 현 명지대학교 대학원 기계공학과 박사과정. 1985~ 1989년 현대자동차 엔진품관부. 1989~1996년 아시아 자동차 서울연구소. 1996. 3~현재 경원전문대학 자동차 정비과 조교수. 당학회 정회원



**양진승 (梁辰承)**

1956년 3월 9일생. 1980년 서울대학교 기계공학과 졸업. 1983년 동대학원 기계공학과 졸업(석사). 1991년 미국 조지아공대 기계공학과 졸업(박사). 1996~현재 명지대학교 기계공학과 부교수.



**차경옥 (車京玉)**

1945년 1월 14일생. 1972년 한양대학교 기계공학과 졸업. 1977년 단국대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1984년 동대학원(박사). 1986년 일본 도요다대학교 연구원. 1998. 1~1999. 12 대한기계학회 사업이사 및 총 무이사. 1991. 1~현재 한국자동차공학회 사업이사. 현 명지대학교 기계공학과 교수. 당학회 종신회원