

흡기포트 선회비 변경에 따른 유동특성 및 엔진성능에 관한 연구

윤준규* · 차경옥**

A Study on the Flow Characteristics and Engine Performance with Swirl Ratio Variance of Intake Port

Jun-Kyu Yoon and Kyung-Ok Cha

Key Words: Swirl Ratio(선회비), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심율), Flow Coefficient(유량 계수), Turbocharged Diesel Engine(과급 디젤엔진), Engine Performance(엔진성능)

Abstract

The characteristics of air flow and engine performance with swirl ratio variance of intake port in a turbocharged DI diesel engine was 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. 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 and NOx, smoke were measured 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 ratio 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 optimizing the main parameters; the swirl ratio of intake port, injection timing and compression ratio.

1. 서론

선진국 등 내외에서 법적으로 자동차 배출가스의 저감을 위한 대책기술개발이 계속적으로 실시되고 있으며, 그 중 환경오염에 대한 인식의 변화로 고효율, 저연비, 저공해 등을 실현하기 위해 많은 연구가 이루어지고 있다. 특히 이에 따른 방안으로 과급기장착이 쉬운 과급엔진은 저속 디

젤엔진 및 대형엔진에 주로 이용되어 왔으나, 최근에는 고속 소형의 가솔린엔진에 이르기까지 사용범위가 확대되고 있는 실정이다. 일반적으로 엔진에 과급기를 장착할 경우 배기량 및 회전속도의 증가없이도 출력이 30%정도 증가하며, 연비 및 소음도 좋아진다. 그러나 연소가스의 고온·고압으로 인하여 실린더 내에서 여러 장애요인이 발생되므로 적당용량의 과급기선정은 흡배기시스템, 분사시스템 및 연소실의 설계 등의 고려에 매우 중요하다. 이들 중 디젤엔진의 연소과정에서 선회유동은 분사하고 있는 연료와 흡입공기의 혼합을 촉진시켜 엔진성능을 향상시키는데 매우 중요한 인자가 된다. 그러므로 흡기계를 통하여 적절한 선회유동을 제공하는 것은 매우 중요하다

* 경원전문대학 자동차정비과

** 명지대학교 기계공학과

다. 일반적으로 흡기유동을 해석하는 기초기술로 LDA를 이용한 3-D 유속측정방법 및 각종 CFD 코드를 이용한 유동해석방법 등^{(1)~(4)}이 활용되고 있다. 따라서 엔진 실린더내부의 유동현상을 이해하는데 많은 도움이 되고 있다. 그러나 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 연비 향상 및 배기가스저감을 위한 연구 등^{(8)~(10)}도 활발히 진행되고 있다.

본 연구에서는 과급 디젤엔진의 나선형 흡기포트에 대하여 밸브편심율의 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 배기가스에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 선회비 실험장치 및 방법

실린더 내에서 선회유동을 계측하는 방법에는 패들 휠(paddle wheel) 또는 베인(vane)의 회전속도로부터 접선속도를 계측하는 패들 휠형(paddle wheel type)의 스윙 미터(swirl meter)와, 실린더 내에 놓여진 허니컴(honeycomb)에 작용하는 토크 즉, 각운동량 플럭스를 직접 측정하는 ISM(Impulse Swirl Meter)등이 있다. 본 실험장치는 ISM 방식으로 Fig.1과 같이 선회비를 측정하기 위하여 실린더 내의 축에서 수직으로 놓여진 알루미늄 허니컴을 실린더헤드 아래로 실린더 내경의 1.75배 정도 떨어진 위치에 설치하고, 흡입공기가 알루미늄 허니컴 격자(grid)를 통과하도록 하였다.

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

포트전후의 압력차는 흡기밸브출구를 지나서 완전히 발달된 난류유동이 밸브시트경에 따른 압력수두의 실험영역⁽⁶⁾을 참고로 밸브시트경 $\phi 48.6$ 에 대해 250mmAq로 설정하였다. 따라서 포트유

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

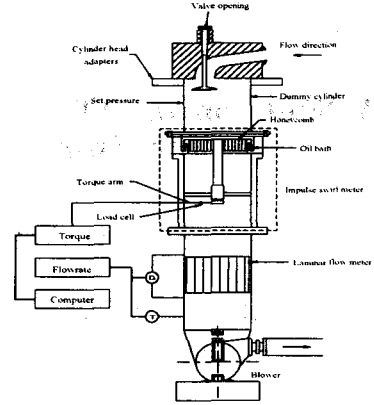


Fig.1 Schematic of steady flow test

본 실험에서는 먼저 밸브위치에 따른 흡기포트 유동특성을 알아보기 위하여 Fig.2에서 나타낸바와 같이 밸브편심율(N_v)을 0, 0.160, 0.320, 0.458, 0.479에 대하여 밸브양정을 1mm에서 15mm까지 1mm 간격으로 변화시키면서 각 밸브편심율에 대한 토크 및 유량을 측정하고, 최적의 밸브편심율에 대하여 흡기포트 형상을 변경하여 반복수정작업을 수행하면서 선회비를 1.70, 2.13, 2.43으로 조정하였다.

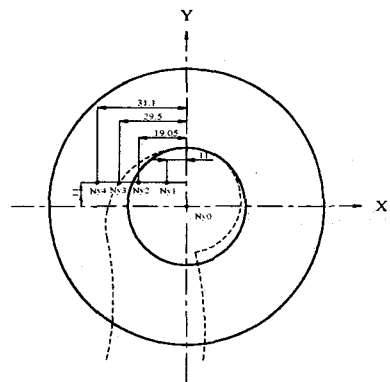


Fig.2 Schematic diagram of valve positions

본 실험에서 계측된 값과 크랭크각 변화에 따른 실제 엔진에서의 흡기밸브 양정값을 기본으로

유량계수(C_f), 무차원 리그 스윙(N_s), 선회비(R_s), 걸프 팩터(Gulf factor, Z) 등의 계산을 수행하기 위하여 선회유동해석 프로그램을 사용하였다.

2.2 엔진성능 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 엔진의 주요제원은 Table 1과 같이 과급 직접분사식 디젤엔진으로서 보아경 124mm, 행정길이 130mm인 In-line 6 실린더용 엔진을 사용하였으며, 이 때 분사계의 사양은 Zexel PS3S의 분사펌프로 가버너, 노즐의 개변압 및 분공경 등의 사양을 나타내었다.

Table 1 Specifications 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)	ø 55.2 / ø 48.6	
Valve timing	Intake open : BTDC 12° close : ABDC 24° Exhaust open : BBDC 51° close : ATDC 13°	
Swirl ratio(R_s) type	A=1.70, B=2.13, C=2.43	
Compression ratio	14, 15.5, 16	
Combustion bowl type	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 (bar)	1st : 15.7, 2nd : 21.6MPa
	Hole size	ø 0.31*5
	Nozzle pro.(mm)	4.77 (inj. angle 150°)

실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해서 냉각수의 출구온도 $80 \pm 2^\circ\text{C}$, 흡기온도 $25 \pm 2^\circ\text{C}$, 연료의 입구온도 $35 \pm 2^\circ\text{C}$ 로 조정하고, 정격출력점에서 흡기압력 -25mmHg/2300rpm, 배기압력 100mmHg/2300rpm의 운전조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정함으로써, 설정된 분사펌프의 래크위치를 최대(동력계의 부하 100%위치)로 놓고 전부하상태를 기준으로 엔진회전수에 따른 부분부하 성능실험을 수행하면서 흡기포트의 형상과 분사시기 및 압축비를 변경하여 엔진의 성능 및 배기가스를 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 흡기포트의 유동특성

3.1.1 밸브편심을 변화의 유량계수 특성

흡기에 형성되는 선회유동은 흡기포트와 밸브 조립체의 형상, 밸브양정 및 밸브위치 등에 영향을 받으며, 흡입유동에 대한 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제유량의 비로 정의되는 무차원인 유량계수(C_f)를 이용하여 정량화된다.

Fig.3은 흡기포트의 선회비가 2.13인 실린더헤드로서 밸브편심을 변화시켰을 때, 흡기포트-밸브의 양정변화에 따른 유량계수분포를 나타내었다. 그 결과로서 유량계수의 분포는 전반적으로 밸브양정이 $L/D=0.165$ 까지 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀 완만한 증가의 양상을 보이고 있다. 이와 같이 $L/D=0.165$ 를 중심으로 두 구간이 서로 다른 기울기를 갖는 것은 Annand 등⁽⁷⁾이 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 쪽에서 보다 양호한 유량계수가 얻어지도록 밸브편심을 조절할 필요가 있다.

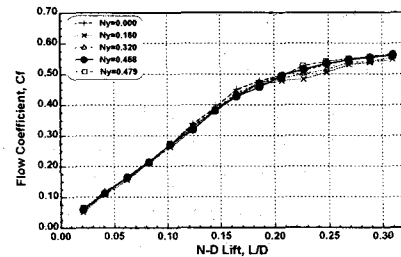
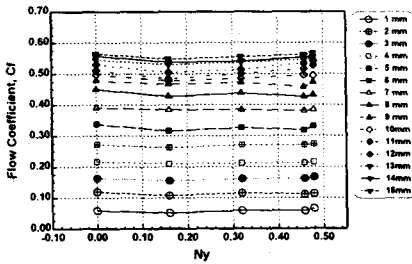


Fig.3 Distribution of C_f with valve lift L/D

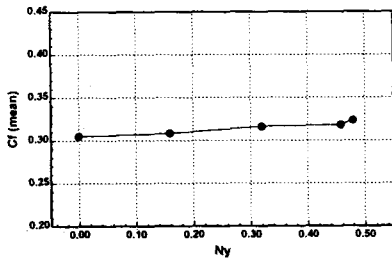
Fig.4는 밸브편심의 변화에 따른 편심율 $N_s=0$ 에서 $N_s=0.479$ 까지 측정된 유량계수의 분포와 밸브양정에 대한 유량계수의 평균값을 산출한 평균유량계수의 분포를 나타낸 것이다.

Fig.4(a)에서 전반적인 분포양상은 밸브편심이 $N_s=0$ 에서 $N_s=0.160$ 까지 유량계수가 감소하다가 다시 밸브편심이 증가함에 따라 유량계수가 증가함을 알 수 있다. 따라서 밸브편심이 유량계수에 대한 평균값의 의미를 갖는 평균유량계수는 증가할 것으로 생각한다. Fig.4(b)는 밸브편심율에 따라 평균유량계수가 증가하는 양상을 보이고 있다. 이는 밸브편심이 증가함에 따라 유동통로가 작아지는 낮은 밸브양정의 유량계수감소

울보다 높은 밸브양정에 대한 유량계수 증가율이 크기 때문이다.



(a) Distributions of C_f



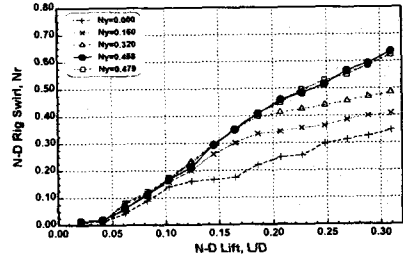
(b) Distributions of $C_{f(\text{mean})}$

Fig.4 Distribution of C_f and $C_{f(\text{mean})}$ with valve eccentricity ratio N_y

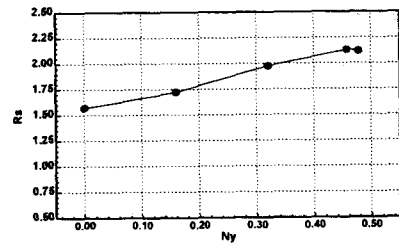
3.1.2 무차원 리그 스웰(N_r)의 특성

정상유동실험에서 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화하기 위해 유동장의 접선속도에 대한 축방향속도의 비로 정의되는 무차원 리그 스웰(N_r)이 있다. Fig.5(a)에서 전반적인 분포양상은 밸브양정이 증가함에 따라 N_r 은 거의 선형적인 증가경향을 나타내고 있다. 그러나 밸브편심율이 증가할수록 실린더 축을 중심으로 각운동량의 성분이 커지고 있어 N_r 가 증가함을 알 수 있다. 여기서 밸브편심율 $N_y=0.160, 0.320$ 과 $N_y=0.458, 0.479$ 영역을 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 보이고 있는데 이것은 흡입유량의 고찰에서 알 수 있듯이 감소된 유량계수로 인하여 흡입유량이 줄어들기 때문에 나타나는 현상이다. 반면에 $N_y=0.458, 0.479$ 는 전양정에서 N_r 분포가 거의 선형적으로 증가하는 양상을 나타내고 있다. 따라서 밸브편심율의 변화를 이용하여 선회비를 증가시키고자 할

때 밸브양정의 전영역에서 양호한 특성을 갖도록 하기 위하여 낮은 양정에서는 감소현상으로, 높은 양정에서는 증가경향을 적절히 조화시켜야 한다.



(a) Distributions of N_r



(b) Distributions of R_s

Fig.5 Distribution of N_r and R_s with valve eccentricity ratio N_y

Fig.5(b)는 밸브편심율이 증가함에 따라 밸브의 위치가 실린더 벽쪽으로 움직일수록 선회비는 $N_y=0$ 에서 $N_y=0.160$ 까지는 점진적인 증가를 나타내지만, $N_y=0.160$ 이후에서는 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 이는 실린더 축을 중심으로 한 각운동량의 성분이 증가하는 것으로 고려될 수 있다. 따라서 실린더 내의 흡입유량이 높은 밸브양정이 낮은 밸브양정보다 선회비분포에 끼치는 영향이 상대적으로 중요함을 알 수 있다.

3.1.3 포트형상변경의 유동특성

Fig.6과 Fig.7는 실린더헤드의 포트형상을 선회비 A형=1.70, B형=2.13, C형=2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 따른 유량계수(C_f) 및 무차원 리그 스웰(N_r)분포를 나타내었다. 그 결과로서 유량계수분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C형 포트가 밸브양정에 따라 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있으며, N_r 분포의 특성은 선회비가 높을수록 증가함을 나타낸다. 이로 인한 나선형 흡

기포트인 경우 선회비와 평균유량계수는 상호간에 상반관계가 있다는 점을 알 수 있었다. 그러므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 검토할 필요가 있다.

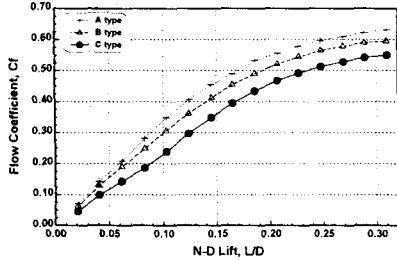


Fig.6 C_f curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

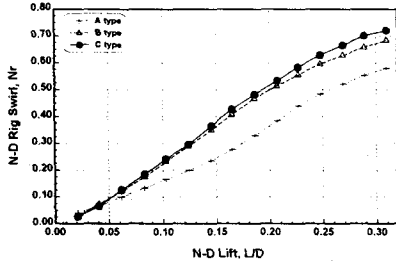


Fig.7 N_r curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

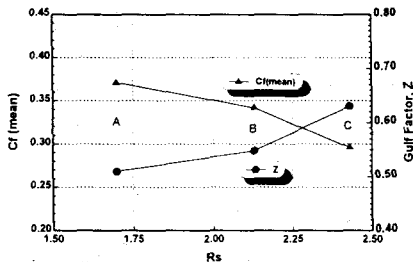


Fig.8 Distributions of $C_{f(mean)}$ and Z with R_s for A,B,C type ports

Fig.8는 각 실린더헤드에 대해서 선회비(R_s)와 평균유량계수($C_{f(mean)}$) 및 걸프 팩터(Z)의 분포를 나타낸 것이다. 선회비는 흡기밸브가 열리고 닫힐 때까지 크랭크각도에서 흡입행정기간동안에 발생된 스월의 평균값을 의미하는 것으로 무차원 리그 스월값이 큰 순서와 동일한 C, B, A형 포트 순으로 그 값은 2.43, 2.13, 1.70이 된다. 그 결과

로서 평균유량계수는 선회비가 증가함에 따라 평균유량계수는 감소하며, 걸프 팩터는 증가하는 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

3.2 엔진성능특성

3.2.1 선회비의 영향

일반적으로 선회강도를 높이면 공기유동이 활발하므로 연소를 촉진시킬 수 있어 좋은 성능을 얻을 수 있다. 그러나 과급 디젤엔진에서는 선회강도를 매우 높게 한다고 해서 전체의 운전영역에서 결코 좋은 성능을 보여줄 수는 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 적기 때문에 과급기의 특성상 과급지연(turbo lag)이 발생함으로 높은 선회강도가 요구되지만, 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 더욱더 공기선회가 너무 강해져서 연소가스가 인근 분무에 걸쳐 연소를 방해하므로 실린더 벽면의 냉각손실 증대로 엔진성능의 저하를 가져올 수 있다. 그러므로 엔진에서 요구되는 성능과 배출가스를 만족하는 적당한 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트형상을 최적화시켜야 한다.

Fig.9는 기본 엔진사양(압축비 15.5, 노즐경 ϕ 0.31*5, T4과급기, 분사시기 BTDC 13° CA)으로 포트형상을 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다.

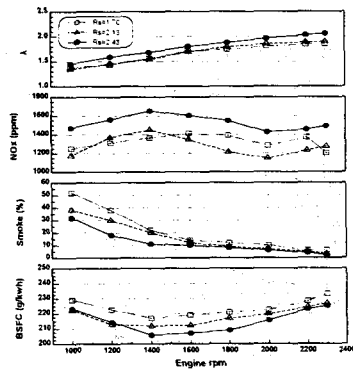


Fig.9 Full load performance curves for three types of swirl ratio

그 결과 선회비가 2.43인 C형 포트의 실린더헤드가 공기과잉율이 전반적으로 높아져서 연비 및 매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NOx농도는 연소촉진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고

있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A형 포트의 실린더헤드는 공기과잉율이 전반적으로 낮아 연비 및 매연농도가 매우 나빠지는 경향을 보이며, NOx농도는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다. 이는 정상유동실험에서 고찰한 바와 같이 A형 포트는 무차원 리그 스윙이 가장 낮고, 선회비 또한 너무 낮기 때문에 낮은 스윙에 기인한 불완전 연소특성으로 성능 및 매연농도가 좋지 못한 것으로 고찰된다.

Fig.10과 Fig.11는 정격회전수의 60%, 100%인 1400rpm과 2300rpm에서 부분부하성능 실험결과를 나타낸 것이다. 부분부하실험에서 평균유효압력(BMEP, Brake Mean Effective Pressure)에 대한 성능 및 배출가스농도를 측정함으로써 연소특성을 고찰할 수 있다.

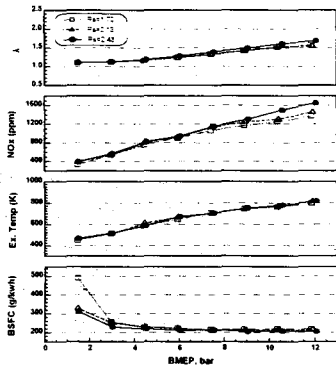


Fig.10 Partial load performance curves for three types of swirl ratio(at 1400rpm)

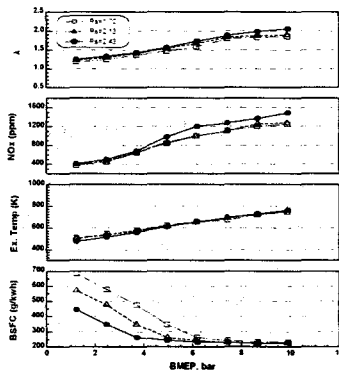


Fig.11 Partial load performance curves for three types of swirl ratio(at 2300rpm)

그 결과 1400rpm에서 연비는 BMEP 3.0bar이상

이 되는 지점부터 낮은 연비특성을 보이며, NOx 농도는 BMEP가 증가함으로써 거의 선형적으로 증가하고, 특히 선회비 2.43인 경우가 BMEP 9.06 bar이상이 되는 지점부터 낮은 선회비인 경우에 비해 NOx농도가 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 2300rpm에서 연비는 BMEP 4.9bar이상이 되는 지점부터 낮은 연비특성을 보이며, NOx농도는 BMEP의 상승에 따라 증가하며, 특히 선회비 2.43인 경우가 BMEP 4.9bar이상이 되는 지점부터 낮은 선회비인 경우에 비해 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 이와 같이 성능 및 배출가스 특성을 고찰한 결과로 선회비 2.43인 경우 NOx 농도는 다소 증가하나, 성능면에서는 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.

3.2.2 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 진각시킴에 따라 분사 개시시의 온도가 낮으므로 착화지연기간이 길어져 분사기간중 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인해 실린더내의 압력이 상승하기 때문에 분무에 공기도입이 증가하므로 분무내의 평균당량비는 감소된다. Fig.12은 기본 엔진사양(압축비 15.5, 노즐경 ϕ 0.31*5, T45과급기, 선회비 2.43)으로 분사시기를 BTDC 11, 13, 15° CA로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 분사시기를 진각시킴으로써 연비 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내며, 이로 인하여 연소효율이 높아 가스온도가 상승하면은 NOx농도는 증가됨으로 이들의 상반된 관계를 고려한 분사시기에 최적화시킬 필요가 있다.

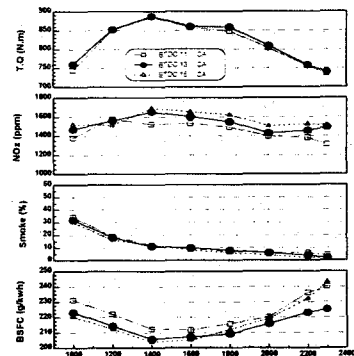


Fig.12 Full load performance curves for three types of injection timing

3.2.3 압축비의 영향

Fig.13는 기본 엔진사양(노즐경 ϕ 0.31*5, T45과 급기, 분사시기 BTDC 13° CA, 선회비 2.43)으로 압축비를 14, 15.5, 16으로 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과는 압축비의 증가로 연소압력과 연소온도가 증가하게 되고, 그로 인하여 연비 및 매연농도가 감소하여 오히려 NOx농도는 증가됨을 알 수 있다.

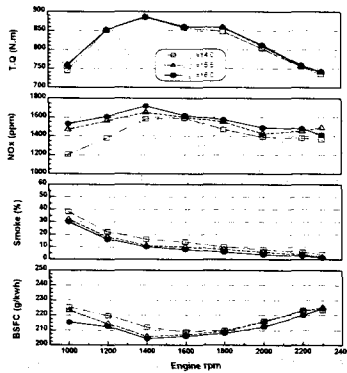


Fig.13 Full load performance curves for three types of compression ratio

4. 결론

과급 디젤엔진의 성능개선에 관한 최적화 연구를 위하여 밸브편심율의 변화와 흡기포트형상의 변경에 따른 선회유동특성 및 선회비의 변화에 따른 엔진성능특성에 대한 실험결론은 다음과 같다.

- (1) 밸브편심을 변화에 따른 유량계수의 분포특성은 무차원 밸브양정 $L/D=0.165$ 까지는 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀 완만한 증가의 양상을 보인다.
- (2) 밸브편심율의 증가에 따라서 밸브의 위치가 실린더 벽쪽으로 움직일수록 선회강도는 증가한다.
- (3) 나선형 흡기포트의 경우 선회비를 증가시킴으로써 평균유량계수는 감소하고, 길프 팩터(Z)는 증가하는 상관관계를 갖는다.
- (4) 흡기포트 변경에 따른 성능결과로는 흡기포트 C형의 선회비 2.43인 경우가 낮은 선회비보다 다소 NOx농도는 증가하나, 성능면에서 가장 우

수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.

(5) 선회비 2.43인 흡기포트 경우에서 분사시기 BTDC13° CA와 압축비 15.5인 경우가 성능 및 NOx농도를 고려할 때 적정화할 수 있었다.

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 Roe, 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., "Combustion Process in a DI 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.
- (10) Takatsu, T. et al., "Development of a New Low Pollution and High Output Combustion Chamber", *JSAE*, Vol.48. 1994.