

단기통 엔진 헤드에서 흡기포트의 정상유동에 관한 연구

김대열*, 최수광⁺

(논문접수일 2007. 2. 20, 심사완료일 2007. 6. 26)

A Study on the Steady Flow of Intake Port in Single Cylinder Engine Head

Dae Yeol Kim*, Soo Kwang Choi⁺

Abstract

This paper presents characteristics of steady flow by variation of a combustion chamber and an intake port. Gas flow field inside a combustion chamber is the important factor in improving combustion stability and reduction of emission level. The flow characteristics such as flow coefficient, tumble ratio and swirl ratio are measured by the steady flow rig test with an impulse meter in this study. In the measuring, the valve lifts are varied between 1mm to 10mm. The three combustion chambers and two intake ports were applied to the steady flow apparatus in order to investigate the effect of swirl and tumble on the in-cylinder flow. As a result, tumble ratio were found to be different by variation of the combustion chambers and the intake ports. The data from the present study can be applied to design of a similar engine as basic data.

Key Words : Discharge coefficient(충진계수), Flow coefficient(유량계수), Non-dimensional rig swirl(무차원 스월값), Non-dimensional rig tumble(무차원 텀블값), Steady flow(정상유동)

1. 서론

오늘날 자동차 생산의 증가에 따른 유해 배출물의 증가로 인하여 지구환경문제가 대두됨에 따라 전 세계적으로 자동차 배기가스에 대한 규제가 더욱 강화되어 가고 있는 추세이다. 따라서 자동차 배기가스가 대기오염의 주요인으로 주목 받게 된 후, 각 자동차 제조업체에서는 연비는 향상시키면

서 동시에 유해 배출물의 생성을 저감시키는 연구를 활발히 진행하고 있다. 연료소비를 감소와 유해 배기가스 저감을 구현하는데 있어서는 연소실 내 유동에 대한 연구가 필요하다. 왜냐하면 흡기와 압축 과정시에 생성된 유동장과 난류강도가 스파크 점화기관에서 사이클 변동을 유발하는 연소의 안정성과 연소 효율 등에 영향을 미치기 때문이다. 이러한 관점에서 흡입 초기에 형성되는 텀블 유동의 공간 속도 분포

* 동양공업전문대학 기계·자동차공학부 기계설계과 (kdy2006@dongyang.ac.kr)

주소: 152-71 서울시 구로구 고척동 62-160

+ 동양공업전문대학 기계·자동차공학부 기계설계과

및 압축과정에서 발생하는 난류 생성과정을 정량적으로 분석하여 이를 흡기포트 및 연소실 형상 설계의 자료로 이용하여, 연소 효율을 높이려는 시도가 많은 연구자에 의해 밝혀졌다⁽¹⁻³⁾. 주어진 연소실에서 공기와 연료의 혼합과 연소실에 가장 큰 영향을 미치는 것은 난류와 스웰유동과 같은 실린더 내 유동이다. 이것을 지배하는 가장 큰 인자는 연소실 형상과 흡입 시의 스웰 유동이다⁽⁴⁾. 또한 DOHC 기관에서의 특성을 고려하면 중방향의 선회류인 텀블 유동으로 형성된 큰 스케일의 유동은 압축과정과 상사점 부근에서 소멸하여 작은 스케일의 강한 난류를 발생시켜 안정된 연소를 증가시킬 수 있다고 알려져 있다⁽⁵⁻⁷⁾.

따라서 엔진에서 실린더 내의 유동을 지배하는 가장 큰 인자는 연소실 형상과 연소실 내의 혼합기 형상을 촉진시킴과 동시에 난류강도를 증대시키는 수단으로 텀블 및 스웰 유동효과이다.

본 연구에서는 연소실 내의 유동장을 정량적으로 실험하기 위해 정상유동장치를 이용하였으며, 3가지의 연소실 형상과 2 종류의 흡기포트 변경에 따른 유량 및 유동특성에 대해 알아보았다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

정상유동시험 장치는 공기의 유동을 발생시키기 위한 블로워형 공기 압축기(blow type compressor), 공기의 유량을 측정하기 위한 층류 유량 측정기(laminar flow meter)와 공기유량 컴퓨터(mass flow computer), a, b, c 연소실에 균일한 속도분포를 갖는 공기를 일정한 압력으로 흡입하기 위한 서지탱크(surge tank), 스웰 강도를 측정하기 위한 임펄스 스웰 미터(impulse swirl meter) 그리고 컴퓨터와 A/D 변환기로 구성된 데이터 처리장치(data acquisition)로 구성되어 있다. 정상유동실험에서 측정할 수 있는 스웰과 텀블은 실린더 내의 거시적인 유동을 종합적으로 합친 값으로 계산되어진다. 따라서 정상유동실험에서 흡기행정 말기의 스웰 및 텀블을 측정하는 방법에는 여러 가지 방식이 사용되고 있으나, 본 연구에서는 허니컴과 로드셀을 이용하여 토크를 구하는 스웰 임펄스식과 일정차압방식을 이용하였다. 3종류의 연소실과 2종류의 흡기포트를 각각의 조건에서 실린더 내 유동량을 측정하였다. Fig. 1은 포트의 흡기유동에 의한 스웰 및 텀블 강도를 측정하기 위한 구성도이다. (a)는 스웰을 측정하는 경우로 먼저 대기압과 임펄스 스웰 미터 사이의 압력차가 일정하게 유지되도록 하고 흡기 밸브의 양정(valve lift)을 변화

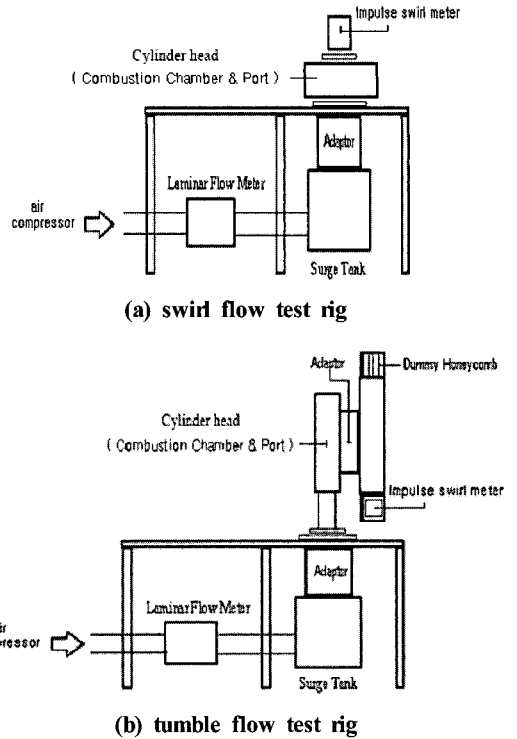


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

시켜 가면서 각각의 유량과 토크 및 온도, 압력 등을 측정하였다. 또한 (b)는 텀블을 측정하는 경우로서 기관 헤드에 텀블 더미 허니컴을 장착하고 실험방법은 스웰 측정과 같다.

2.2 흡기 포트 형상 및 연소실 형상

본 연구에 사용된 연소실은 모두 3가지이고 스파크 플러그 엔진으로 제원은 Table 1과 같다. Fig. 2는 실험에 사용

Table 1 Specification of test single cylinder engine head

Items	Specifications
Combustion chambers	a, b, c
Inner seat diameter(mm)	22.9
valve diameter(mm)	25.19
Number of cylinder	1
Seat angle	45°
Maximum valve lift(mm)	8

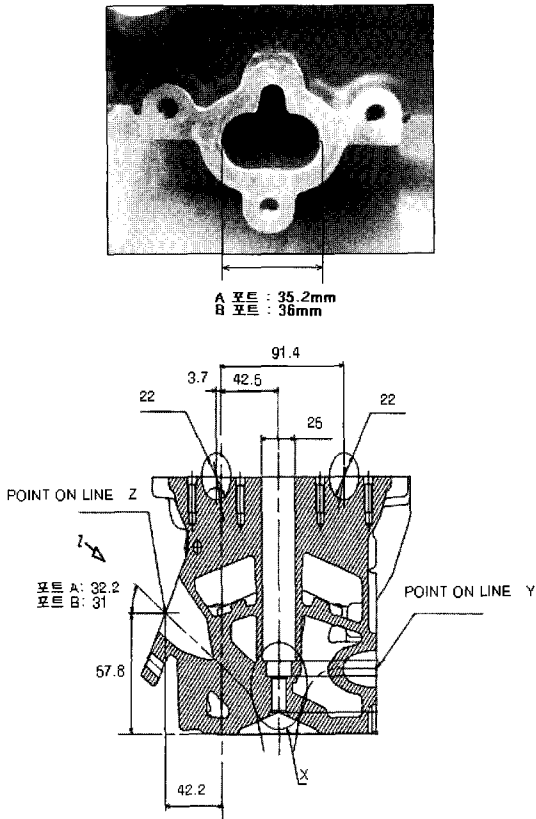


Fig. 2 Schematic diagram of intake port

한 엔진의 흡기포트를 명시하고, A포트 형상은 흡기포트 직경이 35.2mm, B포트 형상은 직경이 36mm이다. 즉, B흡기포트는 포트러너의 직경 0.8mm 더 커진 것을 의미한다. 또한 연소실 밀면에서 흡기포트입구의 중심선까지의 거리는 25.19mm, 흡기 포트각은 A포트 형상은 32.2°, B포트 형상은 31°이다. 그리고 A와 B 포트 모두 흡기 밸브의 직경은 25.19mm이고, 밸브 앵글은 15°이다. Fig. 3은 연소실 형상의 개략도이다.

연소실은 펜트 루프형(pent-roof)으로서 서로 다른 3가지의 연소실 형상을 나타내며, 연소실 내부의 차이를 나타내고 있다. 점화플러그는 중앙에 위치하고 있고 전극으로부터 연소실 밀단까지의 거리는 7.4mm로 설정하였고, 피스톤 크라운까지의 거리는 8.35mm이다. 또한 연소실은 화염의 전파가 용이한 타입으로 하였고 체적은 압축비 9.30 : 1을 유지하기 위해서 설계되었다. a 연소실은 기본 연소실로서 바깥 라운드 반경을 10mm로 하였고, b연소실은 흡기 밸브 사이

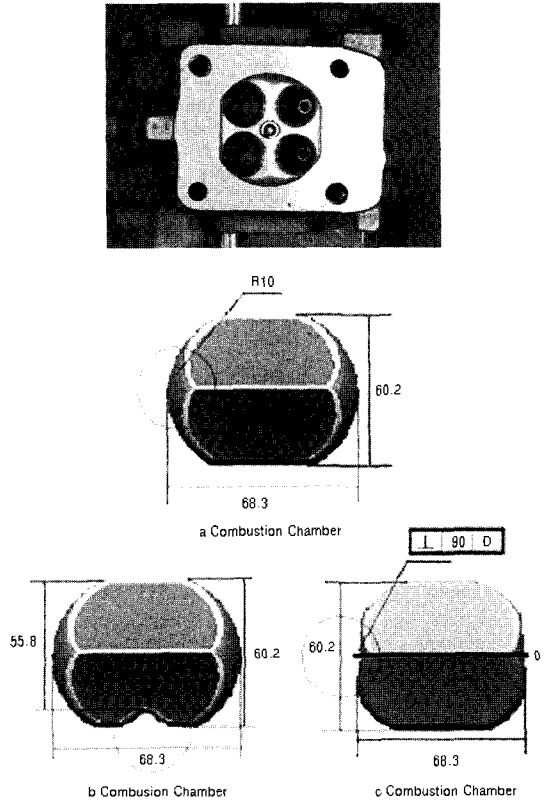


Fig. 3 Schematic diagram of combustion chamber

부분에 스퀴시를 주었으며, c연소실은 바깥 라운드 부분을 직각에 가깝게 하였다.

2.3 실험방법

실린더 내의 연소유동의 형태는 실린더에 평행하게 운동하는 스월(swirl) 유동과 수직하게 운동하는 텀블(tumble) 유동으로 대표된다. 스월 유동은 회전축이 피스톤 중심축과 일치하므로 폭발과정 후기까지 지속되는 난류생성원이 된다. 그러나 텀블 유동은 피스톤의 움직임에 따라 그 강도와 운동 중심이 변하는 특징이 있어 스월 유동보다 압축말기에 지속되지 않기 때문에 생성된 난류성분은 초기 연소 반응을 촉진시켜 초기 연소 속도를 증가시키지만, 후기 연소에는 큰 영향을 미치지 않는 특징을 가진다^(9,10). 스월 측정 시 먼저 대기압과 와류 측정기 사이의 압력차를 일정하게 유지하고 흡기 밸브의 양정(valve lift)을 변화시켜 가면서 각각의 경우에 유량과 토크 및 온도, 압력 등을 측정한다. 밸브 간극의 조절은 피치 1mm의 볼트나사를 이용하며 한바퀴씩 돌려가

면서 1mm~8mm(최대 밸브 간극 7.4mm인 경우)까지 측정하였다. 각각의 밸브 간극에서 공기의 공급은 공기압축기의 회전수를 조정하여 대기와 서지탱크(surge tank; 9 ℓ) 내부의 ΔP 가 8kPa이 되도록 하였다. 실제 엔진에서 발생하는 공기유동이 난류이므로 위와 같이 설정하였다.

즉, 유량특성을 나타내는 무차원수가 공기유동이 난류일 때에는 압력변화에 대한 영향이 상대적으로 적어 공기유동이 완전한 난류를 형성할 수 있도록 하기 위함이다. 따라서 여러 가지 엔진의 유동 효과를 비교 판단하기 위해서는 무차원 된 값이 필요하다.

본 실험에서는 흡입 공기 유량의 측정을 위하여 층류유량계를 이용하였으며 엔진의 운전조건에 해당하는 차압을 설정하여 공기를 흡입하였을 때 생겨나는 오리피스 전후 차압(ΔP_2)을 측정하여 구한다.

따라서 오리피스를 통과하는 유량은 베르누이 방정식과 연속방정식(continuity equation)에 의해 다음과 같이 유도된다.

$$P_1 + \rho_1 \frac{V_1^2}{2} + Z_1 = P_2 + \rho_2 \frac{V_2^2}{2} + Z_2 \quad (1)$$

여기서, ρ_1, ρ_2 : 오리피스 입구, 출구의 밀도(kg/m³)
 V_1, V_2 : 오리피스 입구, 출구의 속도(m/s)
 P_1, P_2 : 오리피스 입구 출구의 압력(kgf/m²)
 Z_1, Z_2 : 기준면에서부터 유동중심까지의 높이($Z_1 = Z_2$)

여기서 아래 첨자 1과 2는 입구, 출구를 나타내고 있다. 비압축성유동인 경우 $\rho = constant$ 이므로 연속방정식에 의해 $Q = V_1 A_1 = V_2 A_2$ 이다. 이를 식 (1)에 대입하면 V_2 는 다음과 같다.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - (A_2/A_1)^2)}} \quad (2)$$

여기서, A_1, A_2 : 오리피스 입구 출구의 단면적(m²)

엔진 포트 유동시험에서 측정 부분인 밸브 부분의 오리피스의 경우는 $A_1 \gg A_2$ 이므로 결국 이상속도는 다음과 같은 식 (3)으로 정의된다.

$$V_0 = \sqrt{2(\Delta P)/\rho} \quad (3)$$

여기서, V_0 : 밸브 헤드 속도(m/s)
 ΔP : 오리피스 전후의 압력차(kgf/m²)

따라서 실제 유량은 $Q = A_0 V_0$ 의 식과 노즐 흐름에서 유동손실을 고려하기 위한 유동계수(α)와 층류 유량 측정기(laminar flow meter)에 의하여 보정된 보정계수(ϵ)를 곱하여 다음 식과 같다.

$$Q = \epsilon \cdot \alpha \cdot A_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2} \cdot \Delta P_2} \quad (4)$$

여기서, α : 보정계수

$$\gamma_2 = 1.1293 \times \frac{273}{273 + t_2} \times \frac{P_2}{760}$$

γ_2 : 실험조건에서의 공기의 비중량(kgf/m³)

$$P_2 = P_1 - \frac{\Delta P_2}{13.6} \text{ (mmHg)}$$

ΔP_2 : 오리피스 전후 차압

$$\epsilon = 1 - 0.54 \times \frac{\Delta P_2}{13.6} \times \frac{1}{P_2}$$

ϵ : 압축성 유체에 대한 비압축성 계수

$$A_0 = \pi \times \frac{d^2}{4} : \text{오리피스 수축 단면적(m}^2\text{)}$$

d : 오리피스 직경(m)

$$Q_{th} = S \times \left(\frac{\pi}{4} a^2 \right) \sqrt{\frac{2g}{\gamma_1} \cdot \Delta P_1} \quad (5)$$

Q : 실제 유입 공기 유량(kg/s)

여기서, $S = 1 - 0.54 \times \frac{\Delta P_1}{13.6} \times \frac{1}{P_1}$

a : 흡기밸브직경(m)

$$P_2 = P_1 - \frac{\Delta P_1}{13.6} \text{ (mmHg)}$$

ΔP_1 : 실린더 내의 압력과 대기압의 차압

$$\gamma_1 = 1.293 \times \frac{273}{273 + t_2} \times \frac{P_1}{760}$$

γ_1 : 대기의 비중량(kgf/m³)

이러한 흡입유량을 표시하기 위하여 유량계수는 식 (4)와 식 (5)에 의해 다음과 같은 식 (6)으로 정의된다.

$$C_f = \frac{Q}{Q_{th} \times n} \quad (6)$$

여기서, Q_{th} : 이론 유입 공기 유량(kg/s)
 n : 흡기 밸브 개수

또한 각 운동량 산출 방법은 캠 형상을 고려한 흡입 행정 에 대한 스윙비 산출 방식을 사용하였으며, 운동량 측정기로 부터 비틀림 응력과 흡입공기유량을 이용하여 스윙 및 텀블 비를 산출하였다. 따라서 정상유동시험 시 특정 밸브 간극에 서 공기유동이 갖는 유동특성을 나타내는 무차원수인 스윙 및 텀블수는 다음과 같은 식 (7)로 정의된다.

$$N_R = \frac{2V_t}{V_o} = \frac{B_w}{V_o} \quad (7)$$

여기서, B : 실린더 내경(특성 차원으로 사용된다.)(m)
 w : 강체 회전유동 각속도(rev/s)
 V_o : 특성속도(m/s)
 N_R : 스윙 및 텀블수

와류 외에도 정상유동장치에서 텀블을 측정하는 경우에는 엔진 헤드에 텀블 더미 허니콤을 장착하고 Fig. 1 (b)처럼 실험을 한다. 이 텀블 더미 허니콤은 스윙 측정시의 더미 실린더의 역할을 하며 특히 텀블 운동(motion)이 텀블 튜브의 벽에 부딪쳐 상하로 분리되어 스윙 운동으로 바뀌도록 한다. 스윙로 바뀐 유동의 아랫부분은 충격식 토크, 상부에는 대기에 노출시킨 더미 허니콤(Dummy Honeycomb)을 설치하였다. 정확한 실험을 위해서는 분리된 유동에 걸리는 압력강 하가 동일하도록 하는 것이 좋다. 실험방법은 스윙과 동일 하며 단지 텀블수 및 텀블비를 구할 때는 충격식 토크 측정 기에서 측정한 값의 2배를 해주어야 한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 재연성 실험

정상유동 리그시험은 헤드 장착시 오차, 밸브 간극 조절시 오차, 측정시 리딩(reading) 오차 등과 같은 여러 가지 변수 에 의해 그 결과의 재연성이 의심되고 있다⁽¹¹⁾.

따라서 같은 시험을 3회 반복하여 그 결과의 재연성 및 오차 범위를 확인하고자 한다. 실험조건으로 A와 B 포트의 a 연소실을 기준으로 실험압력(ΔP)은 8kPa, 반복 실험 횟 수는 3회로 정하여 실험하였다. 측정유동 형태는 스윙 유동 이다. Table 2는 측정된 결과를 정리된 것이다. C_f 값을 보 면 전체적으로 평균값 대비 그 오차 범위가 약 0.05% 이내 에 있으므로 매우 재연성이 높은 것으로 나타났다. 스윙비를 보면 그 절대값이 작아 상대적으로 오차범위가 8.3%로 제일 크게 나타났다. 결과적으로 정상유동장치에서의 실험은 비 교적 안정적으로 재연됨을 알 수 있었다.

Table 2 Tolerances of C_f & swirl ratio on port flow rig test

Items	A Port			
	No.1	No.2	No.3	Average
Swirl ratio	0.0140	0.0138	0.0122	0.0133
tolerance	5.3%	3.78%	-8.3%	
C _f	0.4023	0.4088	0.4011	0.4041
tolerance	-0.45%	0.47%	-0.75%	
Items	B Port			
	No.1	No.2	No.3	Average
Swirl ratio	0.0123	0.0115	0.0128	0.0122
tolerance	8.2%	-5.7%	4.9%	
C _f	0.4091	0.4095	0.4092	0.4093
tolerance	-0.048%	0.049%	-0.049%	

3.2 압력(ΔP)에 의한 영향분석

실험방법에 언급한 바와 같이 유량특성을 나타내는 무차 원수가 공기유동이 난류일 때에는 압력변화에 대한 영향이 상대적으로 적어 공기유동이 완전한 난류를 형성할 수 있도 록 ΔP가 8kPa이 되도록 하였다. 따라서 이론적인 접근을 통해 공기 유동이 완전한 난류가 되기 위한 ΔP를 구해보고 실험을 통해 이를 확인해 보고자 한다.

Fig. 4는 포트유동을 원형 파이프 유동이라고 가정했을 때, 포트 내부 유동이 층류(laminar)인지 난류(turbulence)

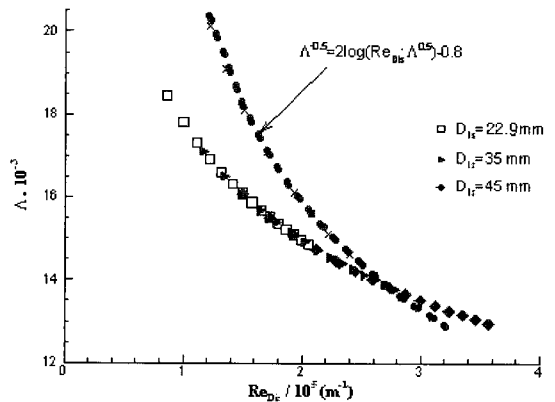


Fig. 4 Comparison between experimental data and analytical friction formula for fully developed turbulent flow

인지의 판단 기준이 되는 Prandtl식과 실험식인 Blasius식을 이용하여 여러 가지 실험조건에 따른 영향을 표시한 것이다.

$$\text{Prandtl eq. : } \frac{1}{A^{1/2}} = 2.0 \log(Re_D A^{1/2}) - 0.8$$

$$\text{Blasius eq. : } f \approx 0.0791 Re_D^{-1/4} \quad A = 4C_f$$

여기서, A : Darcy 마찰계수

f : 마찰계수

이와 같은 경향은 본 실험에서 사용하는 임펄스 스웰 미터를 제작한 Cussons 사에서 제공한 결과인 Fig. 5에도 비슷하게 나타난다.

먼저 밸브 시트 직경이 22.9mm인 경우, 압력(ΔP) 1.5~8.5kPa에 따른 경향을 보면 모든 압력(ΔP) 구간에서 완전 난류유동이 아닌 것으로 나타났으며, 밸브 시트 직경이 35mm인 경우에는 압력이 약 8kPa이상, 밸브 시트 직경이 45mm인 경우에는 압력(ΔP)이 약 4.5kPa이상이면 완전 난류유동이 되는 것으로 나타났다. 그러나 그 이하의 압력(ΔP) 구간도 층류는 아니고 천이영역으로 볼 수 있다.

본 실험에서 사용된 단기통 엔진 헤드의 흡기 밸브 시트 직경 22.9mm를 기준으로 보면 압력(ΔP)이 약 8.5kPa 이상이면 완전 난류 유동이 됨을 알 수 있다. 그러나 이와 같은 분석은 포트 내부유동을 파이프 유동이라고 가정한 경우이므로 실제 복잡한 형상을 가진 포트유동에서는 보다 강한 난류성향을 보일 것으로 추측된다.

Fig. 6은 포트 B의 실험결과로서 압력(ΔP)을 1.5kPa에서 8.5kPa까지 변화시켜 가면서 무차원수의 유량계수(C_f)와

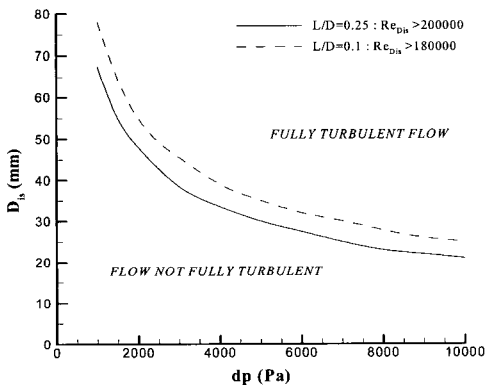


Fig. 5 Limits of fully turbulent flow in intake ports (Cusson's data)

스웰비를 계산한 결과이다. 이 결과에서 볼 수 있듯이 유량계수(C_f)는 압력(ΔP)의 변화에 따라 큰 변화를 보이지 않는다. 다만, 스웰비는 압력(ΔP)이 커짐에 따라 약간씩 커지는 경향이 있지만 압력(ΔP)이 5kPa~8.5kPa 사이에서는 그 경향성이 없어지면서 어느 정도 수렴함을 볼 수 있다.

거의 모든 유량계들은 설치장소에 따라 오차를 발생시킬 수 있다. 일반적으로 유량계의 오차범위는 측정범위의 5~10% 정도이다. 본 연구에 사용된 차압유량계(Cussons, P7209)의 오차범위는 $\pm 0.5\%RD(\text{Reading})$ 으로 높은 유량측정범위의 정확도를 가지고 있어서 일반적인 측정오차 범위보다 훨씬 적은 것으로 유량 및 유동 특성을 분석함에 있어서 안정적임을 알 수 있다.

Fig. 7은 포트 B의 실험결과로서 압력(ΔP)을 1.5kPa에서 8.5kPa까지 변화시켜 가면서 유량을 측정된 결과이다. 1.5kPa

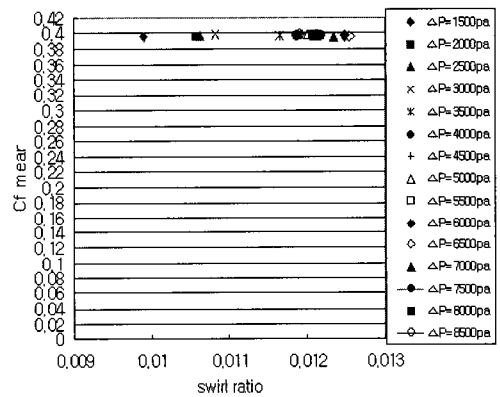


Fig. 6 C_f and swirl ratio for various ΔP

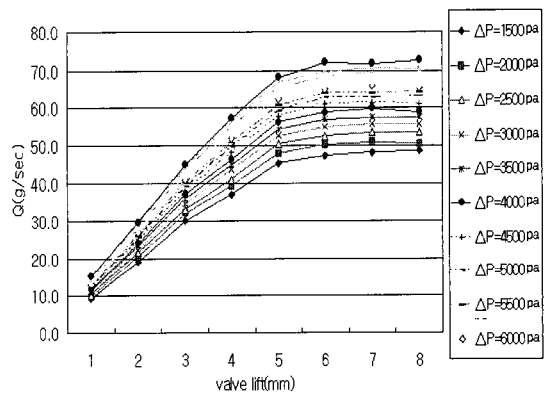


Fig. 7 Mass Flow rate variation for various valve lift and ΔP

이하인 경우에는 너무 유량이 미미하여 그 값을 측정 오차가 커서 실험을 하지 않았으며, 또한 8.5kPa 이상인 경우는 굉장한 소음이 발생하여 실험을 진행시킬 수 없었다.

결과에서 볼 수 있듯이 압력이 커지며 유량이 비례하여 커짐을 알 수 있었다. 결국 이론적으로 보면 압력(ΔP)이 8kPa 이상이어야 하지만 실제 포트에서는 약 6kPa 이상이면 어느 정도 완전 난류유동이 된다고 볼 수 있다. 따라서 본 실험에 사용된 실제 포트의 정상 유동 실험은 대기와 서지탱크(surge tank; 9 l) 내부의 ΔP 가 8kPa이 되도록 하였다.

3.3 DOHC 엔진의 흡입 유동 특성

Fig. 2와 같은 포트와 Fig. 3과 같은 연소실 형상을 가진 DOHC 엔진의 밸브리프트에 따른 흡입 성능을 비교 실험하였다. 정상유동장치를 이용하여 무차원 밸브리프트를 적용·측정한 결과를 나타낸 Fig. 8~13은 A와 B 포트에서 a, b, c 연소실로 실험한 평균유량계수, 충전계수 및 텀블비를 도시화 한 것이다. Table 3은 개발과정에서 공기 흡입량을 최대로 하여 전부하 성능을 향상시키기 위해 B 흡기포트는 A 흡기포트에 비해 포트 직경이 0.8mm로 크게 하였으며, 또한 스웰 강화의 변화를 알아 보기위해 흡기포트의 진입각도를 A 포트(32.2°)보다 B 포트(31°)가 1.2° 낮추어 실험한 결과를 정리한 것이다. 각각의 밸브 지름에 대한 밸브리프트의 비(L/D)로서 정의되어지는 무차원 밸브 리프트는 밸브 양정을 무차원화하여 밸브의 직경이 서로 다른 엔진의 흡기 성능을 밸브의 크기의 영향 없이 정량적으로 비교할 수 있다는 장점을 가지고 있다⁽¹²⁾. 따라서 Fig. 8~13에 나타난 바와 같이 좌·우측을 평균한 평균유량계수 $C_f(\text{mean})$ 는 증가하는 경향을 보이고 있으나, 리프트 6mm(L/D = 0.24) 이상일 때부터는 증가율이 둔화되는 특성을 나타내고 있다. 이는 질식현상(choking)이 발생하고 있는 관계로 더 이상 공기통로

Table 3 Results of tumble & swirl ratio on port flow rig test

Intake Port Type	Combustion chamber	Tumble Ratio	Swirl Ratio	Cf
A	a	0.672	0.013	0.398
	b	0.707	0.013	0.396
	c	0.640	0.013	0.390
B	a	0.668	0.012	0.409
	b	0.675	0.012	0.411
	c	0.619	0.012	0.407

면적이 증가하여도 공기유량의 증가효과를 기대하기 어렵다는 사실을 확인할 수가 있다. 충전계수(Cd)는 유량계수와는 반대로 밸브리프트가 증가할수록 감소하는 경향을 보이고

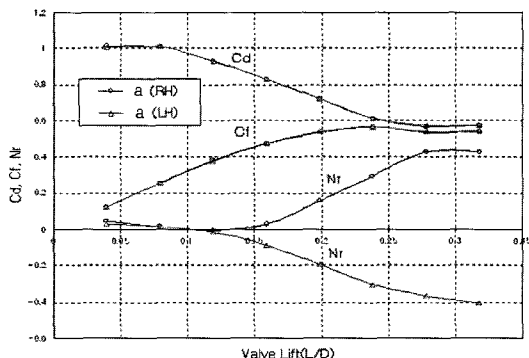


Fig. 8 Cd, Cf and Nr characteristics in a Combustion Chamber of A Intake Port Tumble Test

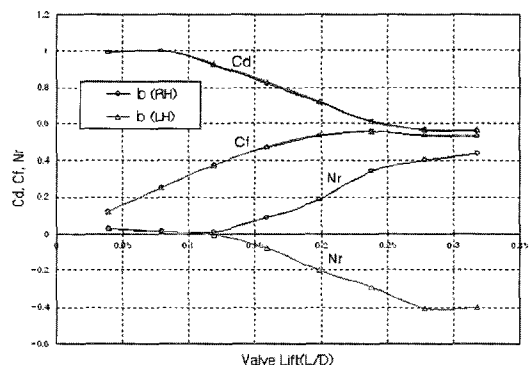


Fig. 9 Cd, Cf and Nr characteristics in b Combustion Chamber of A Intake Port Tumble Test

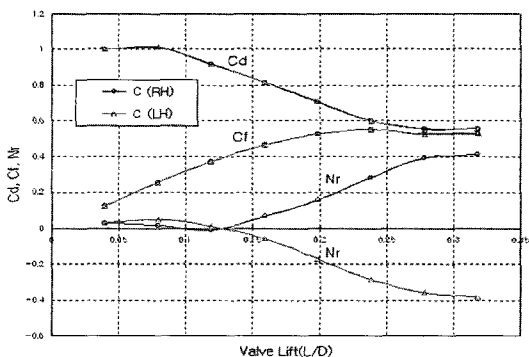


Fig. 10 Cd, Cf and Nr characteristics in c Combustion Chamber of A Intake Port Tumble Test

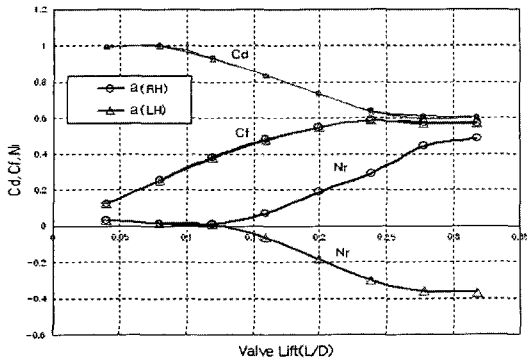


Fig. 11 Cd, Cf and Nr characteristics in a Combustion Chamber of B Intake Port Tumble Test

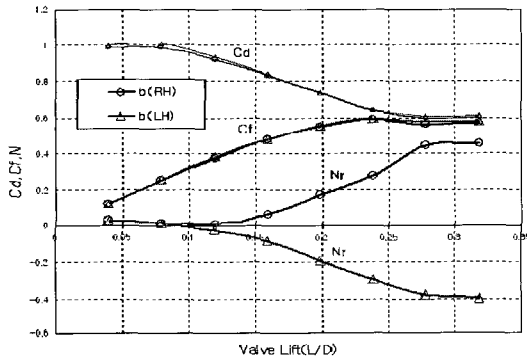


Fig. 12 Cd, Cf and Nr characteristics in b Combustion Chamber of B Intake Port Tumble Test

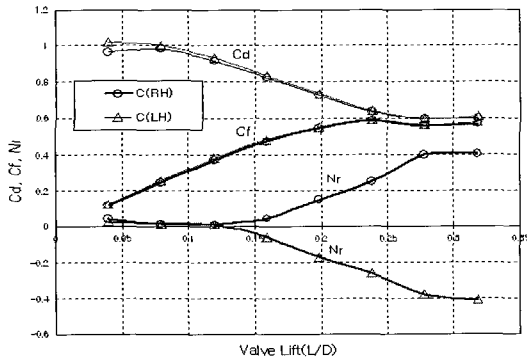


Fig. 13 Cd, Cf and Nr characteristics in c Combustion Chamber of B Intake Port Tumble Test

있다.

튐블비는 토크와 유량의 함수로서 유량의 영향이 지배적이다. 튐블 유동의 특성은 튐블 튜브를 이용하며 튐블비는

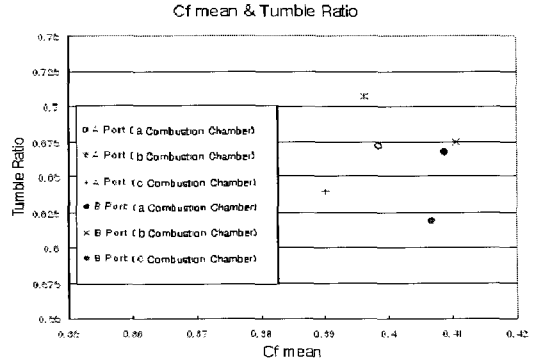


Fig. 14 Comparison of Cf(mean) & Tumble ratio in variable Combustion Chamber and variable Intake Port

튐블 유동을 측정하기 때문에 정확한 측정을 위해서 헤드의 방향을 좌우로 바꾸어 이를 평균해서 구한다. 실험결과에서의 튐블비는 낮은 밸브양정에서는 튐블 강도가 적게 발생되고, 밸브리프트가 증가할수록 튐블 강도가 강하게 적용됨을 알 수 있다. 무차원 밸브 양정비 $L/D=0.290$ 부터는 질식현상(choking)이 발생하여 더 이상 증가현상은 보이지 않는다고 생각된다. Fig. 14는 튐블 유동의 유량 및 유동 특성 실험 결과를 정리하여 나타낸 것이다. 유량특성인 $C_f(\text{mean})$ 은 B 포트가 A 포트보다 약 2.7~4.2% 좋게 나타났다. 이는 공기 흡입량을 최대화하여 전부하 성능 향상을 위하여 흡기포트 직경이 0.8mm 확대조정된 것임을 알 수 있다. 그리고 A 포트가 B 포트 보다 각 연소실의 튐블비가 큰 이유는 평균 유량계수 값이 줄어든 것으로 판단된다. 전체적으로 연소실의 바깥 라운드 부분의 반경을 10mm로 한 a 연소실은 바깥 라운드 부분을 직선으로 한 c 연소실보다 튐블비가 4.8~7.3% 크다. 이는 튐블 강도가 강하게 적용되고 있음을 알 수 있다⁽¹³⁾. 연소실 형상 중 인테이크 밸브(Intake valve) 사이 부분에 스퀴시를 준 b 연소실은 기본 연소실 a에 비해 A, B 포트마다 평균 유량계수(Cf) 값은 거의 차이가 없고 튐블비는 1~5.5% 커진 것으로 나타났다. 그러나 인테이크 스퀴시(Intake Squish) 부분이 튐블유동을 키우는 역할을 하는지에 대해서는 판단하기 어려움이 있다.

4. 결론

흡기포트와 실린더 형상을 대상으로, 흡입유동을 변화시켜 연소실 내의 스월비(swirl ratio)와 튐블비(tumble ratio)

의 변화에 따른 유동특성에 대해 실험한 결과 다음과 같은 결론에 도달하였다.

- (1) 재연성 실험에서 C_f 값이 모든 경우에 있어서 평균값 대비 그 오차 범위가 평균 0.4~0.5% 이내에 있으므로 재연성이 높은 것으로 나타났다.
- (2) 연소실 형상에 따른 유동 특성을 보면, 연소실의 바깥 라운드 부분의 반경을 10mm로 한 연소실이 바깥 라운드 부분을 직선으로 한 연소실보다 텀블비가 4.8~7.3% 증가한다. 또한 흡기밸브 사이 부분에 스퀴시를 준 연소실이 연소실의 바깥 라운드 부분의 반경을 10mm 연소실에 비해 평균유량계수(C_f)값은 거의 차이가 없고 텀블비 값은 약간 커진 것으로 나타났다. 그러나 인테이크 스퀴시(Intake Squish) 부분이 텀블유동을 증대시키는 역할을 하는지에 대해서는 판단하기에 어려움이 있다.
- (3) 연소실 형상에 따른 유량 특성 변화를 보면, 세 가지 형식의 연소실의 평균유량계수는 크게 차이가 나지 않음을 보이고 있다.
- (4) 흡기포트에 따른 유동 특성 변화를 보면, 흡기포트 직경이 작은 A포트(35.2mm)가 B포트(36mm)에 비해 평균유량계수(C_f) 값은 작고 텀블비는 조금 크게 나타났다. 텀블비가 큰 이유는 평균유량계수 값이 줄어 든 것으로 판단된다. 또한 스월 강화의 변화를 알아 보기 위해 흡기포트의 인입각도를 A포트(32.2°)보다 B포트(31°)가 1.2° 낮추어 실험한 결과, 두 포트의 스월비는 거의 같은 값을 보이고 있다. 이는 인입각도가 그다지 차이가 나지 않아 나타난 현상으로 볼 수 있다.

참고 문헌

- (1) Arcoumanis, C., Hu, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., 1990, "Tumbling Motion A Mechanism For Turbulence Enhancement In Spark Ignition Engine," *SAE Paper*, No. 900060.
- (2) Khalighi, B. and Huebler, M. S., 1995, "A Transient Water Analogue of a Duel Intake Valve Engine for Intake Flow Visualization and Full Field Velocity Measurements," *SAE Paper*, No. 950201.
- (3) Newman, A. W., Girgis, N. S., Benjamin, S. F. and Baker, P., 1995, "Barrel Swirl Behavior in a Four Valve Engine with Pent-roof Chamber," *SAE Paper*, No. 950730.
- (4) Todd, F. D. and Donald, T. F., 1987, "Swirl, Squish and Turbulence in Stratified-Charge Engine: Laser-Velocimeter Measurements and Implication for Combustion," *SAE Paper*, No 87037.
- (5) Endres, H., Neuber, H. H. and Wurms, R., 1992, "Influence of Swirl and Tumble on Economy an Emissions of Multi-Valve SI Engine," *SAE Paper*, No. 920516.
- (6) Kudou, H., Yamamoto, H. and Lida, Y., 1992, "A Study about In Cylinder Flow and Combustion in a Four Valve SI Engine," *SAE Paper*, No. 920574.
- (7) Bae, C. S. and Jeong, K. S., 1995, "Steady Flow Characteristics of Four-Valve Cylinder Heads," *Proceedings of the KSAE FALL Conference*, pp. 48~53.
- (8) Kim, D. Y., Han, Y. C. and Park, B. K., 2006, "A Study on the Steady Flow Characteristics by PDA and Tumble Control Valve in Combustion Chamber," *Transactions of KSMTE*, Vol. 15, No. 4, pp. 74~82.
- (9) Partington, G. D., 1985, *Ricardo Impulse Swirl Meter Instruction Manual*, Ricardo, DP. pp. 85~1833.
- (10) Mayer, K. P., 1982, "Swirl Measurement on the Stationary Flow Test Bench by Means of a Momentum Meter," AVL, Memo 618.
- (11) Cussons, G., 1998, "Cussons Laminar-flow Meter Instruction Manual," Cussons, P7209. pp. 1~2500.
- (12) Sung, B. G., 2001, *A Study on the optimal combustion chamber configuration and the performance characteristics of 5 valve gasoline engine*, An Academic degree thesis of Hanyang University, pp. 67~123.
- (13) Kim, D. Y., 2004, *The Effects of combustion Chamber Geometry and Flow characteristics on Combustion and Emission of Spark Ignition Engine*, An Academic degree thesis of Kookmin University, pp. 118~128.