

<논 문>

흡기포트 형상에 따른 선회비 분포특성에 관한 실험적 연구

이지근* · 주봉철** · 강신재*** · 노병준***

(1995년 10월 11일 접수)

An Experimental Study on the Characteristics of the Swirl Ratio Distribution with an Intake Port Geometry

Jee-Kuen Lee, Bong-Chol Joo, Sin-Jae Kang and Byung-Joon Rho

Key Words : Helical Intake Port(나선형 흡기포트), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심율), Non-Dimensional Rig Swirl(무차원 리그 스윙), Swirl Ratio(선회비), Flow Coefficient(유량계수), ISM(Impulse Swirl Meter)

Abstract

The effect of helical intake port geometry on in-cylinder swirl flow characteristics was studied. Two helical intake ports were selected to change swirl ratio, mean flow coefficient with the variation of valve lifts, valve eccentricity ratios and axial distance. The measurements were made by using an impulse swirl meter. The port B modified to increase the swirl ratio(R_s) had the tendency of the increased non-dimensional rig swirl(N_r) distribution in comparison with that of the port A. And the N_r distribution was remarkably improved at low valve lifts. The modification of the geometry to increase the swirl ratio(R_s) in helical intake port resulted in the decrease of the mean flow coefficient($C_{f(mean)}$) regardless of valve eccentricity ratio(N_v). And also non-dimensional rig swirl(N_r) in the high valve lift affected the calculation of swirl ratio considerably.

기 호 설 명		swirl)	
B	: 실린더 내경(124mm)	N_v	: 밸브편심율(valve eccentricity ratio)
C_f	: 유량계수(flow coefficient)	R_s	: 리카르도 선회비(Ricardo swirl ratio)
$C_{f(mean)}$: 평균 유량계수(mean flow coefficient)	V_0	: 속도(velocity), (m/s)
D	: 밸브직경(inner valve diameter)	X	: 실린더 축에 수직한 단면의 수평방향
D_0	: 밸브헤드직경(valve head diameter)	Y	: 실린더 축에 수직한 단면의 수직방향
e	: 편심거리	Z	: 실린더 축 방향
H	: 각운동량 플럭스(angular momentum flux)	α_1	: 흡기밸브열림(IVO)
L	: 밸브양정(valve lift)	α_2	: 흡기밸브닫힘(IVC)
\dot{m}	: 질량유량(mass flowrate), (kg/s)	da	: 흡기밸브 작동구간
N_r	: 무차원 리그스윙(non-dimensional rig		

1. 서 론

*정회원, 전북대학교 대학원 정밀기계공학과
 **아시아자동차 기술연구소 엔진설계부 선임연구원
 ***정회원, 전북대학교 공대 기계공학부

디젤기관으로부터 배출되는 오염물질을 줄이려는 법적 규제는 날로 엄격해지고 있으며 미래의 규제

치를 만족하기 위해서는 현재 사용되고 있는 디젤 기관의 상당수가 배출가스 오염물질을 규제치 이하로 낮추어야 하는 문제에 직면해 있다. 이와 같이 디젤기관의 성능과 배기가스 문제에 영향을 주는 실린더 내 연소형태는 크게 연료분사제와 흡입공기 유동제 두 가지에 의해 결정된다. 즉, 분사율, 분사시기, 분사기간 및 분무형태와 같은 분사계 특성과 공기선회, 스퀴시, 난류와 같은 공기 유동특성에 의하여 연소형태가 결정된다. 이러한 복잡한 연소형태를 기관특성에 맞게 조정한다는 것은 대단히 어려운 문제로서, 이것은 연료와 공기의 혼합이 연소실 형상과 분무된 연료의 액적크기 분포, 분무선단 길이 및 분무각을 포함하는 분무특성 그리고 흡기계의 형상에 큰 영향을 받으며, 연료가 액체상태로 연소실내로 들어와 분무과정을 통하여 증발되어 가연한계에 도달해야만 연소가 가능하기 때문이다.

이러한 문제를 해결하기 위한 방법 중 하나로 흡입공기 유동계에 있어서, 흡입공기의 운동에너지에 모멘트를 가하여 연소실 내에서 공기의 선회를 발생시키므로써 연료와 공기의 혼합을 촉진시키는 방법이 많이 이용되고 있다. 또한 흡입과정시 형성된 선회유동은 실린더 내에 커다란 집단유동(bulk motion)을 형성하여 압축과정시 상당부분 감소하지만 대략 30%정도가 연료분사 직전까지 남아 실린더내의 에너지 공급원으로 작용하는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁾ 따라서 실린더 내의 선회유동은 압축과정까지 지속되어, 연소에 영향을 미칠 수 있는 적당한 시간(너무 늦은 경우 난류는 소멸하게 됨)에 저장하고 있던 에너지를 방출하는 것이 바람직하다. 또한 난류발생이 증가되면 연소율이 증가되어 빠른 연소율을 필요로 하는 희박연소기관에서 사이클 당 연소변동을 줄일 수 있다.^(2,3) 그러나 공기선회가 너무 강하면(over swirling) 연소가스가 인근 분무에 걸쳐 연소를 방해하고 실린더 벽면으로의 냉각손실이 증대하므로 연소실 내로 들어오는 흡입공기의 선회강도를 너무 강하게만 한다고 하여 좋은 결과를 얻을 수 있는 것이 아니다. 따라서 설계하고자 하는 각 기관에 있어서 요구되는 성능과 배기가스 문제를 만족하는 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트 형상을 설계한다는 것은 많은 연구와 경험이 요구된다.^(1,3,4)

직접분사식 디젤기관에 폭넓게 적용되는 나선형 흡기포트에 의해 생성되는 선회유동은 포트의 나선부분을 통과하면서 밸브 축을 중심으로 각운동량

플럭스가 생성된 후 밸브로부터 방출되어 실린더 내로 유입된다. 또한 실린더 내로 유입된 흡입공기의 선회유동은 실린더 축을 중심으로 계속 발달되어, 결국 실린더내에 형성되는 선회유동은 밸브 축을 중심으로 밸브 이전에서 형성된 밸브 이전(pre-valve) 성분과 실린더 축을 중심으로 밸브 이후에 형성된 밸브 이후(post-valve) 성분의 혼합으로 생각할 수 있다. 따라서 실린더 내 선회유동을 평가하는데는 흡기포트의 기하학적 형상과 더불어 밸브 편심율이 실린더내 선회유동 특성에 미치는 영향을 고려하여야 한다.

이에 따른 관련 연구동향으로, G. Tippelmann⁽⁵⁾은 정상유동에서 ISM(impulse swirl meter)을 이용하여 실린더 내에 형성되는 흡입공기의 선회유동 측정에 관한 새로운 방법을 소개하였는데, 이 방법은 베인형 유속계보다 더욱 신뢰할 수 있는 데이터를 얻을 수 있음을 제시하였다. M. L. Monaghan과 H. F. Pettifer⁽⁶⁾는 개방형 연소실을 갖는 디젤 엔진에서 서로 다른 흡기포트에 의하여 생성되는 공기 유동특성을 규명하기 위해 정온형 열선유속계(constant temperature anemometer)와 LDA(laser Doppler anemometer)를 이용하였다. 그 결과 LDA는 임펄스 스윙미터를 이용하여 정상유동에서 선회유동장을 측정된 결과와 잘 일치하나, 정온형 열선유속계는 유동방향이 모호한 영역이나, 높은 난류가 존재하는 영역에서 상당한 차이를 나타냄을 실험적으로 규명한 바가 있다. 또한 C. Arcoumanis와 S. Tanabe⁽²⁾는 흡기포트의 기하학적 형상이 선회유동 발생에 미치는 효과를 고찰하고자, 정상유동 상태에서 LDA를 이용하여 밸브 출구 영역의 속도분포를 측정, 분석한 바가 있다.

본 연구에서는 나선형 흡기포트의 형상변화가 선회유동 특성에 미치는 영향을 고찰하고자 임펄스 스윙미터를 이용하여 밸브양정 및 밸브편심율 변화에 대하여 선회비 및 유량계수를 측정하였다. 또한 축방향 거리변화에 따른 선회비를 측정하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

나선형 흡기포트의 형상변화에 따른 실린더 내 선회유동구조를 실험적으로 고찰하고자 나선형 흡기포트를 갖는 D. I. 디젤기관의 두 실린더 헤드를 이용하여 실험장치를 구성하였다. 실험에 이용된 두 흡기포트 중 선회비가 낮은 흡기포트를 port A

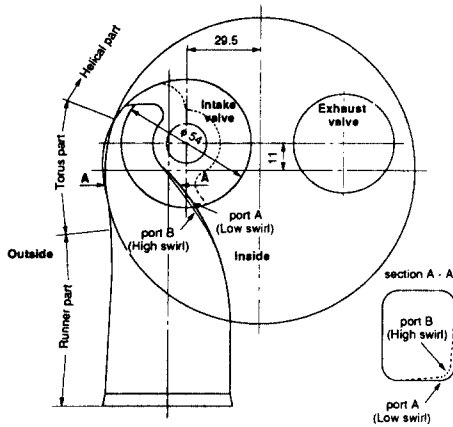


Fig. 1 Schematics of two helical ports used in experiment

로 그리고 상대적으로 선회비가 높은 흡기포트를 port B로 정의하였다. 두 흡기포트는 직접분사식 디젤기관에 폭넓게 쓰이고있는 나선형 포트로서 Fig. 1과 같은 기하학적 형상을 갖고 있다.

나선형 흡기포트는 기능에 따라 크게 3부분으로 구분할 수 있다. 즉, 흡기다기관과 흡기포트를 연결하는 런너(runner) 부분, 런너 부분과 나선형상 부분을 연결해 주는 원환체(torus) 부분, 그리고 밸브 축을 중심으로 회전유동을 발생하는 나선형상(helical) 부분으로 나눌 수 있다. port A 및 port B는 선회유동 발생 정도에 지배적인 영향을 미치는 포트의 나선형상 부분과, 흡입포트의 방향(directional)성분을 지배하는 것으로 알려진 포트 경사각, 그리고 포트입구 중심선까지의 높이는 같은 형상으로 되어 있다. 또한 밸브 축을 중심으로 발달하는 각운동량을 지배하는 인자로 알려진, 밸브중심을 기준으로한 중심선과 포트입구를 기준으로한 중심선은 7mm의 off-set을 갖는다. 그러나 두 흡기포트는 나선형상부분과 포트 입구를 연결해주는 원환체 부분이 서로 다르게 되어 있다. 즉, port B는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 선회유동 발생이 유리하도록 원환체 부분이 port A 보다 약 2 mm정도가 안쪽으로 들어가 있다.

일반적으로 실린더 축 중심에 대한 밸브의 위치는 밸브 편심율(valve eccentricity ratio, N_y)로써 다음과 같이 표시된다.

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

여기서, e 는 밸브 축과 실린더 축 사이의 편심거리, B 는 실린더 직경, 그리고 D_0 는 밸브 헤드 직경이다. 본 실험에 이용된 port A 및 port B는 편심율(N_y)이 0.45인 위치에 설치되어 있다. 또한 실험에 이용된 두 엔진의 내경과 행정은 각각 124 mm, 130mm 이고, 흡기밸브 열림은 상사점전 12°, 흡기밸브 닫힘은 하사점후 40°로 서로 동일하다.

2.1 선회비 측정 장치(ISM)

실린더 내에 형성된 선회유동의 각운동량을 측정하기 위하여 임펄스 스웰미터를 이용하였으며, 실험장치의 전체적인 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

실험장치는 공기 흡입방식으로 설치되어 있으며, 실린더와 실린더 헤드부, 임펄스 스웰미터부(ISM, CUSSONS, P7300), 유량측정부(LFM, CUSSONS, P7028), 공기 흡입부로 구성되어 있다.

임펄스 스웰미터는 허니콤(honeycomb)으로 구성되어 있으며, 그 축에 대해 수직으로 설치된 층류유량계(laminar flow meter) 위의 프레임에 의해 지지된다. 허니콤은 3mm 직경과 45mm 길이로 되어 있으며, 완전한 각운동량 플럭스의 측정을 위하여 10 : 1 이상의 길이와 직경 비를 갖추고 있다. 흡입과정시 발생한 공기의 각운동량은 허니콤에 작용하며, 허니콤을 통과하는 동안 허니콤의 길이방향과 같은 유동으로 바뀌어 각운동량을 상실한 채, 축 하방향으로 흘러 내려간다. 이때 측정되는 토르

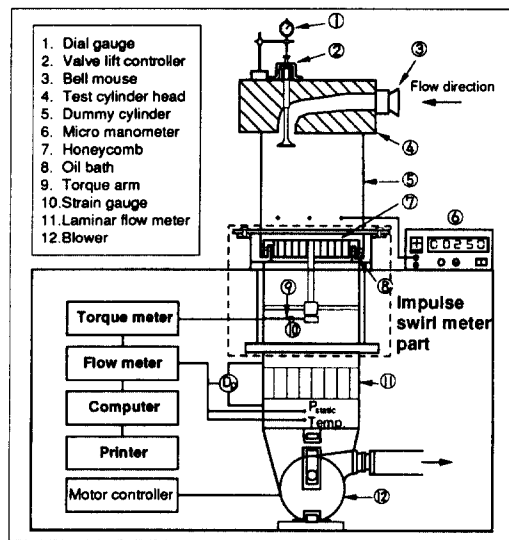


Fig. 2 Schematics of experimental setup including impulse swirl meter(ISM)

는 부유하고있는 휘스톤브리지(whistone bridge)의 스트레인게이지(strain gauge)에서 토크 아암(torque arm)에 의해 측정된다. 허니컴 아래의 액체 저장소(oil bath)는 공기가 허니컴 외부로 유출되는 것을 방지하는데 있으며, 점성완충(viscosity damper) 역할을 하기도 한다.

흡기포트를 통과하는 공기유량은 최대 200l/s까지 측정 가능한 층류유량계(LFM)를 이용하여 측정하였다. 공기 흡입원으로는 3.7kW의 원심형 송풍기를 사용하였으며, 흡기포트를 통하는 공기의 유량조절은 속도변환기를 이용하였다. 실린더 내 압력측정은 $Z/B=1.0$ 위치에 8개의 정압탭을 설치하여 평균값을 취하였으며, 밸브양정 조절은 0.01 mm까지 미세조정이 가능한 다이얼게이지를 사용하였다. 토크미터와 층류유량계로부터 얻어지는 데이터는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력된 후, 선회유동 해석프로그램을 이용하여 각운동량 및 무차원 리그스웰, 그리고 선회비를 계산하였다. 1회 측정에 이용된 표본(sample)은 1024개이고, 이러한 평균값을 5회반복하여 평균처리 하였다. 또한 임펄스 스웰미터의 각운동량 측정에 대한 오차 범위는 $\pm 2\%$ 이내였다.

2.2 선회비 측정방법

측정을 위한 좌표축의 설정은 Fig. 3에 도시된 것과 같이 실린더 축에 수직한 평면의 수평방향을 X축으로, 실린더 축에 수직한 평면의 수직방향을

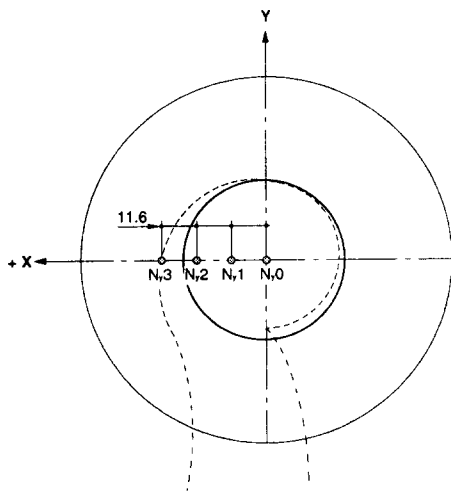


Fig. 3 Four different positions of intake port with respect to the cylinder axis

Y축으로, 그리고 실린더 축방향을 Z축으로 설정하였다. 실험을 위한 포트 전후의 압력차는 밸브주위의 유동이 난류상태가 되도록 실린더 내 압력을 250mmH₂O로 하였으며, 이 압력을 일정하게 유지한 상태에서 밸브양정을 1mm에서 15mm까지 1 mm 간격으로 변화시키면서 토크 및 유량을 측정하였다. 이 때, 흡입공기의 토크 측정을 위한 허니컴은 흡기행정 중의 최대밸브양정에서 생성된 와류가 연소시작 전인 압축행정의 상사점에 접근할 때까지 소요되는 시간동안 진행한 거리와 일치되는 위치에 설치되어야 하나, 실험의 일관성을 유지하기 위해 실린더 직경의 1.75배 떨어진 위치에 설치하였다.

밸브 편심에 따른 영향을 알아보기 위하여 Fig. 3에 도시된 것과 같이 밸브편심을 $N_y=0, 0.166, 0.331, 0.497$ 과 흡기밸브의 실제위치인 $N_y=0.45$ 에 대하여 실험을 수행하였다. 또한 선회유동의 발달 과정을 알아보기 위하여 실린더 축방향으로 실린더 직경의 0.5배 지점부터 1.75배 위치까지 실린더 직경의 0.25배씩 총 6개 단면($Z/B=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75$)을 설정하여 선회비를 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 양정변화에 따른 무차원 리그스웰(N_r) 분포

흡기포트에 의해 실린더내에 형성된 선회유동이 엔진성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해서는 엔진 작동상태에서 흡입된 공기의 선회비등을 포함하는 여러 가지 특성치가 측정되어야 한다. 그러나 작동엔진의 특성치 측정에는 많은 어려움과 제약이 따르기 때문에, 일반적으로 정상유동 시험장치를 이용하여 흡기포트의 특성을 평가하는 방법이 이용되고 있다.^(1,4,5) 정상유동시험에서, 흡기포트에 의해 형성된 선회유동장을 무차원수를 이용하여 정량화 하는데는 다음 식으로 표현되는 무차원 리그스웰(non-dimensional rig swirl, N_r)을 이용하였다.

$$N_r = \frac{8H}{\dot{m}BV_0} \quad (2)$$

여기서, \dot{m} 는 층류유량계에서 측정한 흡기포트를 통과한 유량, H 는 임펄스 스웰미터에서 측정한 흡입공기의 각운동플럭스이다. 따라서 무차원 리그스웰은 흡입유량에 대한 각운동량 발생비율의 의미를 갖는다.

또한, 선회비(swirl ratio)는 다음과 같이 정의되는 Ricardo swirl ratio(R_s)를 이용하였다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \eta_v \cdot L_d \cdot \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f \cdot N_r \cdot da}{\left(\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f da \right)^2} \quad (3)$$

여기서, ω_c 는 흡입과정 말기에 실린더 내에 존재하는 흡입공기의 강제회전유동(solid body rotation)에 상당하는 각속도이고 ω_e 는 엔진의 각속도이다. 또한 α 는 흡입밸브가 열려있는 작동구간을, L_d 는 엔진형상계수(engine shape factor)이다($L_d = \frac{BS}{D^2}$).

주어진 속도 수두(V_0)에 대한 이론유량과 실제 유량의 비로 정의되는 유량계수(flow coefficient, C_f)는 다음과 같이 정의된다.

$$C_f = \frac{Q}{AV_0} \quad (4)$$

여기서, A 는 밸브시트내경(D)을 기준으로한 면적이다($A = \frac{\pi D^2}{4}$).

흡기밸브가 열려있는 흡입행정기간(da) 동안의 평균유량계수(mean flow coefficient, $C_{f(mean)}$)는 식(4)의 유량계수 분포로부터 다음과 같이 계산된다.

$$C_{f(mean)} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f da}{\alpha_2 - \alpha_1} \quad (5)$$

그 밖에 선회유동을 정량화 하는데 이용되어지는 여러 가지 무차원수가 참고문헌(1)에 정리되어 있다.

Fig. 4는 양정변화에 따른 무차원 리그스웰(N_r) 분포로서, 편심율 $N_y=0$ 부터 $N_y=0.497$ 까지, 실린더 중심에서부터 실린더 벽쪽으로 접근해 가면서 $Z/B=1.75$ 에서 측정된 무차원 리그스웰(N_r)을 $N_r = f(L/D)$ 관계로 나타낸 것이다. Fig. 4(a)는 port A의 경우로서 전반적인 분포양상을 살펴보면, 양정증가에 따라 무차원 리그스웰은 거의 선형적인 증가경향을 나타내고 있다. 그러나 편심율 변화에 따라 각각 다른 양상을 보여주고 있다. 즉, $L/D=0.15$ 근처를 중심으로 낮은 밸브양정에서는 편심율이 증가할수록 오히려 무차원 리그스웰이 감소하는 경향을 나타내고 있으며, $N_y=0.497$ 일 때 최저값

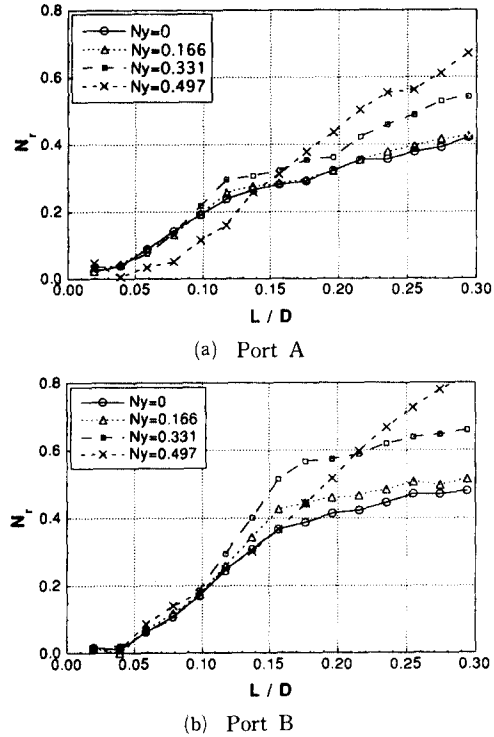


Fig. 4 Distributions of non-dimensional rig swirl (N_r) with valve lift at $Z/B=1.75$

을 나타내고 있다. 이러한 현상은, 일반적으로 편심거리(e)가 증가하면 실린더 축을 중심으로 하는 각운동량 성분이 증가하여 전체적인 무차원 리그스웰이 증가하는 것과 상반되는 것이다. 이것은 식(2)를 고려해 볼 때, 낮은 밸브양정에서 편심율이 증가함에 따라 흡입유량 감소와 더불어, 흡입유량에 대한 각운동량 발생비율 또한 감소했기 때문으로 생각할 수 있다. 그러나 $L/D=0.15$ 이후에서는 편심율 증가와 함께 무차원 리그스웰이 증가하며, $N_y=0.497$ 이 가장 높은 값을 나타내고 있다. 이와 같이 밸브양정이 큰 경우 양정증가와 함께 무차원 리그스웰이 증가하는 것은 편심거리의 증가와 더불어 흡입유량의 실린더 축을 중심으로 하는 각운동량성분이 증가했기 때문이다.

port B의 경우인 Fig. 4(b)는 port A에 대한 Fig. 4(a)와 조금 다른 양상을 보여주고 있다. port A보다 전반적으로 증가된 무차원 리그스웰 분포를 보여주고 있으며, $N_y=0, 0.166, 0.336$ 의 분포곡선의 변곡점 또한 $L/D=0.12$ 근처에서 $L/D=0.17$ 근처로 상당히 후퇴 해 있음을 알 수 있다. 또

한 낮은 밸브양정에서 무차원 리그스웰 분포는 편심율에 관계없이 거의 선형적인 증가경향을 보이고 있으며, 편심율 증가에 따라 무차원 리그스웰이 증가하여 $L/D=0.17$ 에서 $N_y=0.336$ 이 최고값을 나타내고 있다. 상대적으로 큰 편심율을 갖는 $N_y=0.497$ 은 오히려 $N_y=0.336$ 보다 낮은 값을 갖는다. 그러나 밸브양정이 큰 $L/D=0.17$ 이후에서 $N_y=0, 0.166, 0.336$ 의 경우 다소 감소된 증가경향을 갖는데, 이러한 현상은 실린더 내로의 흡입유량 감소와 더불어 흡입 유량에 대한 각운동량 발생 비율 또한 감소했기 때문으로 생각된다. 반면, $N_y=0.497$ 는 전 양정에서 거의 선형적인 증가경향을 나타내고 있으며 $L/D=0.22$ 이상의 높은 양정에서 가장 높은 분포를 나타내고 있다.

이러한 결과로부터 무차원 리그스웰 분포에 미치는 편심율의 영향은 낮은 밸브양정에서 보다 높은 밸브양정에서 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다. 또한, 선회비 증가를 목적으로 형상이 변경된 port B의 경우 전반적으로 증가된 무차원 리그스웰 분포특성을 나타내며, 특히 낮은 밸브양정에서의 개선효과가 두드러짐을 알 수 있다. 그러나 이러한 무차원 리그스웰 분포의 증가가 곧 흡기포트의 효율 증가를 의미하는 것은 아니며, 반드시 흡입능력의 저하를 함께 고려해야 한다.

3.2 편심율 변화에 따른 선회비 분포

Fig. 5는 두 흡기포트-밸브의 편심율 변화에 따른 평균유량계수($C_{f(mean)}$) 및 선회비(R_s) 분포로서, 편심율 $N_y=0$ 부터 $N_y=0.497$ 까지 $Z/B=1.75$ 에서 측정된 평균유량계수 및 R_s 를 $C_{f(mean)}=f(N_y)$ 및 $R_s=f(N_y)$ 관계로 나타낸 것이다. 먼저 port A의 편심율 변화에 따른 평균유량계수 분포를 살펴보

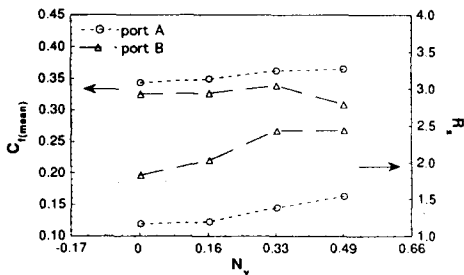


Fig. 5 Variation of mean flow coefficient ($C_{f(mean)}$) and swirl ratio (R_s) with valve eccentricity ratio (N_y) at $Z/B=1.75$

면, 편심율에 따라 증가하는 양상을 보이고 있다. 최소값을 나타내는 $N_y=0$ 에서 $C_{f(mean)}=0.34321$, 최대값을 나타내는 $N_y=0.497$ 에서 $C_{f(mean)}=0.36489$ 로서 밸브가 중심에 있을 때 보다 6.3% 증가되었다. port B의 경우, $N_y=0.331$ 까지는 평균유량계수가 증가하다가 그 이후에서는 감소되어 $N_y=0$ 일 때보다 더 작은 값을 가짐을 알 수 있다. $N_y=0$ 에서 $C_{f(mean)}=0.3246$, $N_y=0.497$ 에서 $C_{f(mean)}=0.3085$ 로서 5.79%가 감소되었으며, 최대값을 보이는 $N_y=0.331$ 에서 $C_{f(mean)}=0.3385$ 로서 4.2%가 증가되었다.

위의 고찰로부터 선회비 증가를 위한 형상변경은 밸브편심율과 관계없이 평균유량계수의 저하를 가져오며, port A의 경우 $N_y=0.497$ 에서 port B의 경우 $N_y=0.331$ 에서 최고값을 보임을 알 수 있다.

Fig. 4의 밸브양정에 따른 무차원 리그스웰로부터 계산된 선회비(R_s)의 분포 특성을 살펴보면, 먼저 port A의 경우 편심율이 증가함에 따라 선회비는 증가경향을 갖음을 알 수 있다. 이러한 증가경향은 Fig. 4(a)의 고찰에서도 알 수 있듯이 $L/D=0.15$ 이후의 높은 밸브 양정에서 무차원 리그스웰이 증가했기 때문이다. 또한 편심율 증가에 의한 선회비 증가는 편심거리가 커짐에 따라 실린더 축을 중심으로한 각운동량 성분의 증가에 기인한 것이다. 따라서 실린더 내로의 흡입유량이 많은 높은 밸브양정이 낮은 밸브양정보다 선회비 분포에 끼치는 영향이 상대적으로 중요함을 알 수 있다. 이러한 결과로부터, 밸브를 빠져나온 유동이 실린더 벽과 충돌에 의해 생성되는 밸브이후 성분(post-valve component)의 크기를 정량적으로 계산할 수 있다. 밸브가 실린더 중심에 있을 경우인 $N_y=0$ 에서 편심율이 최대인 $N_y=0.497$ 까지 움직일 때, 선회비는 1.1643에서 1.5409로 변하므로, 밸브이후 성분에 의한 선회비 증가량은 0.376이고 이를 백분율로 나타내면 약 32.35%가 된다. 한편, Gale⁽⁴⁾은 전체 선회비에서 밸브이후 성분(post-valve component)의 크기가 30~40%가 될 때 포트효율이 최대가 됨을 밝힌 바 있다. 이것으로부터, $N_y=0.497$ 은 밸브이전 성분(pre-valve component)과 밸브이후 성분(post-valve component)이 적절히 잘 조화를 이루고 있음을 짐작할 수 있다.

port B의 경우, 편심율이 증가함에 따라 선회비는 증가하다가, 그 이후에서 거의 일정한 값을 유지하는 경향을 나타냄을 알 수 있다. 이러한 경향

은 Fig. 4(b)의 고찰에서도 알 수 있듯이, 편심율이 $N_y=0.331$ 에서 $N_y=0.497$ 로 변화될 때 $L/D=0.22$ 근처를 중심으로 무차원 리그스윙 감소정도와 증가정도가 서로 비슷하기 때문으로 생각된다. 따라서 벨브양정에 대한 무차원 리그스윙 분포 특성이 port A의 경우와 마찬가지로 선회비 분포에 매우 중요하게 작용함을 알 수 있다. 전체 선회비에 포함된 각 성분들의 구성비를 알아보면, 벨브가 실린더 중심에 있을 경우인 $N_y=0$ 에서 편심율이 최대인 $N_y=0.497$ 까지 움직일 때, 선회비는 1.8281에서 2.4381로 변하므로, 벨브이후 성분들에 의한 선회비 증가량은 0.61이고 이를 퍼센트로 나타내면 약 33.37%가 된다. 따라서 이 경우 또한 포트 효율을 극대화시킬 수 있는 좋은 위치로 생각할 수 있다.

3.3 흡기포트 형상변화에 따른 선회비 분포

형상이 다른 두 흡기포트의 선회 특성을 알아보고자, 흡기포트의 중심이 (+)X 방향으로 29.5(mm) 그리고 Y방향으로 11(mm)만큼 떨어진 곳에 위치한 실제 벨브 위치인 $N_y=0.45$, 그리고 $Z/B=1.75$ 위치에서 측정된 무차원 리그스윙(N_r) 및 유량계수(C_f)를 벨브 양정변화에 대하여 Fig. 6에 나타내었다. 양정변화에 따른 무차원 리그스윙 분포에서 port B가 전 양정에 걸쳐 높은 수준을 나타내고 있다. 이것은 port B가 선회유동이 증가되도록 형상을 변경시켰기 때문으로 생각된다. 또한 흡입공기의 선회특성을 나타내는 선회비는 port A가 1.60, port B가 2.45로 port B가 port A보다 0.85정도 높은 값을 갖으며, 이를 백분율로 환산하면 약 53.13% 정도의 높은 수준이다.

양정변화에 따른 유량계수 분포에서 port A가

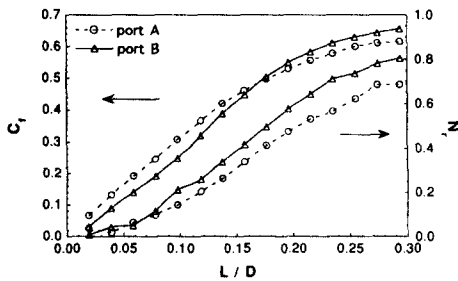


Fig. 6 Variation of flow coefficient (C_f) and non-dimensional rig swirl (N_r) at $N_y=0.45$, $Z/B=1.75$

$L/D=0.17$ 이하의 양정에서 높은 수준을 나타내고 있다. 이러한 현상은 선회비 증가를 위한 형상변경시 나타나는 일반적인 경향이다. 전체 벨브양정에 대한 흡입유동 특성을 나타내는 평균유량계수는 port A가 0.380, 그리고 port B가 0.335로 port A가 port B보다 약 14% 정도 높은 수준을 나타내고 있다. 일반적으로 실린더 내 선회유동발생을 목적으로 하는 나선형 흡기포트의 경우, 선회비(R_s)와 평균유량계수($C_{f(mean)}$)는 상호간에 trade-off 관계가 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 선회비 증가는 필연적으로 유량계수 감소를 동반한다. 그러므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 고려하여 선회비와 유량계수 사이의 적절한 증가 감소 비율을 결정해야 한다.

3.4 실린더 내 선회감쇠

실린더 내 선회감쇠 예측에 관한 연구는 Davis,⁽⁷⁾ Fitzgeorge⁽⁸⁾ 및 Gale⁽⁴⁾ 등에 의해 연구되어져 왔다. 흡입행정시 흡기포트에 의해 실린더내에 생성된 선회유동은 피스톤 하강과 함께 실린더 벽면을 타고 내려오면서 벽면과의 마찰로 인하여 감소된다. 또한 피스톤이 하사점으로부터 상사점으로 움직일 경우 실린더 벽면뿐만 아니라 피스톤 헤드와의 마찰로 인하여 감소되고 피스톤 형상에 의해 많은 변형을 겪게 된다. 따라서 흡입과정시 생성된 선회유동으로부터 연소직전 유동장의 선회특성을 예측하기 위해서는 이러한 일련의 감쇠과정이 반드시 고려되어야 하며, 매우 중요한 의미를 갖는다. 한편, Gale⁽⁴⁾은 정상상태에서 흡입과정시 피스톤의 영향을 무시하고 실린더 벽면과의 마찰에 의한 선회감쇠정도를 강제회전(solid body rotation) 유동에 대하여 식 (6)으로 제시한 바가 있다. 본 연구에서는 Gale이 제안한 식을 이용하여 실험결과와 비교 분석하였다.

$$N_r(z_2) = ((k_1 \cdot z_2) + k_2)^{-1.25} \tag{6}$$

여기서, $k_1 = \frac{0.074\pi}{2.5Q} \cdot V_0^{1.8} \cdot \left(\frac{B}{V_0}\right) \left(\frac{\rho\pi B}{2\mu}\right)^{-1/5}$, $k_2 = N_r(z_1)^{-0.8}$ 이다. 또한 z_1 은 실린더 축방향 거리가 0이 되는 실린더 헤드 표면을, z_2 는 실린더 헤드 표면으로부터의 축방향 거리를 그리고 Q와 V_0 는 각각 흡입유량과 속도수두를 의미한다.

또한, Uzkan⁽³⁾ 등은 흡기포트의 정상유동 실험에서 각운동량 플럭스를 계속할 경우 반드시 벽면

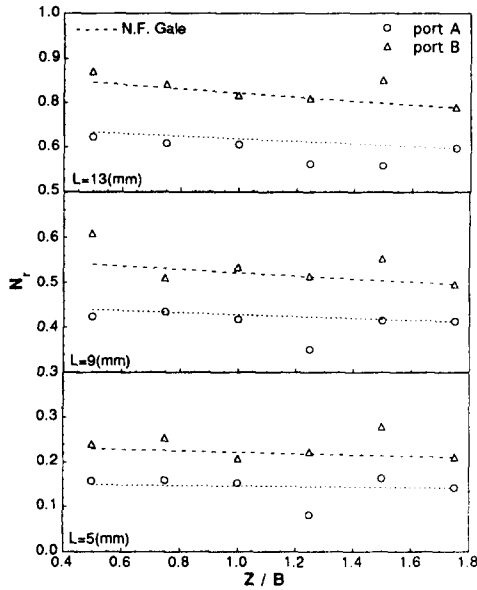
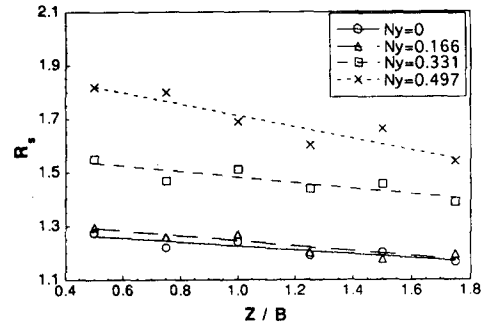


Fig. 7 Distributions of non-dimensional rig swirl (N_r) with axial distance (Z/B) for three valve lifts at $N_y=0.45$

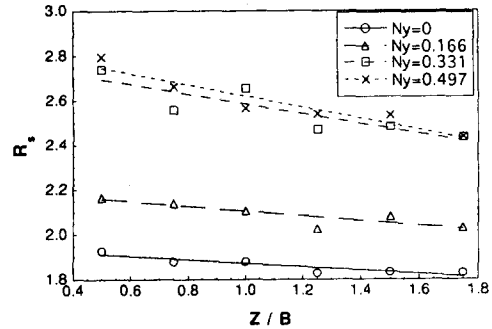
마찰효과를 고려하여야 하며, $Z/B=1.0$ 배 당 작은 동량 감쇠 정도는 약 10% 정도임을 밝힌 바 있다. 그는 또한, 실린더 헤드 표면과의 마찰에 의한 작은 동량 감쇠 효과는 실린더 벽면과 비교하여 상대적으로 중요한 의미를 갖지 못함을 실험적으로 규명한 바 있다.

Fig. 7은 port A 및 port B에 대하여 실제 위치인 $N_y=0.45$ 에서 축방향 거리를 $Z/B=0.5$ 부터 $Z/B=1.75$ 까지 0.25B씩 변화시켜가면서 총 6단면에서 측정된 무차원 리그스윙을 밸브양정 (a) $L=5$ (mm), (b) $L=9$ (mm), (c) $L=13$ (mm)일 경우에 대하여 나타낸 것이다. port A의 경우 $Z/B=1.25$ 지점에서 다소 낮은 값을 보이는 반면 다른 지점에서는 Gale의 예측값과 잘 일치하고 있다. port B의 경우 $Z/B=1.5$ 지점에서 다소 높은 분포를 나타내고 있지만 그 밖의 지점에서 예측값과 비교적 잘 일치하고 있다.

Fig. 8은 port A 및 port B에 의해 실린더 내에 생성된 선회 감쇠 정도를 알아보기 위하여 $Z/B=0.5$ 에서 $Z/B=1.75$ 지점까지 0.25B씩 축방향 거리 변화에 따라 측정된 선회비를 밸브 편심율에 대하여 나타낸 것이다. 전반적인 분포양상은 축방향 거리가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보이고 있으



(a) Port A



(b) Port B

Fig. 8 Distributions of swirl ratio (R_s) with axial distance (Z/B)

Table 1 Coefficients of the swirl reduction formula interpolated linearly

N_y	Port A (low swirl)		Port B (high swirl)	
	a	b	a	b
0	-0.054	0.949	-0.055	1.355
0.166	-0.069	0.979	-0.074	1.534
0.331	-0.060	1.138	-0.153	1.947
0.497	-0.158	1.410	-0.174	1.992

며, 편심율이 증가할수록 감소경향이 더욱 뚜렷하게 나타나고 있다. 이것은 편심율 증가와 더불어 발달된 선회유동 중 밸브이후 상분의 보다 증가된 실린더 벽면과의 마찰작용에 기인한 것으로 생각된다. 이와 같은 결과로부터 축방향 거리에 따른 실린더 내 선회비분포는 각 측정위치에 따라 다르므로, 선회유동을 정량화하기 위해서는 일정한 위치에서 선회비가 측정되어야 함을 알 수 있다. 또한 정상유동에서 평가된 실린더 헤드의 성능을 작동엔

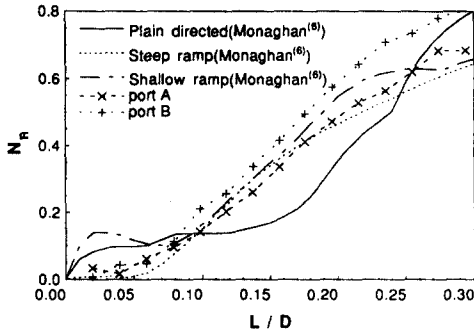


Fig. 9 Comparison of non-dimensional rig swirl (N_r) with valve lift for various intake ports.

진에 적용하기 위해서는 Gale이 제안한 무차원 리그스웰(N_r)에 대한 식 (6)과 더불어 선회비의 감쇠효과에 대한 정량적인 고찰이 이루어져야 할 것으로 생각된다. Fig. 8에서 각 선은 측정 데이터를 1차식으로 보간한 것이며, 이것을 $y=ax+b$ 형태로 나타내면 Table 1과 같다.

한편, Monaghan과 Pettifer⁽⁶⁾는 흡기포트의 정상유동실험과 모터링 시험결과 사이의 상관관계를 알아보기 위하여 나선형 흡기포트, directed 흡기포트 및 deflector wall port를 포함하는 여러 종류의 흡기포트에 대한 방대한 실험을 수행하여, 각 흡기포트의 흡입유동특성과 선회발생특성을 정량적으로 고찰한 바가 있다. Fig. 9는 나선형 흡기포트의 선회유동 특성을 알아보기 위해 밸브양정 변화에 따라 측정된 무차원 리그스웰을 port A 및 port B 그리고 Monaghan과 Pettifer에 의해 이용된 3 종류의 포트에 대해 나타낸 것이다. plain directed와 shallow ramp helical 포트는 낮은 양정에서 높은 수준을 나타내고 있다. 그러나 plain directed 포트의 경우 중간양정에서 더이상 증가경향을 갖지

Table 2 $C_{f(mean)}$ and R_s of various helical intake ports

Port type	$C_{f(mean)}$	R_s
Port A (low swirl)	0.37	1.6
Port B (high swirl)	0.34	2.45
Plain directed	0.33	2.5
Steep ramp helical	0.32	2.6
Shallow ramp helical	0.31	2.9

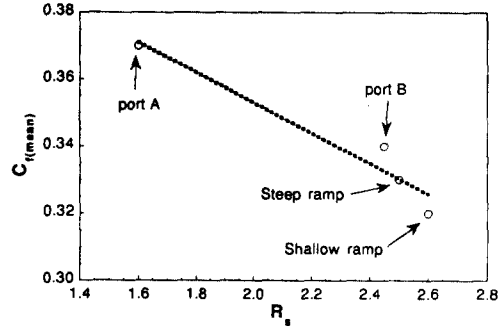


Fig. 10 $C_{f(mean)}$ vs R_s trade off for various helical intake ports

못하고 상대적으로 낮은 분포를 나타내고 있다. 또한 shallow ramp helical 포트는 중간 양정에서 다른 두 포트보다 높은 수준을 보이고 있다. port A 및 port B는 분포크기는 서로 다르지만 steep ramp helical 포트의 분포와 유사한 경향을 보여주고 있다. 이상 5종류의 나선형 흡기포트의 평균유량계수와, 선회비를 정리하면 Table 2와 같다.

Fig. 10은 위의 도표에 나타난 4종류의 나선형 흡기포트의 평균유량계수와 선회비 사이의 상관관계를 알아보기 위하여 평균유량계수와 선회비를 함께 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 평균유량계수와 선회비 사이에는 반비례의 경향이 있으며, 나선형 흡기포트의 경우 선회비를 증가시키기 위해서 흡기포트의 형상을 변경할 경우 평균유량계수의 감소가 동반됨을 알 수 있다. 그러나 이러한 반비례관계에 대한 경험식을 유도하기 위해서는 보다 많은 데이터의 축적이 필요함을 알 수 있다. 따라서 하나의 흡기밸브를 갖는 나선형 흡기포트를 개발 또는 요구되는 엔진조건에 적합하도록 기존의 형상을 변경하고자 할 경우, 요구되는 선회비에 대하여 최대의 평균유량계수를 갖도록 설계해야하며, 실린더 헤드의 효율을 향상시키기 위해서는 $C_{f(mean)}$ 과 R_s 의 교점이 Fig. 10의 점선으로 나타낸 직선보다 위쪽에 놓여지는 것이 바람직하다.

4. 결론

나선형 흡기포트의 형상변화에 따른 선회비 분포특성을 알아보기 위해, 두 흡기포트를 대상으로 임펄스 스윙미터를 이용하여 실험적으로 고찰한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 나선형 흡기포트의 원환체의 단면적 감소 (port B)는 밸브 편심율에 관계없이 무차원 리그스웰(N_r) 분포의 증가를 나타내며, 특히 낮은 밸브양정에서의 개선효과가 뚜렷하게 나타났다. 또한 무차원 리그스웰 분포에 미치는 밸브 편심율의 영향은 낮은 양정보다 높은 밸브양정에서 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있었다.

(2) 선회비 증가를 위한 흡기포트 형상 변경은 밸브 편심율에 관계없이 평균유량계수($C_{f(mean)}$)의 저하를 가져오며, 낮은 밸브양정보다 흡입 유량이 많은 높은 밸브양정에서의 무차원 리그스웰(N_r) 분포가 선회비(R_s) 계산에 더 많은 영향을 끼침을 알 수 있었다.

(3) 두 흡기포트가 실제 위치에 있을 경우, 평균유량계수($C_{f(mean)}$)는 port A가 port B보다 약 14% 정도 높은 값을 그리고 선회비(R_s)는 port B가 port A보다 약 53.13% 정도의 높은 값을 나타내, 원환체 형상변화에 따른 선회비의 증가정도가 평균유량계수의 감소정도보다 더 높게 나타남을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Stone, C. R. and Ladommatos, N., 1992, "The Measurement and analysis of Swirl Flow in Steady Flow," *SAE* 921642.
- (2) Arcoumanis, C. and Tanabe, S., 1989, "Swirl Generation by Helical Ports," *SAE* 890790.
- (3) Uzkan, T., Borgnakke, C. and Morel, T., 1983, "Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port," *SAE* 830266.
- (4) Gale, N. F., 1990, "Diesel Engine Cylinder Head Design : The Compromises and the Techniques," *SAE* 900100.
- (5) Tippelmann, G., 1977, "A New Method of Investigation of Swirl Ports," *SAE* 770404.
- (6) Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., 1981, "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions," *SAE* 810255.
- (7) Davis, G. C. and Kent, J. C., 1979, "Comparison of Model Calculations and Experimental Measurements of the Bulk Cylinder Flow Process in a Motored PROCO Engine," *SAE* 790290.
- (8) Fitzgeorge, D. and Allison, J. L., 1962~1963, "Air Swirl in a Road Vehicle Diesel Engine," *Proc. IMechE*, No. 4.
- (9) Arcoumanis, C., Bicen, A. F. and Whitelaw, J. H., 1982, "Effect of Inlet Parameters on the flow Characteristics in a Four-Stroke Model Engine," *SAE* 820750.

(1) Stone, C. R. and Ladommatos, N., 1992, "The Measurement and analysis of Swirl Flow in