

〈논 문〉 SAE NO. 97370102

4밸브 디젤기관의 흡기포트 편심이 실린더 내 선회비 특성에 끼치는 영향에 관한 연구

A Study on the Effects of Intake Port Eccentricity on the In-cylinder Swirl Ratio Characteristics in a 4 Valve Diesel Engine

이 지 근*, 강 신 재**, 노 병 준***
J. K. Lee, S. J. Kang, B. J. Rho

ABSTRACT

The effects of intake port eccentricity on the characteristics of in-cylinder swirl ratio in a 4-valve diesel engine having the two intake ports; one is a helical intake port and the other is a tangential intake port were investigated by using the ISM(impulse swirl meter) in steady flow test rig. Swirl ratio(R_s) and mean flow coefficient($C_{f(mean)}$) with valve eccentricity ratio(N_v) and axial distance(Z/B) were measured.

As the results from this experiment, the characteristics of in-cylinder swirl ratio formed by a 4-valve cylinder head were largely affected by intake port eccentricity. There is a difference in the mass flowrate through the two intake ports, and the mass flowrate through the tangential intake port is 19% more than that of the helical intake port. Therefore, we could know that the effects of the mass flowrate ratio through each intake port besides intake port shape should be considered.

주요기술용어 : 4-Valve Diesel Engine(4-밸브 디젤엔진), Helical Intake Port(나선형 흡기포트), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심율), Mean Flow Coefficient(평균유량계수, $C_{f(mean)}$), Ricardo Swirl Ratio(선회비, R_s), ISM(Impulse Swirl Meter)

1. 서 론

최근 들어 세계적으로 환경 오염 문제가 날로 심각해져 가고 있고, 그 중에서도 자동차로부터 배출되는 배기가스 오염물질이 대도시 대기오염

의 가장 중요한 요인으로 알려져 있다. 특히 디젤 자동차로부터 주로 배출되는 스모그에 대해서는 뚜렷한 방지 기술이 아직 개발되어 있지 않아 도심 대기오염의 대표적인 공해 물질로 인식되고 있다. 디젤차량의 보유비율이 전체 운행차량의 약 30% 이상을 차지하고 있는 우리나라의 경우, 그 피해 정도가 한층 더 하다고 할 수 있다. 또한 세계 각국에서는 강화된 배기가스 규제를 시행 중에 있으며, 2000년에는 더욱 엄격하고 강

*정회원, 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

**전북대학교 공대 기계공학부

***정회원, 전북대학교 공대 기계공학부

화된 규제를 적용할 방침이어서, 출력향상과 더불어 저연비, 저배기(Low Emission)화는 엔진 개발 목표로 인식되지 오래이다. 이와 관련된 연구는 배기가스 오염물질을 후처리하는 기술과 발생요인을 제거하는 기술로 구분할 수 있다. 이중 후자는 연료분사계의 고압화 및 전자제어화, 흡입유동계와 연료분사계의 조화, 그리고 연소실 형상변경 등을 통한 연소시스템의 최적화를 의미하는 것이다. 특히 디젤엔진의 연소과정에서 흡입공기와 분사된 연료의 최적 혼합기 형성이 유해 배기가스성분 저감과 연소효율 등 엔진의 성능 향상을 위한 매우 중요한 과제 중 하나로 인식되면서, 연소상태 개선을 통한 유해 배기가스의 방출을 감소시키기 위한 많은 연구가 수행되어져 오고 있다.¹⁾

이와 같은 문제를 해결하기 위한 방법 중 하나로 흡입공기 유동계에 있어서, 기존의 자연흡기식 엔진을 공기냉각형 과급 엔진으로 개조하거나 흡기밸브의 다 밸브화 등 엔진본체의 수정을 통하여 신기의 흡입량을 최대한 증대시키고 동시에 최적혼합기 형성에 요구되는 실린더 내 선회유동장을 형성함으로써 연료와 공기의 혼합을 촉진시키는 방법이 많이 이용되고 있다.²⁾ 현재 사용되는 대형 디젤기관의 다 밸브(Multi Valve)화는 2개의 흡기밸브와 2개의 배기밸브를 갖는 4밸브 실린더헤드가 적용되고 있으며, 두 흡기밸브의 조합에 따라 여러 가지 형태의 실린더 헤드를 구성할 수 있다. 이 중 가장 일반적인 방법은 1개의 직접 흡기포트와 1개의 나선형 흡기포트를 이용하는 것이다.³⁾ 이와 같은 실린더 헤드의 구성은 평균유량계수가 비교적 높은 직접 흡기포트를 이용함으로써 실린더 내로 흡입되는 신기의 질량유량을 증대시키고, 나선형 흡기포트를 이용하여 실린더 내의 요구되는 선회유동장을 형성함으로써 요구되는 평균유량계수($C_{r(mean)}$)-선회비(R_s) 특성을 달성하기 위한 것이다. 그러나 두개의 흡기포트를 사용하는 경우, 한 개의 흡기포트를 사용할 때와 달리, 두 흡기포트 각각의 유동특성이 실린더 내에서 유지되지 않고, 혼합된 집단유동(Bulk Motion) 형태로 나타나게 된다. 따라서

설계하고자 하는 각 기관에 있어서, 요구되는 성능과 배기가스 문제를 만족하는 신기의 양과 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트 형상을 설계한다는 것은 많은 연구와 경험이 요구된다.⁴⁾

이에 따른 관련 연구동향으로 Gale⁵⁾은 2밸브 및 4밸브 실린더 헤드의 설계와 나선형 흡기포트를 갖는 직접분사식 디젤기관의 실린더 헤드 설계에 관하여 상세히 기술하고, 정상유동상태에서 실린더 내 선회유동 생성 방법을 임펄스 스월미터(Impulse Swirl Meter)를 이용하여 고찰한 바가 있다. 또한 스월생성 방법에 있어서 밸브 이후 성분(Post Valve Component)이 전체 스월의 30%를 차지할 때 가장 효과적인 스월 발생 방법임을 제시한 바가 있다. Stone⁶⁾등은 정상유동특성을 정량화하는 여러 가지 변수에 대하여 체계적으로 정리하였다. Tippelmann⁶⁾은 왕복동기관내에서 임펄스 스월미터를 이용한 선회비 측정에 관한 새로운 방법을 소개하였는데, 이 방법에 의한 결과는 베인형 유속계보다 더욱 신뢰할 수 있는 데이터를 얻을 수 있음을 제시하였다. Monaghan¹⁾등은 나선형 흡기포트를 포함하는 5종류의 흡기포트의 선회유동특성을 레이저 유속계(LDA), 열선유속계(CTA), 베인미터(Vane Meter) 및 임펄스 스월미터를 이용하여 조사하였다. 이 중 나선형 흡기포트와 직접포트에 대하여 모터링 실험과 엔진성능실험을 수행하여 정상유동시험 결과와 모터링 시험 결과 사이에는 상관관계가 있음을 실험적으로 보인 바 있다.

본 연구에서는 4밸브를 갖는 실린더 헤드의 선회 특성을 고찰하기 위하여 밸브 양정변화 및 밸브 편심을 변화에 대하여, 실린더 직경의 1.75배 위치에서 임펄스 스월미터를 이용하여 유량계수 및 평균유량계수 그리고 무차원 리그스월 및 선회비를 측정하였다. 또한 선회비 감쇄특성을 고찰하고자 축방향 거리 변화에 따라 선회비를 측정하였으며, 1개의 나선형 흡기포트를 갖는 2밸브 실린더 헤드의 선회유동특성과 비교 분석함으로써 4밸브 실린더 헤드의 구조설계 및 효율증대를 위한 기초자료를 얻고자 하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

실험에 이용된 엔진은 19ℓ 급 V8기통 자연흡기식(Natural Aspired) 엔진으로 내경과 행정은 각각 146mm, 147mm이다. 실린더 헤드는 2개의 흡기밸브와 2개의 배기밸브를 갖는 4밸브 실린더 헤드로서 Fig.1과 같은 기하학적 형상을 갖고 있으며, 흡기포트는 나선형(Helical) 흡기포트와 직접(Tangential) 흡기포트로 구성되어 있다. 두 흡기포트는 서로 독립적으로 설치되어 있지 않고, 직접 흡기포트의 원환체 부분과 나선형 흡기포트의 나선형상(Helix Part)의 시작부분이 서로 연결된 형태로 되어 있으며, 밸브 출구 유동면적을 결정하는 흡기밸브 안쪽 직경(Intake Valve Inner Diameter, D)은 동일하게 42.6mm로 되어 있다. 또한 나선형 흡기포트는 실린더 헤드 볼트 및 푸시로드 설치 구멍과의 간섭을 피하기 위하여 포트 입구 부분과 원환체 부분이 심하게 휘어져 있는 형태로 되어 있다. 반면에 배기 포트는 각각 독립적으로 설치되어 있지만 출구 부분에서 서로 연결되어 단일 출구를 형성하고 있다.

Fig.2는 실험에 적용된 엔진의 밸브-시트 상세

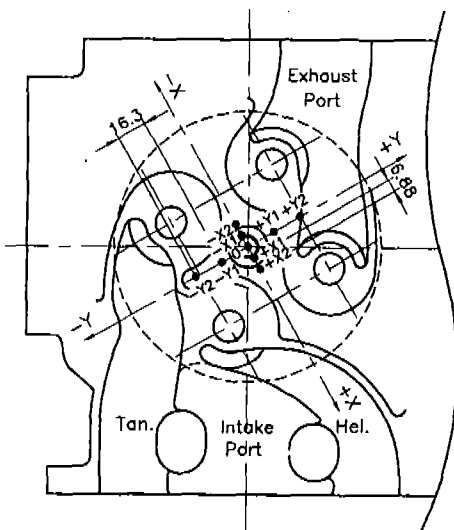


Fig.1 Geometry of a 4-Valve Cylinder Head and the Position of Two Intake Ports

도로서, 밸브는 30°의 면각(Seat Angle)과 R15의 밸브 헤드 상부 윤곽선(Fillet Radius)을 갖고 있다. 밸브 시트는 아래 부분에 30° 그리고 윗부분에 60°의 이중 시트각을 갖고 있어, 본 연구에서는 30°를 밸브 시트각으로 정하였다. 시트 윗부분은 밸브로 유입되는 유동이 밸브 시트각을 따를 수 있도록 곡률 R2를 갖는 비교적 원활한 유동이 형성되도록 설계되어 있다. 또한 밸브시트 링은 실린더 헤드 표면보다 안쪽으로 45°의 경사각을 갖고서 1.4mm 함몰된 위치에 설치되어 있다.

일반적으로 실린더 중심에 대한 밸브의 위치는 한 개의 흡기포트를 갖는 실린더 헤드의 경우, 다음과 같은 밸브 편심율(Valve Eccentricity Ratio, N_y)로써 표시된다.

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

여기서, Y는 실린더 중심축과 흡기밸브 중심축 사이의 편심거리이고, B와 D_0 는 실린더 내경과 밸브 헤드 직경이다. 식(1)은 밸브가 실린더 중심에 놓여 있을 때 $N_y=0$, 그리고 밸브가 실린더 벽면에 접해 있을 때 $N_y=0.5$ 의 값을 갖는다.

본 실험에 이용된 실린더 헤드의 경우, 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트 모두 $N_y=0.453$ 의 편심율을 갖고 설치되어 있다. 그러나 4밸브 실린더 헤드의 경우, 2밸브처럼 간단하게 밸브편심율을 이용하여 두 흡기포트의 위치를 나타낼 수 없다. 또한 본 실험과 같이 두 흡기포트사이의 거리가 고정되어 있을 경우, 두 흡기포트의 움직임 각각 나타내는 것보다 단일 변수를 이용하

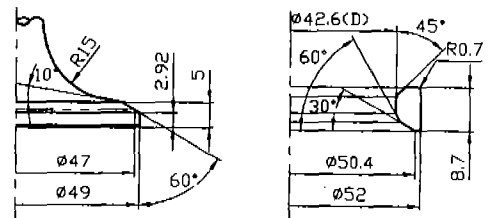


Fig.2 Details of Intake Valve and Seat Ring

여 나타내는 것이 훨씬 편리하다. 따라서 본 연구에서는 두 흡기밸브 사이의 중심점을 이용하여, 실린더 중심에 대한 두 흡기포트의 중심점의 위치를 식(1)로 정의되는 밸브 편심율을 이용하여 나타내었으며, 두 흡기포트의 중심점이 실린더 축 중심에 있을 때를 중심 위치($N_y=0$)로 정하였다.

2.1 선회비 측정 장치(ISM)

실린더 내에 형성된 선회유동장의 각운동량을 측정하기 위하여 임펄스 스윙메터를 이용하였으며, 실험장치의 전체적인 개략도를 Fig.3에 나타내었다. 실험장치는 공기 흡입 방식으로 설치되어 있으며, 실린더와 실린더 헤드부, 임펄스 스윙메터부(ISM, P7300), 유량측정부(LFM, P7028), 공기 흡입부로 구성되어 있다.

임펄스 스윙메터는 허니컴(Honeycomb)과 토크아암, 스트레인지게이지로 구성되어 있으며, 층류유량계(Laminar Flow Meter) 위의 프레임(Frame)에 의해 지지된다. 허니컴은 3mm의 상당직경과 45mm의 길이로 되어 있으며, 완전한 각운동량의 측정을 위하여 10 : 1 이상의 길이대 직경 비를 갖추고 있다. 흡입과정시 발생하는 공기의 각운동량은 허니컴에 작용하며, 허니컴을 통과하는 동안 허니컴의 길이 방향과 같은 유동

으로 바뀌어 각운동량을 상실한 채 축방향으로 흘러 내려간다. 이때 허니컴에 작용하는 토크는 부유하고있는 휘스톤브리지(Whistone Bridge)의 스트레인지게이지(Strain Gauge)에서 토크암(Torque Arm)에 의해 측정된다.

흡기포트를 통과하는 공기유량은 최대 200 l/s까지 측정 가능한 층류유량계(LFM)를 이용하여 측정하였다. 공기 흡입원으로는 3.7kW의 원심형 송풍기를 사용하였으며, 흡기포트를 통과하는 공기의 유량 조절은 송풍기 구동모터의 속도 변환기를 이용하였다. 실린더내 압력 측정은 실린더 직경의 1.0배 되는 위치에 8개의 정압탭을 설치하여, 각 지점의 평균값을 실린더 내 압력으로 취하였다. 밸브양정 조절은 0.01mm까지 미세조정이 가능한 마이크로메터(Micrometer)를 사용하였다.

2.2 선회비 측정방법

실린더 내 압력은 350mmH₂O로 일정하게 유지한 상태에서 밸브양정을 1mm에서 11mm까지 1mm 간격으로 변화시키면서 토크 및 흡입 유량을 측정하였다. 측정을 위한 좌표축의 설정은 실린더 축에 수직한 단면의 수평방향을 X축으로, 실린더 축에 수직한 단면의 수직방향을 Y축으로, 그리고 실린더 축방향을 Z축으로 설정하였다.

흡기포트의 위치에 따른 영향을 알아보기 위하여 두 흡기포트 사이의 중심점을 Fig.1에 도시된 것과 같이 X방향으로 실린더 중심($N_y=0$), $X_1(N_y=0.071)$, $X_2(N_y=0.142)$ 그리고 $-X_1(N_y=0.071)$, $-X_2(N_y=0.142)$, Y방향으로 실린더 중심($N_y=0$), $Y_1(N_y=0.168)$, $Y_2(N_y=0.336)$ 그리고 $-Y_1(N_y=0.168)$, $-Y_2(N_y=0.336)$ 로 움직여 가면서 실험을 수행하였다.

이 때, 각운동량 측정을 위한 허니컴의 실린더 축방향 위치는 실린더 직경의 1.75배 떨어진 위치에 설치하였다. 또한 4밸브 실린더 헤드에 의해 형성되는 선회유동의 발달 과정을 알아보기 위하여 실린더 축방향으로 실린더 직경의 0.5배 지점부터 1.75배 위치까지 0.25B씩 총 6개 단면($Z/B=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75$)을 설정

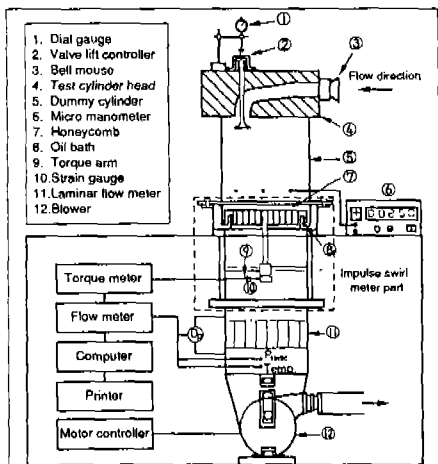


Fig.3 Schematic Diagram of Steady Flow Impulse Swirl Meter (ISM)

하여 각 지점에서 선회비를 측정하였다. 측정된 데이터로부터 선회비 측정 해석 프로그램을 이용하여 유량계수 및 평균유량계수 그리고 무차원 리그스윙 및 선회비를 계산하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 흡입유동특성

흡기밸브를 지나는 유동은 흡기포트-밸브 및 밸브시트의 기하학적 형상 뿐만 아니라 밸브양정 및 위치 등에 많은 영향을 받으며, 포트-밸브 조립체의 흡입유동 특성 또는 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제유량의 비로 정의되는 무차원수인 유량계수를 이용하여 정량화 된다. 그러나 유량계수는 밸브-시트 사이에 형성되는 기준 유동면적의 선정에 따라 서로 다른 값을 갖게 되므로, 본 연구에서는 밸브 시트 내경(Inner Valve Seat Dia., D)를 기준으로 하는 유량계수(Flow Coefficient, C_f)를 이용하였으며, 다음과 같이 정의된다.

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

여기서, Q 는 흡기 밸브를 통과하는 실제유량, A 는 밸브 시트 내경을 기준으로하는 면적($A = \pi D^2/4$)이고, V_0 는 속도수두이다.

또한, 유량계수(C_f)는 밸브양정에 따라 각각 다른 값을 가지므로 흡입행정 동안의 흡입 유동 특성을 대표하는 무차원수를 정의할 필요가 있다. 따라서 밸브양정(L/D)-유량계수(C_f) 곡선의 평균에 해당하는 값을 평균유량계수($C_{f(\text{mean})}$)로 정의하며, 아래와 같이 정의된다.

$$C_{f(\text{mean})} = \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_f da}{(a_2 - a_1)} \quad (3)$$

여기서, a_1 은 흡기밸브 열림을 a_2 는 흡기밸브 닫힘을 의미하고, da 는 흡기밸브 작동각을 의미한다.

Fig.4는 두 흡기포트의 흡입유동특성을 알아보기 위하여 두 흡기밸브의 중심점을 X, Y 방향으로 움직였을 때, $Z/B=1.75$ 위치에서 측정된 평균유량계수를 $C_{f(\text{mean})}=f(L/D)$ 관계로 나타낸 것이다. Fig.4(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 X 방향으로 움직였을 경우에 대한 것으로, (-)X 방향으로 움직이는 것은 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우이다. 이와 반대로 (+)X 방향은 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우이고, $N_y=0$ 은 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙에 위치하는 경우이다. 전반적인 분포양상을 살펴보면, (-)X 방향으로 접근함에 따라 비록 작은 범위이지만 평균유량계수가 증가하는 경향을 보여주고 있으며, (-)X₂에서 $C_{f(\text{mean})}=0.337$ 로 최대값을 나타내고 있다. 이와 반대로 흡기포트가 실린더 중심에서 (+)X₁으로 움직일 경우, 거의 동일한 수준을 유지하지만 (+)X₁에서 (+)X₂로 움직일 경우 감소하는 경

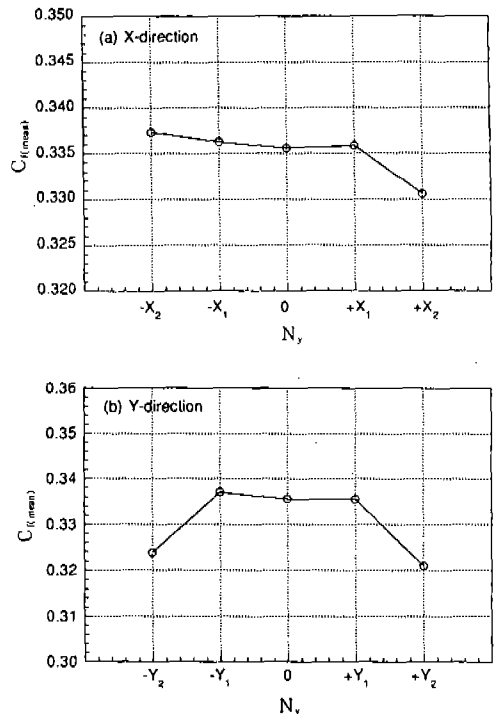


Fig.4 Distributions of $C_{f(\text{mean})}$ with Valve Eccentricity Ratio(N_y) at $Z/B=1.75$

향을 보여주고 있으며, (+)X₂에서 C_{r(mean)}=0.331로 최소값을 나타내고 있어 최소값을 기준으로 최대값에 비해 C_{r(mean)}이 0.006 적으며, 백분율로 1.8%의 차이를 나타내고 있다. Fig.4(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중심 근처에 위치하는 (+)Y₁, 0, (-)Y₁의 경우 거의 일정한 분포를 나타내고 있으며, (-)Y₁에서 C_{r(mean)}=0.337로 가장 높은 분포를 나타내고 있다. 반면, 흡기포트가 실린더 벽쪽에 위치하는 (-)Y₂와 (+)Y₂에서 급격히 감소하여, (+)Y₂에서 C_{r(mean)}=0.321로 가장 낮은 분포를 나타내고 있어 최대값에 비해 C_{r(mean)}이 0.015 적으며, 백분율로 5%의 차이를 나타내고 있다.

이와 같이 두 흡기포트가 동시에 실린더 벽면에 근접해 있는 (+)Y₂, (-)Y₂에서 상대적으로 낮은 평균유량계수를 갖는 것은 실린더 벽면이 밸브 출구 유동면적의 일부를 가로 막아 밸브 출구 영역의 유동저항이 증가되기 때문으로 생각된다. 따라서 두 개의 흡기밸브를 갖는 4-밸브 실린더 헤드의 경우, 두 흡기밸브가 실린더 벽면 근처에 접근하면 1개의 흡기밸브를 갖는 경우 보다 실린더 벽면에 의해 영향을 받는 밸브 출구 유동면적이 상대적으로 증가되기 때문에 흡기밸브와 실린더 벽면 사이의 최소간극 설정시 이러한 효과가 반드시 고려되어야 함을 알 수 있다.

3.2 흡기포트 편심에 따른 선회비 특성

정상유동 시험에서 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화 하기 위해 다음 식으로 정의되는 무차원 리그스웰(Non-Dimensional Rig Swirl, N_r)을 이용하였다.

$$N_r = \frac{8G}{mBV_0} \tag{4}$$

여기서, G는 Ricardo Type으로 알려진 임펄스 스웰미터의 허니컴에 작용하는 각운동량이고, m는 허니컴을 통과하는 흡입질량유량이다.

또한, 흡기밸브 작동 구간동안 발생된 무차원 리그스웰의 대표값으로는 다음과 같이 정의되는

리카르도 선회비(Ricardo Swirl Ratio, R_s)를 이용하였다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \eta_v \cdot L_d \cdot \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_r N_r da}{\left(\int_{a_1}^{a_2} C_r da \right)^2} \tag{5}$$

여기서, ω_c는 흡기밸브 작동 구간동안 실린더 내로 흡입된 공기의 각속도이고, ω_e는 엔진 각속도이다. 또한 L_d는 엔진형상계수(Engine Shape Factor, L_d= $\frac{BS}{D^2}$)이고, η_v는 체적효율이다.

Fig.5는 두 흡기포트에 의해 형성되는 유동장의 선회특성을 알아보려, 두 흡기밸브의 중심점을 Fig.1에 도시된 X, Y방향으로 움직였을 때, Z/B=1.75위치에서 밸브 양정변화에 따라 측정된 무차원 리그스웰(N_r)을 N_r=f(L/D)

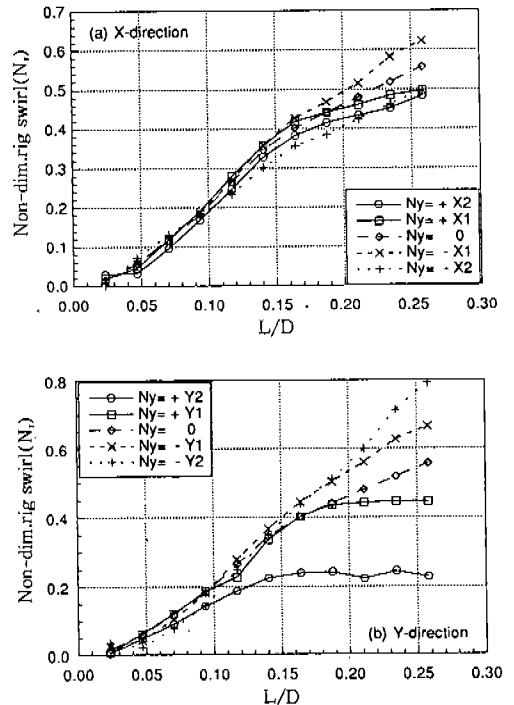


Fig.5 Distributions of N_r with Valve Lift at Z/B = 1.75

관계로 나타낸 것이다. Fig.5(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 X방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙과 (-)X₁, (-)X₂ 지점에 위치할 경우, 양정변화에 따라 거의 선형적으로 증가하는 양상을 보여주고 있다. 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽에 가까이 위치하는 (-)X₁의 경우 L/D=0.165이후의 높은 밸브양정에서 가장 높은 N_r 값을 나타내고 있다. 반면, 실린더 벽에 거의 근접한 (-)X₂의 경우 가장 낮은 분포양상을 나타내고 있으며, 특히 중간 밸브 영역의 감소현상이 뚜렷하여 선회비의 감소가 예상된다. 두 흡기밸브의 중심점이 (+)X₂, (+)X₁에 위치할 때, 즉 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우에는 L/D=0.165(L=7mm) 근처를 기준으로 증가 기울기의 변곡점을 형성하는 것을 관찰할 수 있다. 이와 같이 증가 기울기가 변곡점을 형성하는 것은 실린더 내로 흡입되는 공기량의 감소와 더불어 흡입유량에 대한 각운동량 발생 비율 또한 감소했기 때문이다.

Fig.5(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 전반적인 분포양상은 Fig.5(a)와 다른 분포양상을 보여주고 있다. 두 흡기밸브의 중심점이 (-)Y₂, (-)Y₁ 위치에 있을 경우, 양정변화에 관계없이 거의 선형적인 증가 경향을 나타내고 있으며, L/D=0.19(L=8mm) 이상의 높은 양정에서는 (-)Y₂가 가장 높은 분포양상을 보여주고 있다. 그러나 (+)Y₁ 위치의 경우, L/D=0.16(L=7mm) 근처를 기준으로 기울기가 급격하게 줄어들어 거의 일정한 값을 보여주고 있다. 또한 두 흡기밸브가 실린더 벽면에 근접한 (+)Y₂ 위치에서는 L/D=0.14(L=6mm)에서 변곡점을 형성한 후 거의 일정한 분포를 나타내며, 다른 위치와 비교해 볼 때 가장 낮은 값을 보여주고 있다.

Fig.6은 실린더 내에 형성된 선회비유동장의 무차원 리그스웰(N_r) 분포에 끼치는 밸브양정의 영향을 좀더 자세히 관찰하기 위하여, 밸브양정 변화에 따라 측정된 무차원 리그스웰(N_r)을 두 흡기밸브의 중심점의 위치에 대하여 나타낸 것이다. Fig.6(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 X 방향

으로 움직일 경우에 대한 것으로, 두 흡기밸브의 중심점의 위치에 따라 각 밸브양정에서 N_r의 변화 양상은 다른 모습을 보여주고 있다. 밸브양정이 작은 L=1~4(mm) 사이에서는 두 흡기밸브의 중심점의 위치가 변화해도 N_r 값의 변화를 거의 보이지 않는 반면, L=5~11(mm) 사이에서는 두 흡기밸브의 중심점의 위치가 (-)X₁에서 (-)X₂로 움직일 때, N_r 값이 감소하는 경향을 나타내고 있다. 또한 L=7~11(mm) 사이에서는 실린더 중앙에서 (-)X₁으로 움직일 때, 증가하는 경향을 뚜렷하게 보여주고 있다. 이것으로부터 실린더 중앙에서 (-)X₁으로 움직일 때 선회비의 증가는 높은 밸브양정에서 N_r의 증가에 기인한 것이며, (-)X₁에서 (-)X₂로 움직일 때 예상되는 선회비의 감소는 중·고 양정의 영향에 의한 것임을 알 수 있다. 이와같이 실린더 중앙

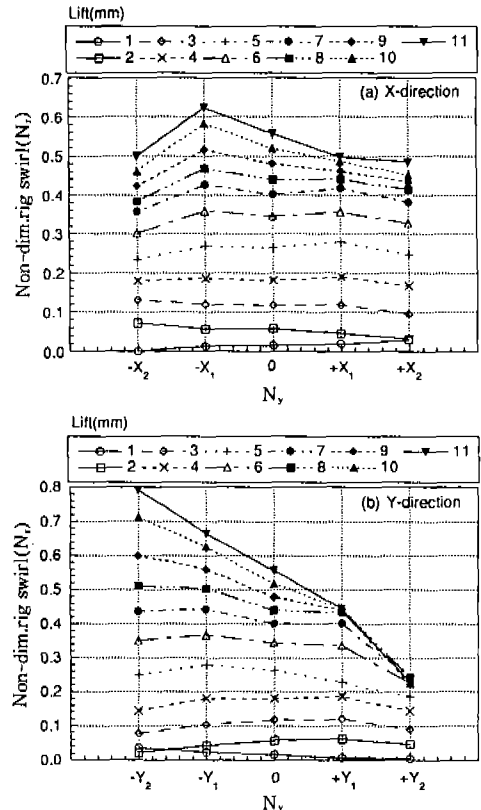


Fig.6 Distributions of N_r with Valve Eccentricity Ratio(N_e) at Z/B=1.75

에서 (-)X₁으로 두 흡기밸브의 중심점이 이동할 때, N_v값이 증가하는 것은 직접 흡기포트를 빠져나온 흡입공기가 실린더 벽과 충돌하여 실린더 축을 중심으로 원활한 회전유동장을 형성하기 때문인 것으로 생각되며, (-)X₁에서 (-)X₂로 움직일 경우의 감소 현상은 직접 흡기포트가 실린더 벽에 너무 접근하여 흡입공기량의 감소와 더불어 직접 흡기포트를 빠져나온 흡입공기가 실린더 벽과 충돌 후 실린더 축을 중심으로 원활히 회전하지 못하기 때문으로 생각된다. 이것으로부터 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근할 때, 흡입공기가 실린더 벽과 충돌되어 실린더 내에서 선회유동을 발생시키는 것은 비교적 높은 밸브양정에서 흡입공기량이 증가되었을 경우이며, 중·고 밸브양정(5~11(mm))에 많은 영향을 받을 수 있다.

Fig.6(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y 방향으로 움직일 경우에 대한 것으로, X 방향에 대한 것보다 좀더 뚜렷한 변화양상을 보여주고 있다. 두 흡기밸브의 중심점이 (-)Y₁에서 (-)Y₂로 움직일 때, L=7(mm)이하의 낮은 밸브양정에서는 감소하는 반면, 그 이상의 높은 밸브양정에서는 증가하는 양상을 보여주고 있다. 이와 같이 낮은 밸브양정에서 편심정도 증가에 따라 오히려 무차원 리그스웰(N_v)이 감소하는 것은 큰 밸브양정에 비하여 상대적으로 작게 형성된 출구 유동면적 중 일부분이 실린더 벽에 의해 폐쇄되는 효과 때문으로 생각된다. 그러나 그 이후의 높은 밸브양정에서 무차원 리그스웰(N_v)의 증가는, 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트를 빠져나오는 흡입 분류의 회전방향 등을 고려해 볼때, 흡입유량 증가와 더불어 각운동량 발생 또한 증가되어 시계방향의 선회유동을 촉진시키기 때문으로 생각된다. 또한 (+)Y₁에서 (+)Y₂로 두 흡기밸브의 중심점의 위치가 변화할 경우, L=5mm까지는 거의 변화를 보이지 않다가 그 이후의 높은 밸브양정에서는 급격한 감소 현상을 나타내고 있다. 이러한 감소 현상은 흡입유량이 많은 높은 밸브양정에서 나선형 흡기포트와 직접 흡기포트를 빠져나온 흡입분류 중 일부분이 실린더 벽과 충돌 후 실린더 내에 반시계방향의 역회전 유동을 형

성하기 때문으로 생각된다.

Fig.7은 Fig.5의 밸브양정 변화에 따른 무차원 리그스웰(N_v) 분포로부터 계산된 리카르도 선회비(R_s)를 두 흡기밸브의 중심점의 위치에 대하여 나타낸 것이다. Fig.7(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 X방향으로 움직일 경우에 대한 것이다. 두 흡기밸브의 중심점이 (+)X방향으로 움직일 때 즉, 직접 흡기포트가 실린더 벽면으로부터 멀어지고 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우, 선회비(R_s)는 거의 선형적으로 감소하는 양상을 보여주고 있다. 이러한 현상은 Fig.6(a)의 고찰에서도 알 수 있듯이 흡입유량이 많은 8~11(mm)사이의 높은 밸브양정에서 직접 흡기포트가 실린더 벽면으로부터 멀어져, 실린더 축을 중심으로 하는 밸브이후(Post-Valve) 성분의 선회유동이 발달하지 않아 무차원 리그스웰(N_v)이 감소했기 때문으로 생각된다. 또한 (-)X방향으로 움직일때, 즉 직접 흡기포트가 실린더

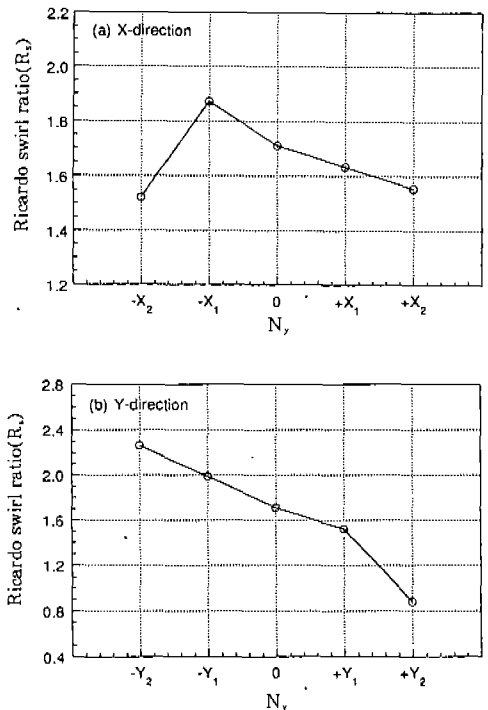


Fig.7 Distributions of R_s with Valve Eccentricity Ratio(N_v) at Z/B=1.75

벽으로 접근할 경우, 선회비(R_s)는 급격히 증가하여 (-) X_1 에서 $R_s=1.872$ 로 최대값을 보인 후 다시 급격히 감소하여 (-) X_2 위치에서 $R_s=1.521$ 로 최소값을 나타내고 있다. 최대값과 최소값 사이에는 R_s 값으로 0.351의 차이를 나타내고 있으며, 이것을 백분율로 환산하면 약 23%가 된다.

이와 같이 (-) X_1 위치에서 가장 높은 분포를 나타내는 것은 직접 흡기포트의 흡입유동방향과 매우 밀접한 관계가 있으며, 흡기밸브를 빠져나온 흡입공기가 실린더 벽과 충돌하여 실린더 축을 중심으로 하는 각운동량 성분이 증가했기 때문이다. 또한 직접 흡기포트가 실린더 벽에 가장 가까이 근접한 (-) X_2 위치에서 선회비의 급격한 감소는, 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근함에 따라 흡입유량계수가 약간 증가하는 경향을 보이는 Fig.4(a)를 생각해 볼 때, 흡입유량 감소로 인한 무차원 리그스윙(N_r)의 저하가 아니라 흡기포트를 빠져나온 흡입공기가 실린더 벽과 충돌 후 실린더 축을 중심으로 하는 각운동량을 생성하기에는 흡기밸브의 출구 유동면적이 실린더 벽과 너무 근접해 있기 때문으로 생각된다.

Fig.7(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y 방향으로 움직이는 경우에 대한 것으로, X방향의 변화 양상과는 달리 실린더 중심에서 (-)Y방향으로 움직일 경우 거의 선형적인 증가 경향을, 그리고 (+)Y로 움직일 경우 감소 경향을 뚜렷하게 나타내고 있다. 이와 같이 (-)Y방향의 선형적인 증가 경향은 Fig.6(b)에서 알 수 있듯이 주로 $L=8(\text{mm})$ 이상의 높은 양정에서 무차원 리그스윙(N_r)이 증가했기 때문이며, (-) Y_2 에서 $R_s=2.260$ 로 최대값을 나타내고 있다. 이것을 중심 위치의 $R_s=1.709$ 와 비교하여 보면 R_s 로 0.551, 이것을 백분율로 나타내면 약 32.2%가 증가한 것이다. 또한 (+)Y방향의 감소 경향은 중·고 밸브양정에서 무차원 리그스윙(N_r)이 감소했기 때문으로 (+) Y_2 에서 $R_s=0.879$ 로 최소값을 나타내고 있다. 이것을 중심 위치와 비교하여 보면 R_s 값으로 0.83, 백분율로는 48.5% 감소한 것이다. 따라서 최대값을 나타내는 (-) Y_2 와 최소값을 나타내는 (+) Y_2 사이의 변화량을 알아보면

R_s 로 1.381, 백분율로는 최소값을 기준으로 했을 때, 약 157%의 차이를 보이고 있다. 이것으로부터 4밸브 실린더 헤드 설계시, 2밸브 실린더 헤드와 마찬가지로 흡기밸브의 위치 결정은 흡기포트의 기하학적 형상과 더불어 실린더 내 선회비 특성에 매우 큰 영향을 끼칠 수 있음을 알 수 있다.

Fig.4~Fig.7에서 두 흡기포트의 흡입유동 특성과 이에 따른 선회 발생정도를 살펴보았다. 그러나 이러한 결과는 두 흡기포트의 상호작용의 결과로서, 실린더 내 선회유동장에 끼치는 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 영향을 구분하기가 곤란하다. 따라서, 두 흡기포트를 통과하는 질량유량을 측정함으로써 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트가 실린더 내 선회유동장에 끼치는 영향을 파악할 수 있다. 각 흡기포트를 통과하는 질량유량은 오리피스(Orifice) 유량계를 이용하여 측정하였으며, 각 흡기포트 양단의 차압은 나선형 흡기포트와 직접 흡기포트에 독립적으로 설치된 밸브를 이용하여 조정하였다. 압력측정은 1/1000mmH₂O까지 측정 가능한 디지털 마이크로 마노미터(Digital Micro Manometer)를 이용하여, 데이터는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에서 평균처리 되었다.

Fig.8은 나선형 흡기포트와 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량을 알아보기 위하여 두 흡기포트의 출구에 유량계를 각각 설치하고, 350mmH₂O의 동일한 흡입압력을 동시에 작용시켰을 때, 각

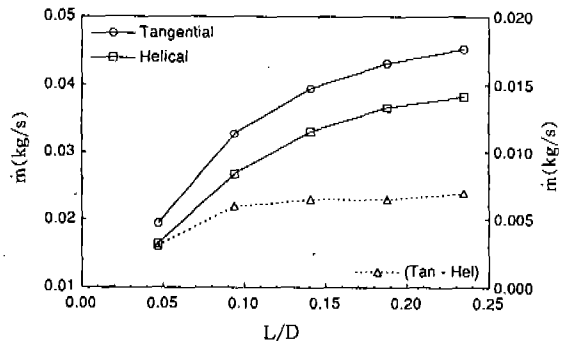


Fig.8 Distributions of Mass Flowrate Through Each Intake Port with Valve Lift

흡기포트를 통과한 질량유량과 두 흡기포트 사이의 유량차를 밸브 양정변화에 대하여 나타낸 것이다. 전반적인 분포양상을 살펴보면, 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트를 통과하는 질량유량보다 많으며, 양정이 증가할수록 그 차이가 점점 커짐을 알 수 있다. 이와 같이 두 흡기포트를 통과하는 질량유량이 서로 다른 것은 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 기하학적 형상 때문으로, 이것을 정량적으로 살펴보면 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트보다 약 19% 정도 많이 통과하는 것으로 나타났다. 이와 같이 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트를 통과하는 질량유량보다 큰 경우, 나선형 흡기포트의 밸브축을 중심으로 하는 선회유동 발생 구조뿐만 아니라 직접 흡기포트의 실린더 축을 중심으로 하는 선회유동 발생구조 또한 실린더 내 선회비 특성에 매우 중요한 영향을 끼침을 유추할 수 있다.

따라서, 위의 결과로부터 서로 다른 형상의 흡기포트의 조합을 갖는 4밸브 실린더 헤드를 설계할 경우, 요구되는 선회비(R_s)를 갖는 실린더 내 선회유동장을 형성하기 위해서는 흡기밸브의 크기 및 양정변화에 따른 개구면적이 같다 하더라도 흡기포트를 통과하는 질량유량이 서로 다르므로 흡기포트의 기하학적 형상에 따른 영향 이외에도 각 흡기포트를 통과하는 질량유량비율에 대한 가중치가 고려되어야 함을 알 수 있다.

3.3 축방향 거리변화에 따른 선회비 감쇄 특성

정상 유동 시험의 유용성과 관련하여 실린더 헤드의 정상 유동 실험(Steady Flow Test)으로부터 실제 엔진의 작동상태를 예측하는 것은 대단히 중요한 일이다. 이러한 노력은 여러 연구자들에 의해 시도되어져 왔으며, Tanabe⁷⁾ 등은 작동 엔진의 실린더 내 선회유동장과 정상 유동 실험결과 사이에 상관관계가 있음을 실험적으로 밝힌바 있다. 그러나 이와 같은 상관관계를 보다 정량적으로 구명하기 위해서는 실린더 내에 형성된 선회유동이 흡입행정과 압축행정동안 겪게되는 변형과 감쇄과정이 명확히 밝혀져야 한다. 일반적으로 흡입과정시 생성된 선회유동은 피스톤

하강과 함께 실린더 벽면과의 마찰 작용을 겪게되며, 피스톤이 하사점에서 상사점으로 움직일 경우 실린더 벽면뿐만 아니라 피스톤 헤드와의 마찰로 인하여 감쇄되고 변형을 겪게된다. 또한 압축과정시 연소실형상에 기인하는 국부적인 압력차로부터 발생하는 스퀴시 유동으로 더욱 변형이 진행되며, 최종적으로 피스톤 보울에 연소 직전의 선회유동장을 형성하여 분부된 연료의 혼합을 촉진하는데 이용되어진다. 이와 같이 실린더 내에 형성된 선회유동장의 감쇄요인에 대하여, Uzkan⁸⁾ 등은 흡기포트의 정상 유동 실험에서 각 운동량을 측정할 경우 반드시 벽면 마찰(Wall Friction) 효과를 고려하여야 하며, $Z/B=1.0$ 보다 각운동량의 감쇄 정도는 약 10%임을 실험적으로 밝힌바 있다. 또한 실린더 헤드 표면과의 마찰작용으로 인한 각운동량의 감쇄효과는 실린더 벽면에 의한 영향과 비교하여 볼 때 상대적으로 적음을 밝힌바 있다. 따라서 감쇄과정에 영향을 끼치는 각 인자의 영향을 정량적으로 계산할 수 있다면, 압축 말기에 실린더 내에 존재하는 선회유동장의 크기를 정상 유동 실험결과로부터 정량적으로 예측할 수 있다.

실린더 내 선회 감쇄 예측에 관한 연구는 Gale²⁾, Fitzgeorge⁹⁾ 및 Davis¹⁰⁾ 등에 의해 연구되어져 왔으며, Gale은 실린더헤드 및 피스톤헤드 표면과의 마찰작용이 실린더 벽면과의 마찰작용에 비하여 상대적으로 작다고 가정하고, 실린더 벽면과의 마찰작용에 의한 선회감쇄 정도에 관한 식을 강제적 회전유동에 대하여 제시한바가 있다. 본 연구에서는 정상유동시험에서 벽면 마찰효과를 고려한 Gale이 제안한 식(6)을 이용하여 실험결과와 비교 분석하였다.

$$N_r(Z_2) = ((k_1 Z_2) + k_2)^{-1.25} \quad (6)$$

$$\text{여기서, } k_1 = \frac{0.074\pi}{2.5Q} \cdot V_0^{1.8} \cdot \left(\frac{B}{V_0}\right) \left(\frac{\rho\pi B}{2\mu}\right)^{-1.15},$$

$$k_2 = N_r(Z_1=0)^{-0.8} \text{이다.}$$

Fig.9는 실린더헤드 표면으로부터 축 하방향으로 $Z/B=0.5$ 로부터 $Z/B=1.75$ 까지 0.25B씩 총 6단면에서 측정된 N_r 을 밸브양정 $L=4(\text{mm})$, 7

(mm), 10(mm)에 대하여 나타낸 것이다. Fig.9 (a)는 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 축 중심에 있을 경우로서 o 는 측정값이고 점선은 Gale이 제안한 식을 이용하여 $Z/B=1.75$ 위치의 N_r 로부터 예측된 값을 나타낸 것이다. 각 밸브양정에서 실린더 축방향 거리 증가에 따른 감쇄 경향은 Gale의 예측 결과와 잘 일치하고 있다. Fig.9(b)는 두 흡기포트가 실제 위치에 있는 경우로서, 각 밸브양정에서 무차원 리그스웰의 감쇄정도가 Fig.9(a)보다 다소 크게 나타남을 알 수 있으며, Gale의 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이것으로부터 한 개의 흡기포트에 대해 유도된 Gale의 식은 두개의 흡기포트를 갖는 경우에도 확대 적용할 수 있음을 알 수 있다.

Fig.10은 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중심에 있을 경우와 두 흡기포트가 실제 위치에 있을 경우, 축방향 거리변화에 따라 측정된 리카르도 선회비(R_s)를 흡기포트의 위치에 대하여 나타낸

것이다. 그림에서 실선은 실험결과를 1차식으로 보간하여 나타낸 것이고, 점선은 1개의 나선형 흡기포트의 경우와 비교하기 위하여, Lee¹¹⁾등이 1개의 나선형 흡기포트를 갖고 실제 위치에서 평균유량계수가 0.37이고 선회비가 1.6인 실린더 헤드의 축방향 거리변화에 따라 측정된 선회비의 1차 보간식을 $Z/B=1.75$ 에서 선회비(R_s)가 일치하도록 y 절편을 조정하여 나타낸 것이다.

흡기포트가 실제 위치에 있을 때가 중심에 있을 경우보다 큰 감쇄기울기를 갖음을 알 수 있다. 또한 4밸브 실린더 헤드의 축방향 거리 변화에 따른 선회비 감쇄정도가 1개의 나선형 흡기포트를 갖는 2밸브 실린더 헤드의 선회비 감쇄정도보다 상대적으로 크게 나타났다. 이상의 결과로부터 각 흡기포트의 감쇄기울기를 도표로 나타내면 다음과 같다.

intake port shape	N_y	
	0	0.453
2 intake port (1 helical, 1 tangential)	-0.093	-0.208
1 helical intake port ¹¹⁾	-0.054	-0.158

이러한 결과로부터 흡기포트 개발단계에서, 4밸브 실린더 헤드는 2밸브 실린더 헤드보다 감쇄기울기가 상대적으로 크므로, 선회비-평균유량계수-연료분사계조건(연료분사압, 노즐개변압) 관계에서 요구되는 선회비 설정시 감쇄효과를 고려하여야 함을 알 수 있다.

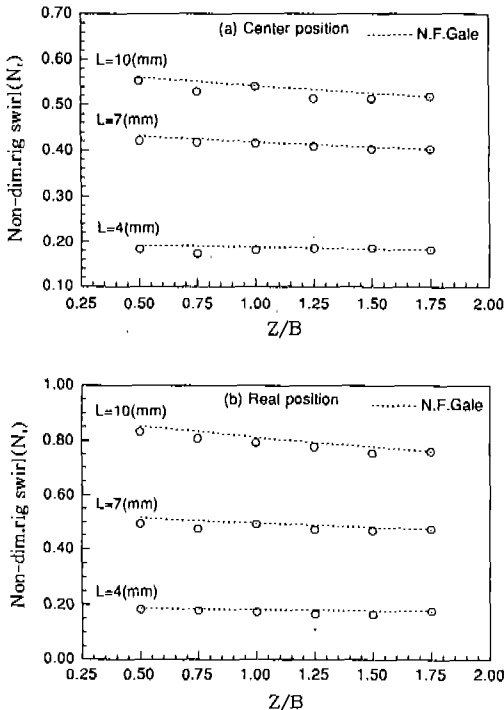


Fig.9 Distributions of N_r with Axial Distance (Z/B)

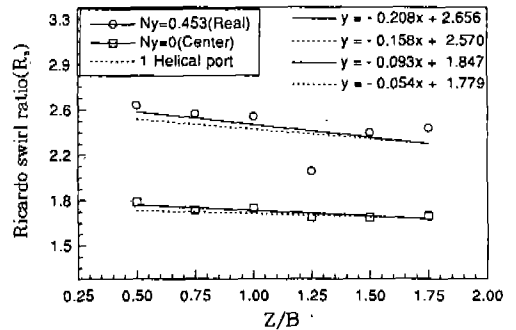


Fig.10 Distributions of Ricardo Swirl Ratio (R_s) with Axial Distance (Z/B)

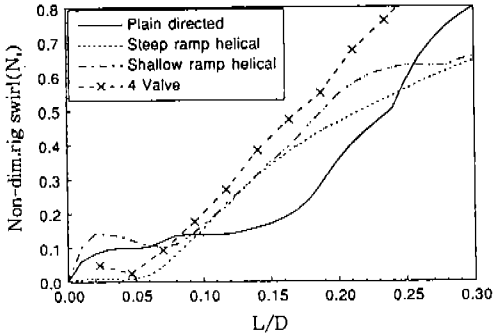


Fig.11 Comparisons of N_s of Various Intake Ports with Valve Lift

3.4 흡기포트 형상에 따른 선회 특성

Fig.11은 흡기포트의 선회유동특성을 알아보기 위하여 밸브 양정변화에 따라 측정된 무차원 리그스윙을 Monaghan과 Pettifer¹⁾에 의해 이용된 3종류의 흡기포트에 대하여 나타낸 것이다.

Plain Directed와 Shallow Ramp Helical 포트는 낮은 양정에서 높은 수준을 나타내는 반면, Plain Directed 포트의 경우 중간 양정에서는 더 이상 증가 경향을 갖지못하고 상대적으로 낮은 분포를 나타내고 있다. 2개의 흡기포트를 갖는 경우 낮은 밸브양정에서는 Steep Ramp Helical 포트와 유사한 분포 경향을, 중간 밸브 양정에서는 Shallow Ramp Helical 포트와 유사한 경향을 나타내다가 높은 밸브양정에서는 Plain Directed와 같이 계속 증가하는 경향을 보여주고 있다.

4. 결 론

4밸브 실린더 헤드의 두 흡기포트에 의해 형성된 실린더 내 선회유동장의 선회비 특성을 임펄스 스윙메터(Impulse Swirl Meter)를 이용하여 조사한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 4밸브 실린더 헤드의 흡기포트 편심 정도는 실린더 내 선회비(Swirl Ratio, R_s) 특성에 큰 영향을 끼치며, 두 흡기밸브 중심점이 X방향으로 움직일 경우 최대값과 최

소값 사이에 23%의 차이를, 그리고 Y방향으로 움직일 경우 157%의 차이를 나타냈다.

- 2) 4밸브 실린더 헤드의 두 흡기포트를 통과하는 질량유량은 서로 다르며, 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트보다 약 19% 정도 많은 것으로 나타났다. 따라서 실린더 내 선회유동장은 흡기포트 형상의 영향 이외에도 각 흡기포트를 통과하는 질량유량비에 대한 가중치가 고려되어야 함을 알 수 있었다.
- 3) 4밸브 실린더 헤드의 축방향 거리변화에 따른 선회 감쇄 정도는 1개의 나선형 흡기포트를 갖는 경우보다 큰 감쇄 기울기를 갖으며, 실제 위치에 있을 때가 중심에 있을 경우보다 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE 810255.
2. Gale, N. F., "Diesel Engine Cylinder Head Design : The Compromises and the Techniques", SAE 900100.
3. 조래희, 김덕줄, 정동수, 우석근, "4밸브 디젤엔진의 스윙형 흡기포트 구조 차이에 따른 정상상태 유동특성 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회, pp.328~333, 1995.
4. Arcoumanis, C. and Tanabe, S., "Swirl Generation by Helical Ports", SAE 890790.
5. Stone, C. R., Ladommatos, N., "The Measurement and Analysis of Swirl Flow in Steady Flow", SAE 921642, 1992.
6. Tippelmann, G., "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE 770404.
7. Tanabe, S., Hamamoto, Y. and Ohigashi, S., "Swirl in a Four-Stroke Cycle Engine Cylinder", Bulletin of the JSME, Vol. 21,

- No.152, 1978.
8. Uzman, T., Borgnake, C. and Morel, T., "Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port", SAE 830266.
 9. Fitzgeorge, D. and Allison, J. L., "Air Swirl in a Road Vehicle Diesel Engine", Proc. IMechE, No.4, 1962~1963.
 10. Davis, G. C. and Kent, J. C., "Comparison of Model Calculations and Experimental Measurements of the Bulk Cylinder Flow Process in a Motored PROCO Engine", SAE 790290.
 11. 이지근, 주봉철, 강신재, 노병준, "나선형 흡기포트의 편심율변화에 따른 선회비 특성에 관한 실험적 연구", 한국자동차공학회논문집, Vol.4, No.5, pp.70~81, 1996.