

〈논 문〉

4밸브 디젤기관의 흡기포트 편심과 두 흡기포트 사이의 격막이 실린더 내 선회 특성에 미치는 영향에 관한 연구

이지근* · 강신재** · 노병준**

(1997년 2월 3일 접수)

A Study on the Effects of Intake Port Eccentricity and a Partition between the Two Intake Ports on the In-cylinder Swirl Characteristics in a 4 Valve Diesel Engine

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

Key Words : 4-Valve Diesel Engine(4밸브 디젤엔진), Valve Eccentricity Ratio(밸브편심율, N_v), Intake Port Partition(흡기포트 격막), Mean Flow Coefficient(평균유량계수, $C_{f(mean)}$), Ricardo Swirl Ratio(선회비, R_s), ISM(Impulse Swirl meter)

Abstract

The effects of intake port eccentricity and a partition between the two intake ports on the in-cylinder swirl characteristics 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 impulse swirl meter (ISM) in a steady flow test rig. Mean flow coefficient ($C_{f(mean)}$), swirl ratio (R_s) and the mass flowrate through the two intake ports with and without intake port partition were measured. The results showed that the characteristics of in-cylinder swirl ratio formed by a 4-valve cylinder head were largely affected by valve eccentricity ratio (N_v) and the existence of an intake port partition between the two intake ports. Mean flow coefficient ($C_{f(mean)}$) increases and swirl ratio (R_s) decreases in case of being the partition between the two intake ports. And also the mass flowrate through the tangential intake port is 19.0% and 7.7% more than that of the helical intake port in case of the two intake ports with and without partition respectively.

1. 서 론

최근들어 디젤기관으로부터 방출되는 배기가스 오염물질이 도심지 대기오염의 주범으로 인식되고 있다. 이에 따라 세계 각국에서는 강화된 배기가스 규제를 시행 중에 있으며, 국내에서도 2000년에는 더욱 엄격하고 강화된 법규를 적용할 방침이어서

출력향상과 더불어 저연비, 저에미션(low emission)화는 디젤엔진 개발 목표로 인식된 지 오래이다.^(1,2) 디젤기관의 유해 배기가스 저감은 연소특성과 밀접한 관련이 있으며 분사율, 분사시기, 분사기간 및 분무형태와 같은 연료분사계의 특성과 공기선회, 스퀴시, 난류와 같은 흡입 공기 유동계의 특성에 의하여 결정된다. 이러한 복잡한 연소형태를 기관특성에 맞게 조정한다는 것은 대단히 어려운 문제로서, 이것은 연료와 공기의 혼합 상태가 연소실 형상과 분무된 연료의 액적크기 분포, 분무

*회원, 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

**회원, 전북대학교 공대 기계공학과

선단 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 위해서는 분무된 연료와 흡입된 공기의 원활한 혼합과 더불어, 실린더 내로 흡입되는 신기의 양을 증대시켜야 한다. 이러한 목적을 달성하기 위해 자연흡기식(natural aspired) 디젤엔진의 경우 공기냉각형 과급 엔진으로 변경하거나, 흡기밸브의 개구면적을 증대시키기 위한 방법 중 하나로서 4밸브 실린더 헤드가 이용되고 있다.⁽¹⁾ 4밸브 실린더 헤드의 경우, 두 개의 흡기포트와 두 개의 배기포트를 갖는 것이 일반적이며 두 흡기포트의 조합에 따라 여러 가지 형태의 실린더 헤드를 구성할 수 있다. 이 중 가장 일반적인 방법은 1개의 직접 흡기포트와 1개의 나선형 흡기포트를 이용하는 것이다. 이와 같은 실린더 헤드의 구성은 평균유량계수가 비교적 높은 직접 흡기포트를 이용함으로써 실린더 내로 흡입되는 신기의 질량유량을 증대시키고, 나선형 흡기포트를 이용하여 실린더 내에 선회유동장을 형성함으로써 요구되는 평균유량계수($C_{f(mean)}$)-선회비(R_s) 특성을 달성하기 위한 것이다. 그러나 두개의 흡기포트를 사용하는 경우, 한 개의 흡기포트를 사용할 때와는 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 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트 형상을 설계한다는 것은 많은 연구와 경험이 요구된다.⁽³⁾

이와 관련된 연구로, Gale⁽¹⁾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 스윙미터(impulse swirl meter)를 이용하여 고찰한 바가 있다. Stone⁽⁴⁾ 등은 실린더 내 선회유동장의 정상유동특성을 정량화 하는 여러 가지 변수에 대하여 체계적으로 정리한 바가 있다. 그러나 4밸브 디젤기관의 흡기포트 형상에 따른 실린더 내 선회비특성과 유동특성에 관한 실험적 연구는 부족한 편이며, 특히 두 흡기포트 조합 형태 및 연결 상태에 대한 연구는 아직 많지 않다.⁽⁵⁾

따라서 본 연구에서는 4밸브 실린더 헤드의 선회특성을 고찰하고자 밸브 편심율 및 양정 변화에 대하여 실린더 축방향으로 실린더 직경의 1.75배 위치에서 임펄스 스윙미터(impulse swirl meter)를 이용하여 평균유량계수 및 선회비를 측정하였다. 또한 두 흡기포트가 서로 연결되어 있는 기존의 실린더 헤드에 격막을 부착하여, 두 흡기포트사이의 격막 유무가 흡입유동 및 선회특성에 끼치는 영향을 고찰하였다. 실린더 내 선회 감쇄 특성을 고찰하기 위하여 축방향 거리 변화에 따른 선회비를 측정하였으며, 1개의 흡기포트를 갖는 2밸브 실린더 헤드의 특성과 비교 분석함으로써 4밸브 실린더 헤드의 구조설계 및 효율증대를 위한 기초자료를 얻고자 하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

실험에 이용된 엔진은 19ℓ급 V8기통 자연흡기식(natural aspired) 엔진으로 내경과 행정은 각각 146 mm, 147 mm이다. 실린더 헤드는 2개의 흡기밸브와 2개의 배기밸브를 갖는 4밸브 실린더 헤드로서 Fig. 1과 같은 기하학적 형상을 갖고 있으며, 흡기포트는 나선형 흡기포트와 직접 흡기포트로 구성되어 있다. 두 흡기포트는 서로 독립적으로 설치되어 있지 않고, 직접 흡기포트의 원환체 부분과 나선형 흡기포트의 나선형상(helix part)의 시작부

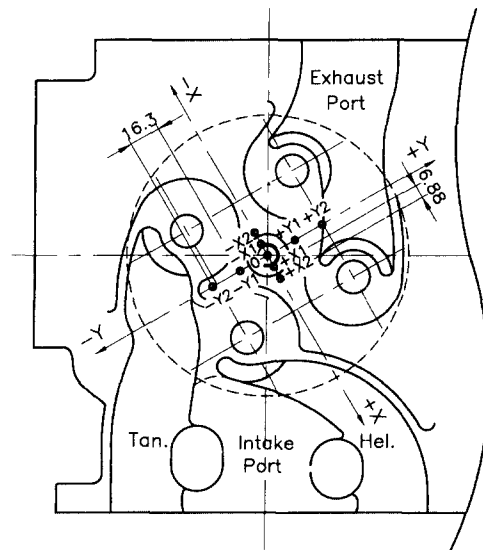


Fig. 1 Geometry of a 4-valve cylinder head and the positions of two intake ports

분이 서로 연결된 형태로 되어 있으며, 밸브 출구 유동면적을 결정하는 흡기밸브 안쪽 직경(intake valve inner diameter, D)은 동일하게 42.6 mm로 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 배기포트는 각각 독립적으로 설치되어 있지만 출구 부분이 서로 연결되어 단일 출구를 형성하고 있다.

Photo 1은 두 흡기포트가 서로 연결된 부분을 좀더 자세히 관찰하기 위해 직접 흡기포트의 중심 부분을 절단하여 나타낸 것이다. 직접 흡기포트의 원환체 부분에 역삼각형 모양의 구멍이 뚫려있어 나선형 흡기포트와 서로 연결되어 있다. 이와 같이 두 흡기포트가 연결되어 있는 경우를 격막이 없는 경우(without partition), 그리고 두 흡기포트가 서로 분리되어 독립적으로 설치된 경우를 격막이 있는 경우(with partition)로 정의 하였다.

일반적으로 실린더 중심에 대한 밸브의 위치는 한 개의 흡기포트를 갖는 실린더 헤드의 경우, 다음과 같은 밸브 편심율(valve eccentricity ratio, N_y)로써 표시된다.

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

여기서, e 는 실린더 중심축과 흡기밸브 중심축 사이의 편심거리이고, B 와 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 헤드는 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트 모두 $N_y=0.453$ 의 편심율을

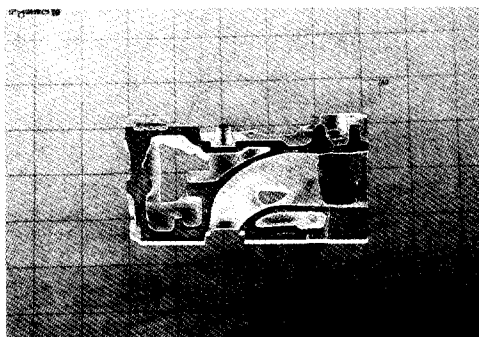


Photo 1 Shape of a passageway between the two intake ports

갖고 설치되어 있다. 그러나 4밸브 실린더 헤드의 경우, 2밸브 실린더 헤드처럼 간단하게 밸브편심율을 이용하여 두 흡기포트의 위치를 나타낼 수 없다. 또한 본 실험과 같이 두 흡기포트사이의 거리가 고정되어 있을 경우, 두 흡기포트의 움직임을 각각 나타내는 것보다 단일 변수를 이용하여 나타내는 것이 훨씬 편리하다. 따라서 본 연구에서는 두 흡기밸브사이의 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 유동장의 각운동량을 측정하기 위하여 임펄스 스윙메터를 이용하였고,⁽⁶⁾ 실험 장치의 전체적인 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험장치는 공기 흡입 방식으로 설치되어 있으며, 실린더와 실린더 헤드부, 임펄스 스윙 메터부(ISM, P7300), 유량측정부(LFM, P7028), 공기 흡입부로 구성되어 있다.

임펄스 스윙메터는 허니콤(honeycomb)으로 구성되어 있으며, 그 축에 대해 수직으로 설치된 층류유량계(laminar flow meter) 위의 프레임에 의해 지지된다. 허니콤은 3 mm의 상당직경과 45 mm의 길이로 되어 있고, 완전한 각운동량의 측정을 위하여 10 : 1 이상의 길이 대 직경 비를 갖추고 있다. 흡입과정시 발생한 공기의 각운동량은 허니콤에 작용하며, 허니콤을 통과하는 동안 허니콤의 길이 방향과 같은 유동으로 바뀌어 각운동량을 상실한 채 축하방향으로 흘러 내려간다. 이때 허니콤에 작용하는 토크는 휘스톤브리지(whistone bridge)의 스트레인게이지(strain gauge)에서 토크암(torque arm)에 의해 측정된다.

흡기포트를 통과하는 공기유량은 최대 200 l/s까지 측정 가능한 층류유량계를 이용하여 측정하였다. 공기 흡입원으로는 3.7 kW의 원심형 송풍기를 사용하였으며, 흡입포트를 통과하는 공기의 유량조절은 속도변환기를 이용하였다. 실린더 내 압력 측정은 실린더 직경의 1.0배 되는 위치에 8개의 정압탭을 설치하여 각 지점의 평균값을 실린더 내 압력으로 취하였다. 밸브 양정 조절은 0.01 mm까지 미세조정이 가능한 마이크로미터(micrometer)를 사용하였다. 토크미터와 층류유량계로부터 얻어지는

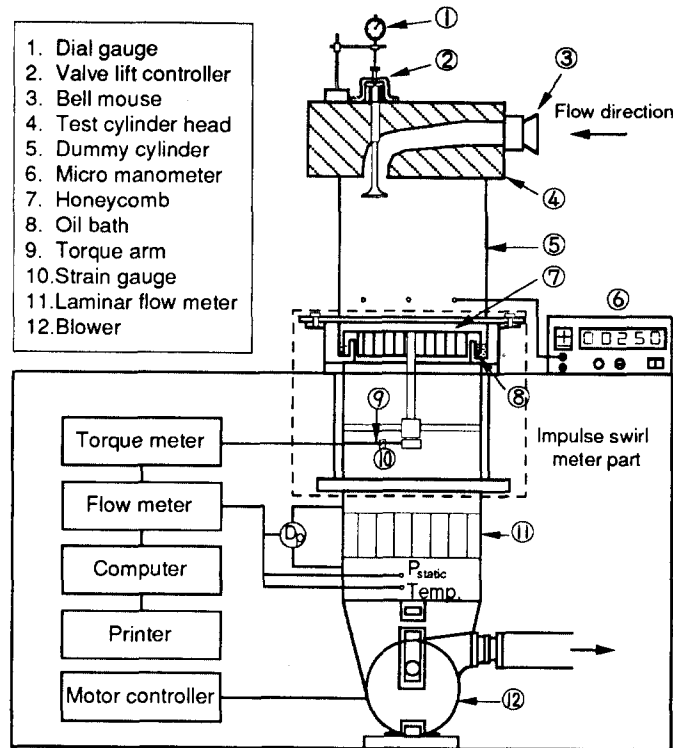


Fig. 2 Schematic diagram of steady flow impulse swirl meter (ISM)

데이터는 A/D변환기를 통하여 컴퓨터에 입력된 후, 선회유동 해석프로그램을 이용하여 각 운동량 및 무차원 리그스윙, 그리고 선회비를 계산하였다. 1회 측정에 이용된 표본(sample)은 1024개 이고, 이러한 평균값을 5회 반복하여 처리하였다. 또한 임펄스 스윙메터의 각운동량 측정에 대한 오차 범위는 2% 이내였다.

2.2 선회비 측정방법

실린더 내 압력을 350 mmH₂O로 일정하게 유지한 상태에서 밸브양정을 1 mm에서 11 mm까지 1 mm 간격으로 변화시키면서 토크 및 흡입 유량을 측정하였다. 측정을 위한 좌표축의 설정은 실린더 축에 수직인 단면의 수평방향을 X축으로 실린더 축에 수직인 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 행하였다. 이 때, 각운동량 측정을 위한 허니콤의 실린더 축방향 위치는 실린더 직경의 1.75배 떨어진 위치에 설치하였다. 두 흡기포트 사이의 격막(partition) 유무가 흡입유동 및 선회유동특성에 끼치는 영향을 알아보기 위하여 격막이 설치되어 있지 않는 기존의 실린더 헤드에 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 기하학적 형상이 유지되도록 격막을 설치한 후, 격막이 설치되지 않은 경우와 동일한 조건에서 실험을 수행하였다. 격막은 실리콘 수지로 제작하였고 순간접착제를 이용하여 실린더 헤드에 부착한 후, 경화제를 이용하여 탄성을 제거하여 각 흡기포트가 독립적으로 설치된 것과 같은 효과를 나타내도록 하였다. 또한 4밸브 실린더 헤드에 의해 형성되는 선회유동의 발달 과정을 알아보기 위하여 실린더 축방향으로 실린더 직경의 0.5 배 지점부터 1.75배 위치까지 0.25B씩 총 6개 단면($Z/B=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75$)을 설

정하여 각 지점에서 선회비를 측정 하였다. 측정된 데이터로부터 선회유동 해석 프로그램을 이용하여 유량계수 및 평균유량계수 그리고 무차원 리그스윈 및 선회비가 계산되었다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 흡입유동특성

흡기밸브를 지나는 유동은 흡기포트-밸브 및 밸브시트의 기하학적 형상 뿐만 아니라 밸브양정, 밸브위치 등에 많은 영향을 받으며, 밸브-포트 조합체의 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) 을 기준으로 하는 유량계수 (flow coefficient, C_f) 를 이용하였으며, 다음과 같이 정의된다.

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

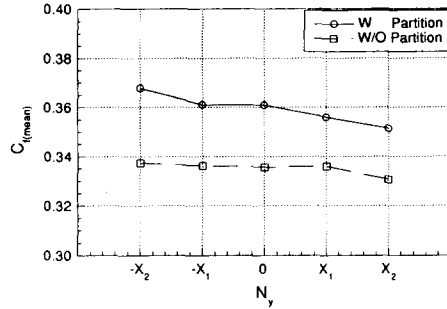
여기서, Q는 흡기 밸브를 통과하는 실제유량, A는 밸브 시트 내경을 기준으로 하는 면적 ($A = \pi D^2/4$) 이고 V_0 는 속도수두 이다.

또한 유량계수 (flow coefficient, C_f) 는 밸브양정에 따라 각각 다른 값을 가지므로 흡입행정동안의 흡입유동특성을 대표하는 무차원수를 정의할 필요가 있다. 밸브양정 (L/D)-유량계수 (C_f) 곡선의 평균에 해당하는 값을 평균유량계수 ($C_{f(mean)}$) 로 나타내며, 다음과 같이 정의된다.

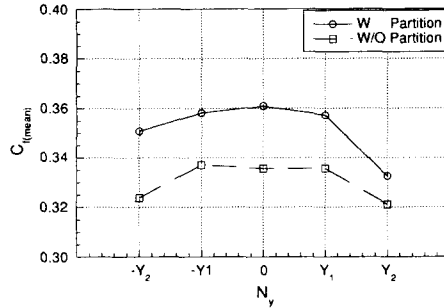
$$C_{f(mean)} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \quad (3)$$

여기서, α_1 는 흡기밸브 열림을, α_2 는 흡기밸브 닫힘을 의미하고 $d\alpha$ 는 흡기밸브 작동각을 의미한다.

Fig. 3은 두 흡기포트의 흡입유동특성을 알아보기 위하여 두 흡기밸브의 중심점을 X, Y 방향으로 움직였을 때, Z/B=1.75위치에서 측정된 평균유량계수를 $C_{f(mean)} = f(L/D)$ 관계로 나타낸 것이다. 또한 격막 유무가 실린더 헤드의 흡입유동특성에 끼치는 영향을 알아보기 위하여 격막이 있는 경우 (W Partition) 와 없는 경우 (W/O Partition) 를 합



(a) X-direction



(b) Y-direction

Fig. 3 Distributions of $C_{f(mean)}$ of with and without partition with N_y .

게 나타내었다. 그림에서 실선으로 표시된 것은 두 흡기밸브사이에 격막이 있는 경우이고, 점선으로 표시된 것은 격막이 없는 경우에 대한 것이다.

Fig. 3(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중심으로부터 X방향으로 움직였을 경우에 대한 것으로, (-)X방향으로 움직이는 것은 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우이다. 이와 반대로 (+)X방향은 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우이고, $N_y=0$ 은 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙에 위치하는 경우이다. 먼저, 두 흡기포트 사이에 격막이 설치되지 않고 서로 연결된 경우를 살펴보면, (-)X방향으로 접근함에 따라 비록 작은 범위이지만 평균유량계수가 증가하는 경향을 보여주고 있으며, (-)X₂에서 $C_{f(mean)} = 0.337$ 로 최대값을 나타내고 있다. 이와 반대로 흡기포트가 실린더 중심에서 (+)X₁으로 움직일 경우, 거의 동일한 수준을 유지하지만 (+)X₁에서 (+)X₂로 움직일 경우 감소하는 경향을 보여주고 있으며, (+)X₂에서 $C_{f(mean)} = 0.331$ 로 최소값을 나타내고 있어 최소값을 기준으로 최대값과 $C_{f(mean)} = 0.006$, 백분율로 1.8%의 차이를 나타내고 있다.

두 흡기포트가 격막으로 분리되어 있는 경우에 대해서 알아보면 실린더 중심으로부터 (+)X방향으로 움직일 때, 즉 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근할 경우 평균유량계수는 거의 선형적으로 감소하는 경향을 나타내고 있으며, (+)X₂에서 C_{f(mean)}=0.351로 최소값을 나타내고 있다. 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 (-)X방향으로 움직일 경우 유량계수는 증가 경향을 보이며, (-)X₂에서 C_{f(mean)}=0.368로 최대값을 나타내고 있어, 최대값과 최소값 사이에는 C_{f(mean)}=0.017, 백분율로는 약 5% 정도의 차이를 보임을 알 수 있다.

격막 유무에 대하여 알아보면, 전반적인 분포 경향에 있어서 격막이 있는 경우가 높은 평균유량계수 분포를 나타내고 있으며, (-)X₂ 위치에서 최대 9% 그리고 (+)X₂ 위치에서 최소 6%의 차이를 나타내고 있다. 그러나 두 흡기밸브 중심점의 위치에 따른 전반적인 분포경향은 격막 유무와 관계없이 거의 유사하게 나타나고 있다.

Fig. 3(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 먼저, 두 흡기포트가 서로 연결된 격막이 없는 경우를 살펴보면, 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중심 근처에 위치하는 (+)Y₁, 0, (-)Y₁의 경우 거의 일정한 분포를 나타내고 있으며, (-)Y₁에서 C_{f(mean)}=0.337로 가장 높은 분포를 나타내고 있다. 반면, 흡기포트가 실린더 벽쪽에 위치하는 (-)Y₂와 (+)Y₂에서 급격히 감소하여, 실린더 벽쪽에 위치하는 (+)Y₂에서 C_{f(mean)}=0.321로 가장 낮은 분포를 나타내고 있어 최대값과 C_{f(mean)}=0.015, 백분율로 5%의 차이를 나타내고 있다. 또한 두 흡기포트가 격막으로 분리된 경우, 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙에 있을 때, C_{f(mean)}=0.361로 최대값을 보이고 있다. 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 벽쪽으로 접근하는 (-)Y, (+)Y방향으로 움직일 경우, 감소하는 경향을 나타내고 있으며, (+)Y₂에서 C_{f(mean)}=0.332로 최소값을 나타내고 있어 최대값과 C_{f(mean)}=0.029, 백분율로 8.7%의 차이를 보이고 있다. 이와 같이 (+)Y₂, (-)Y₂에서 상대적으로 낮은 평균유량계수를 갖는 것은 두 흡기 밸브가 실린더 벽면에 너무 근접하여 밸브 출구영역의 유동저항이 증가되었기 때문으로 생각된다. 따라서 흡기밸브가 실린더 벽면 근처에 접근하면, 두 개의 흡기밸브를 갖는 4-밸브 실린더 헤드가 1개의 흡기밸브를 갖는

경우 보다 실린더 벽면에 의해 영향을 받는 밸브 출구 유동면적이 상대적으로 증가되기 때문에 흡기 밸브와 실린더 벽면 사이의 최소간극 설정시 이러한 효과가 반드시 고려되어야 함을 알 수 있다.

격막 유무에 대해서 알아보면, 격막이 있는 경우가 격막이 없는 경우보다 높은 평균유량계수분포를 나타내고 있으며, (-)Y₂에서 8.3%의 가장 큰 차이를 그리고 (+)Y₂에서 3.4%의 가장 적은 차이를 보이고 있다. 이와 같이 두 흡기포트가 서로 연결된 경우가 독립적으로 설치된 경우보다 상대적으로 낮은 평균유량계수 분포를 나타내는 것은, 각 흡기포트로 유입된 공기가 두 흡기포트의 연결 부분에서 서로 간섭을 일으켜, 격막이 설치되어 각각 독립된 유로를 갖는 경우보다 유동저항이 증가했기 때문으로 생각된다.

3.2 선회비 분포 특성

정상유동 시험에서 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화 하기 위해 다음 식으로 정의되는 무차원 리그스윙(non-dimensional rig swirl, N_r)을 이용하였다.

$$N_r = \frac{8H}{\dot{m}BV_o} \quad (4)$$

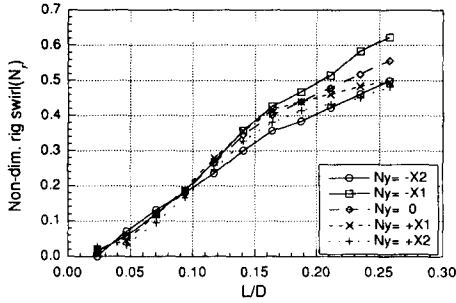
여기서, H는 Ricardo type으로 알려진 임펄스 스윙미터의 허니컴에 작용하는 각운동량이고 \dot{m} 는 허니컴을 통과하는 흡입질량유량이다.

또한, 흡기밸브 작동 구간동안 발생된 무차원 리그스윙의 대표값으로는 다음과 같이 정의되는 리카르도 선회비(Ricardo swirl ratio, R_s)를 이용하였다.

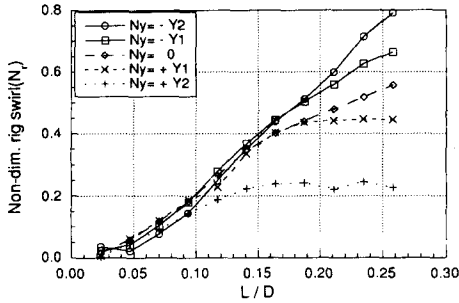
$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \eta_v \cdot L_a \cdot \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_f N_r da}{\left(\int_{a_1}^{a_2} C_f da \right)^2} \quad (5)$$

여기서, ω_c 는 흡기밸브 작동 구간동안 실린더 내로 흡입된 공기의 각속도이고, ω_e 는 엔진 각속도이다. 또한 L_a는 엔진형상계수(engine shape factor, L_a=BS/D²)이고, η_v 는 체적효율이다.

Fig. 4는 두 흡기포트사이에 격막이 없이(without partition) 서로 연결된 실린더 헤드의 선회유동특성을 알아보고자, 두 흡기밸브의 중심점을 Fig. 1에 도시된 X, Y방향으로 움직였을 때, Z/B=1.75위치에서 밸브 양정변화에 따라 측정된 무차원 리그 스윙(N_r)을 N_r=f(L/D)관계로 나타낸



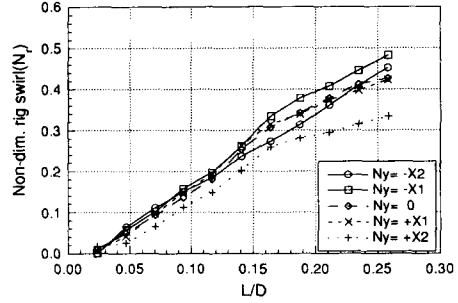
(a) X-direction (without partition)



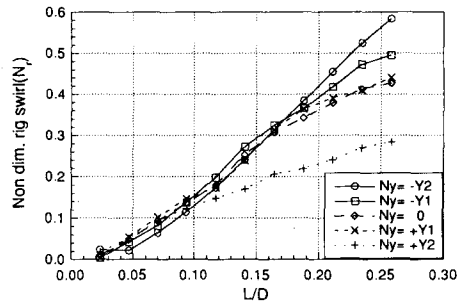
(b) Y-direction (without partition)

Fig. 4 Distributions of N_r with valve lift at $Z/B=1.75$

것이다. Fig. 4(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 $L/D=0.165$ 이후의 높은 밸브양정에서 가장 높은 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, (+)X₁ 위치에 위치할 때, 즉 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우에는 $L/D=0.165$ ($L=7$ mm) 근처를 기준으로 증가 기울기의 변곡점을 형성하는 것을 관찰할 수 있다. 이와 같이 증가 기울기가 변곡점을 형성하는 것은 유량계수의 감소로 인하여 실린더 내로 흡입되는 공기량의 감소와 더불어 흡입유량에 대한 각운동량 발생 비율 또한 감소했기 때문이다. Fig. 4(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 전반적인 분포양상에 있어서 X



(a) X-direction (with partition)



(b) Y-direction (with partition)

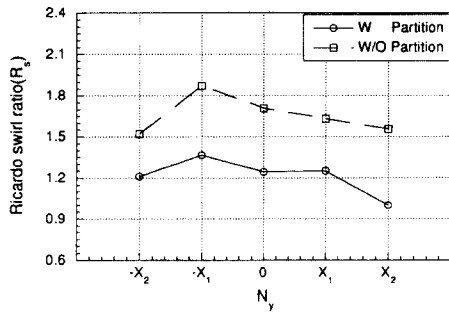
Fig. 5 Distributions of N_r with valve lift (L/D) at $Z/B=1.75$

방향과 다른 분포양상을 보여주고 있다. 두 흡기밸브의 중심점이 (-)Y₂, (-)Y₁ 위치에 있을 경우, 양정변화에 관계없이 거의 선형적인 증가 경향을 나타내고 있으며, $L/D=0.19$ ($L=8$ mm) 이상의 높은 양정에서는 (-)Y₂가 가장 높은 분포양상을 보여주고 있다. 그러나 (+)Y₁ 위치의 경우, $L/D=0.165$ ($L=7$ mm) 근처를 기준으로 급격한 증가 기울기의 변화를 보인 후 거의 일정한 분포양상을 보여주고 있다. 또한 두 흡기밸브가 실린더 벽면에 근접한 (+)Y₂ 위치에서는 $L/D=0.14$ ($L=6$ mm)에서 변곡점을 형성한 후 거의 일정한 분포를 나타내며 다른 위치와 비교해 볼 때 가장 낮은 분포를 보여주고 있다.

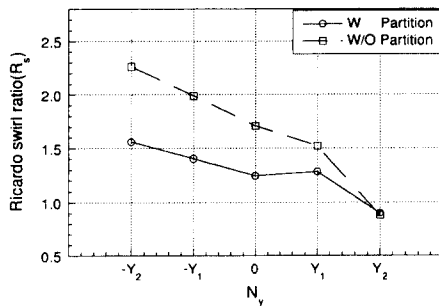
Fig. 5는 두 흡기포트가 격막으로 분리(with partition)된 실린더 헤드의 선회유동 발생정도를 알아보기 위하여 밸브 양정변화에 따라 측정된 무차원 리그스웰을 두 흡기밸브의 중심점의 위치에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 5(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 X방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 전반적인 분포 경향을 살펴보면, (-)X₁, (-)X₂ 위치에 두 흡기밸브의 중심점이 위치할 경

우, 변곡점을 형성하지 않고 양정증가와 더불어 거의 선형적인 증가 경향을 보여주고 있다. 반면에 실린더 중심과 (+)X₁, (+)X₂ 위치에 두 흡기밸브의 중심점이 위치할 경우, 밸브 양정증가와 더불어 선형적인 증가 경향을 보이다가 L/D=0.17 근처에서 변곡점을 형성한 후 다시 증가하는 양상을 보여주고 있다. 특히 (+)X₂ 위치에 두 흡기밸브의 중심점이 위치할 경우, 전 밸브양정에서 낮은 분포 특성을 나타내고 있어 이 위치에서 선회비의 저하가 예상된다. Fig. 5(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y 방향으로 움직일 경우에 대한 것이다. 두 흡기포트의 중심점이 (-)Y₁과 (-)Y₂에 위치할 경우 뚜렷한 변곡점을 형성하지 않으며, 특히 (-)Y₂ 위치의 경우 밸브양정이 증가함에 따라 거의 선형적인 증가 경향을 보여주고 있다. 그러나 (+)Y₂ 위치에 두 흡기밸브의 중심점이 위치할 경우, L/D=0.12 이후의 밸브양정에서 매우 낮은 분포 특성을 보여주고 있어 흡입유량에 대한 각운동량 발생 비율이 현저하게 저하함을 알 수 있다.

Fig. 6은 흡입행정동안 실린더 내로 흡입된 질량 유량에 대한 각운동량 발생 비율로 정의되는 리카



(a) X-direction



(b) Y-direction

Fig. 6 Distributions of R_s with N_y in case of with and without partition

르도 선회비(R_s)를 두 흡기밸브의 중심점의 위치와 격막 유무에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 6(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 X 방향으로 움직일 경우에 대한 것이다. 먼저 두 흡기포트 사이에 격막이 없는 경우에 대해서 알아보면, 두 흡기밸브의 중심점이 (+)X 방향으로 움직일 때, 즉 직접 흡기포트가 실린더 벽면으로부터 멀어지고 나선형 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근하는 경우, 선회비(R_s)는 거의 선형적으로 감소하는 양상을 보여주고 있다. 또한 (-)X 방향으로 움직일 때, 즉 직접 흡기포트가 실린더 벽으로 접근할 경우, 선회비(R_s)는 증가하여 (-)X₁에서 $R_s=1.872$ 로 최대값을 보인 후 다가 다시 감소하여 (-)X₂ 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. 또한, 격막이 있을 경우, (+)X 방향으로 중심점이 움직임에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있으며 (+)X₂ 위치에서 $R_s=0.988$ 로 가장 낮은 분포를 보여주고 있다. 또한 (-)X 방향으로 움직일 경우 (-)X₁ 위치에서 $R_s=1.366$ 로 최고값을 나타내, R_s 값으로 0.378, 백분율로 환산하면 최저값과 38.3%의 차이를 보이고 있다. 이와 같이 직접 흡기포트가 실린더 벽에 가장 가까이 근접한 (-)X₂ 위치에서 선회비의 급격한 감소는, 직접 흡기포트가 실린더 벽쪽으로 접근함에 따라 유량계수가 약간 증가하는 경향을 보이는 Fig. 3(a)를 고려해 볼 때, 흡입유량 감소로 인한 무차원 리그스웰(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.

격막 유무에 따른 분포특성에서 격막이 없는 경우가 격막이 있는 경우보다 높은 선회비 분포특성을 나타내고 있으며, (+)X₂ 위치에서 최대 55.8%의 차이를 나타내고 있으며, (-)X₂ 위치에서 최소 25.6%의 차이를 나타내고 있지만 전반적인 분포 경향에 있어서는 거의 유사한 양상을 나타내고 있다.

Fig. 6(b)는 두 흡기밸브의 중심점이 Y 방향으로 움직이는 경우에 대한 것이다. 먼저 격막이 없이 두 흡기포트가 연결된 경우, X 방향의 변화 양상과는 달리 실린더 중심에서 (-)Y 방향으로 움직일

경우, 거의 선형적인 증가 경향을 그리고 (+)Y로 움직일 경우 감소 경향을 뚜렷하게 나타내고 있으며, (-)Y₂에서 R_s=2.260으로 최대값을 나타내고 있다. 이것을 중심 위치의 R_s=1.709와 비교하여 보면 R_s로 0.551, 이것을 백분율로 나타내면 약 32.2%가 증가한 것이다. 또한 (+)Y₂에서 R_s=0.879로 최소값을 나타내고 있으며, 이것을 중심 위치와 비교하여 보면 R_s 값으로 0.83, 백분율로는 48.5% 감소한 것이다. 따라서 최대값을 나타내는 (-)Y₂와 최소값을 나타내는 (+)Y₂사이의 변화량을 알아보면 R_s로 1.381, 백분율로는 최소값을 기준으로 했을 때, 약 157%의 차이를 보이고 있다.

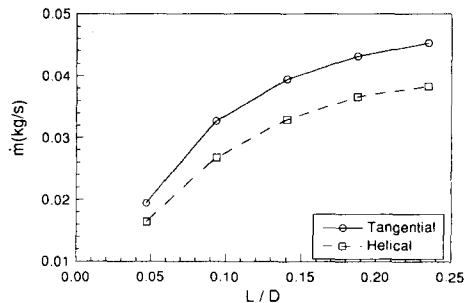
두 흡기포트 사이에 격막이 있는 경우에 대해 알아보면, 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중심에서 (+)Y방향으로 움직임에 따라 선회비는 감소하는 양상을 보여주고 있으며, (+)Y₂에서 R_t=0.879로 최저값을 나타내고 있다. 이와 반대로 두 흡기밸브의 중심점이 (-)Y방향으로 움직일 경우 거의 선형적인 증가 경향을 보여주고 있으며, (+)Y₂에서 R_s=1.560으로 최고값을 나타내고 있어 최고값과 최저값 사이에는 R_s=0.681, 백분율로 최대 74%의 차이를 나타내고 있다. 이와 같이 (-)Y방향으로 두 흡기밸브의 중심점이 움직임에 따라 선회비가 거의 선형적으로 증가하는 양상을 보여주는 것은, 나선형 흡기포트와 직접 흡기포트의 위치가 흡기포트를 빠져나온 흡입공기가 실린더 벽과 충돌하여 밸브 이후 성분 발달에 유리한 위치이기 때문으로 생각된다.

격막 유무에 대하여 알아보면, 격막이 없는 경우가 격막이 있는 경우보다 높은 선회비 분포양상을 보여주고 있으며, (+)Y₂에서 최소 3.5%를 그리고 (-)Y₂에서 최대 45%의 차이를 나타내고 있다.

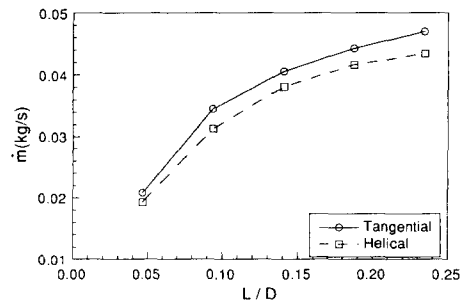
Fig. 3~Fig. 6에서 두 흡기포트의 흡입유동 특성과 이에 따른 선회발생정도를 살펴보았다. 그러나 이러한 결과는 두 흡기포트의 상호작용의 결과로서, 실린더 내 선회유동장에 끼치는 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 영향을 구분하기가 곤란하다. 또한 Fig. 3의 두 흡기밸브의 중심점의 위치변화에 따른 평균유량계수(C_{f(mean)}) 고찰에서, 중심점이 X, Y방향으로 변화할 때, 격막이 있는 경우가 격막이 없는 경우보다 높은 평균유량계수를 나타내는 것은 각 흡기포트를 통과하는 질량유량이

두 흡기포트사이의 격막유무에 따라 서로 다름을 의미하는 것이다. 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 1/1000 mmH₂O까지 측정 가능한 디지털 마이크로 마노미터(digital micro manometer)를 이용하였으며, 데이터는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에서 평균처리 되었다.

Fig. 7은 나선형 흡기포트와 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량을 알아보기 위하여 두 흡기포트의 출구에 유량계를 각각 설치하고, 350 mmH₂O의 동일한 흡입압력을 동시에 작용시켰을 때, 각 흡기포트를 통과한 질량유량을 밸브 양정변화에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 7(a)는 두 흡기포트가 서로 연결된 경우에 대한 것으로, 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트를 통과하는 질량유량보다 많으며, 양정이 증가할수록 그 차이가 점



(a) Without partition



(b) With partition

Fig. 7 Distribution of mass flowrate through the each intake port with valve lift.

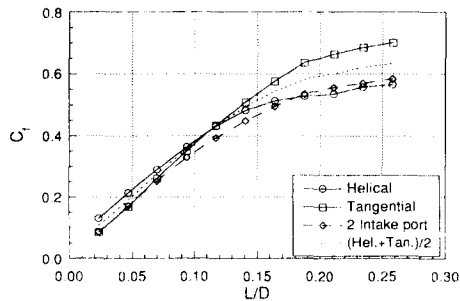
점 커짐을 알 수 있다. 이와 같이 두 흡기포트를 통과하는 질량유량이 서로 다른 것은 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 기하학적 형상 때문으로, 이것을 정량적으로 살펴보면 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트보다 약 19%정도 많이 통과하는 것으로 나타났다. Fig. 7(b)는 두 흡기포트가 격막으로 서로 분리된 경우에 대한 것이다. Fig. 7(a)와 비교해 볼 때, 전반적인 분포경향은 유사하지만 두 흡기포트를 통과하는 질량유량의 차이는 상대적으로 작음을 알 수 있다. 두 흡기포트를 통과하는 질량유량의 차이를 정량적으로 알아보면 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트보다 7.7%정도 많이 통과함을 알 수 있다.

격막 유무에 따른 특성을 Fig. 3의 평균유량계수 분포와 함께 고려해 보면, 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 더 많은 것은 두 흡기포트의 기하학적 형상에 따른 유동저항의 차이로 인하여 나선형 흡기포트로 유입된 흡입공기 중 일부분이 두 흡기포트가 서로 연결된 부분을 통하여 직접 흡기포트 쪽으로 유입되었다고 생각할 수 있으며, 이 때 격막 근처에서 유동손실이 발생하여 격막 있는 경우보다 격막이 없이 두 흡기포트가 연결된 경우가 작은 질량유량을 통과시키는 것으로 생각된다. 또한 Fig. 6에서 격막이 없이 두 흡기포트가 서로 연결된 경우가 더 높은 선회비 분포 특성을 나타내는 것은 나선형 흡기포트를 통과하는 흡입공기중 일부분이 직접 흡기포트쪽으로 유입되어 실린더 축을 중심으로 하는 각운동량발생이 촉진되었기 때문으로 생각된다. 이와같이 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 발생 구조 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

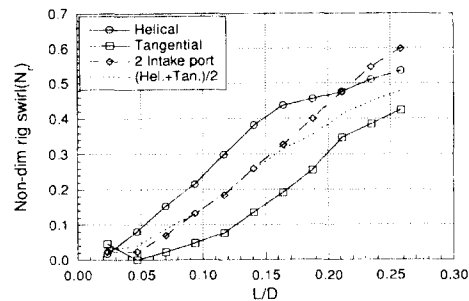
있다.

Fig. 8은 두 흡기포트가 격막으로 분리되고 실제 위치에 놓여 있을 때, 두 흡기포트에 의해 형성되는 실린더 내 선회유동 특성에 끼치는 각 흡기포트의 영향을 알아보기 위하여 두 흡기포트를 동시에 개방했을 때, 그리고 직접 흡기포트 및 나선형 흡기포트 각각 한 개씩 개방했을 경우 양정변화에 따른 유량계수 및 무차원 리그스웰 분포를 각각의 경우에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 점선으로 표시된 것은 직접흡기포트와 나선형 흡기포트의 평균값을 나타낸 것이다.

Fig. 8(a)는 양정변화에 따른 유량계수분포를 나타낸 것으로, 유량계수는 주어진 압력차를 근거로 하는 이론유량에 대한 실제 흡입유량의 비로 정의되기 때문에 두 흡기밸브를 동시에 열었을 경우, 두 흡기밸브의 간섭이 없다고 생각하면 각 흡기포트의 유량계수의 평균값이 될 것이다. 그러나 Fig. 8(a)를 살펴보면 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 유량계수 분포는 $L/D=0.11$ 이하의 낮은 양정에서는 나선형 흡기포트가 다소 높은 분포양상을 나타내지만, 그 이후의 높은 밸브양정에서는 직접



(a) C_t



(b) N_s

Fig. 8 Distributions of C_t and N_s of various intake ports with valve lift (L/D)

흡기포트가 높은 분포양상을 보이고 있어 두 흡기포트 사이에 많은 차이가 존재함을 알 수 있다. 여기에서 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 출구 유동면적을 결정 짓는 흡기밸브의 크기는 서로 동일하기 때문에 유량계수가 크다는 것은 곧 흡입 질량유량이 크다는 것을 의미한다. 또한 각 흡기밸브의 유량계수의 평균값보다 두 흡기밸브를 동시에 열었을 경우의 유량계수가 낮게 나타내고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 차이는 두 흡기밸브를 동시에 열었을 경우 발생하는 흡입분류의 충돌 등을 포함한 유동손실로 생각할 수 있으며, 이러한 두 흡기밸브의 손실값을 평균유량계수로 나타내면 $C_{f(\text{mean})}=0.035$ 임을 알 수 있다.

Fig. 8(b)는 밸브 양정변화에 대한 무차원 리그스윙 분포를 각각의 경우에 대하여 나타낸 것이다. 무차원 리그스윙 (N_r)은 실린더 내로 흡입되는 질량유량에 대한 각운동량의 발생 비율로 식 (4)와 같이 정의된다. 따라서, 두 흡기밸브를 동시에 개방했을 경우, 각 흡기포트의 간섭에 의한 영향이 없다고 생각하면, 실린더 내에 형성되는 각운동량은 각 흡기포트에 의해 발생된 각운동량의 합이 될 것이다. 또한 무차원 리그스윙 (N_r)은 두 흡기밸브를 동시에 개방했을 경우, 동일한 공기가 실린더 내로 흡입되고 각 흡기포트의 간섭에 의한 영향이 없다고 생각하면, 두 흡기밸브에 의해 형성되는 무차원 리그스윙의 평균값이 될 것이다. 직접 흡기포트와 나선형 흡기포트의 무차원 리그스윙의 분포특성을 살펴보면, 나선형 흡기포트에 의해 생성되는 무차원 리그스윙 값이 낮은 밸브양정과 중간 밸브양정에서 월등하게 높은 값을 나타내고 있다. 반면 직접 흡기포트는 흡입유량이 작은 낮은 밸브양정에서는 상대적으로 작은 값의 무차원 리그스윙 분포를 나타내다가 흡입유량이 증가하는 중·고 밸브양정에서 증가된 분포특성을 보이고 있다. 이와 같이 중·고 밸브양정에서 흡입유량이 상대적으로 적은 나선형 흡기포트가 전체 밸브 양정에서 높은 무차원 리그스윙 분포특성을 나타내는 것은 나선형 흡기포트의 기하학적 형상이 흡입유량에 대한 각운동량 발생 비율이 높도록 되어 있으며, 나선형 흡기포트를 빠져나온 흡입공기가 실린더 벽과 충돌하여 실린더 축을 중심으로 하는 회전유동을 생성하기에 유리한 위치에 있기 때문으로 생각된다. 또한 두 흡기밸브를 동시에 열었을 경우, $L/D=0.14$ ($L=6$ mm)까지는 그림에서 점선으로 표시된 각 흡기포

트의 무차원 리그스윙의 평균값에 거의 근접한 분포양상을 나타내다가 그 이후의 밸브양정에서는 평균값보다 상당히 증가된 분포 특성을 나타내고 있다. 이러한 분포특성은 Fig. 8(a)에서 두 흡기밸브를 동시에 열었을 경우, 두 흡기밸브의 간섭으로 인하여 실린더 내로의 흡입유량은 각 흡기밸브를 통과하는 흡입유량의 합보다 작게 유입되는 것을 고려해 볼 때, 흡입유량이 감소했음에도 불구하고 흡입유량에 대한 각운동량의 발생 비율이 증가했음을 나타내는 것이다. 이것은 두 흡기포트를 통과한 흡입 분류가 충돌 후 새로운 집단(bulk motion) 유동의 선회유동장을 형성함을 의미하는 것이다. 따라서 두 흡기밸브를 동시에 개방했을 경우, 무차원 리그스윙 (N_r) 분포는, 각 흡기포트의 무차원 리그스윙 분포로부터 예측될 수 없으며, 실린더 내에 형성되는 선회유동장 또한 각 흡기포트에 의해 형성되는 유동특성과 상당히 달라짐을 짐작할 수 있다.

Fig. 9는 두 흡기밸브 사이의 격막 유무가 흡입 및 선회 유동특성에 끼치는 영향을 알아보기 위하여 두 흡기포트가 실제 위치에 있을 때, 밸브 양정변화에 따라 측정된 유량계수와 무차원 리그스윙을 격막 유무에 대하여 나타낸 것이다. 먼저, 유량계수 분포에 있어서 격막이 있는 경우가 $C_{f(\text{mean})}=0.362$, 격막이 없는 경우가 $C_{f(\text{mean})}=0.328$ 로 격막이 있는 경우가 $C_{f(\text{mean})}=0.034$, 백분율로 약 10.4% 높은 값을 나타내고 있다. 무차원 리그스윙 분포를 살펴보면, 전 밸브양정에 걸쳐 격막이 없이 두 흡기밸브가 서로 연결되어 있는 경우가 높은 분포양상을 보여주고 있다. 이것을 리카르도 선회비로 알아보면, 격막이 있는 경우가 $R_s=1.569$, 격막이 없는 경우가 $R_s=2.422$ 로 격막이 없는 경우가 $R_s=0.826$, 백분율로 약 54%정도 높은 값을

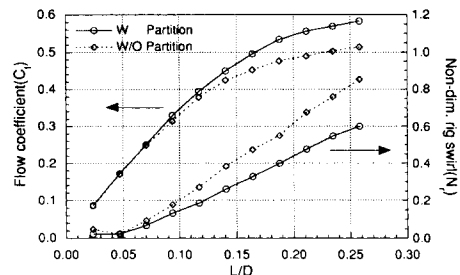


Fig. 9 Distributions of C_f and N_r with (L/D) in case of with and without partition

나타내고 있다. 따라서 격막이 있는 경우, 유량계 수는 증가하지만 이와 반대로 선회비는 감소하는 경향을 보임을 알 수 있다.

3.3 축방향 거리변화에 따른 선회감쇄 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, Tanabe⁽⁷⁾ 등은 작동 엔진의 실린더 내 선회유동장과 정상 유동 실험결과 사이에 상관관계가 있음을 실험적으로 밝힌바 있다. 그러나 이와 같은 상관관계를 보다 정량적으로 규명하기 위해서는 실린더 내에 형성된 선회유동이 흡입행정과 압축행정동안 겪게되는 변형과 감쇄과정을 명확히 밝혀야 한다. 일반적으로 흡입과정시 생성된 선회유동은 피스톤 하강과 함께 실린더 벽면과의 마찰 작용을 겪게되며, 피스톤이 하사점에서 상사점으로 움직일 경우 실린더 벽면 뿐만 아니라 피스톤 헤드와의 마찰로 인하여 감쇄되고 변형을 겪게된다. 또한 압축과정시 연소실험상에 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, Uzkan⁽³⁾ 등은 흡기포트의 정상 유동 실험에서 각 운동량플럭스를 계측 할 경우 반드시 벽면 마찰(wall friction) 효과를 고려하여야 하며, Z/B=1.0마다 각운동량플럭스의 감쇄 정도는 약 10%임을 실험적으로 밝힌 바 있다. 또한 실린더 헤드 표면과의 마찰작용으로 인한 각운동량플럭스의 감쇄 효과는 실린더 벽면에 의한 영향과 비교하여 불 대 상대적으로 작음을 밝힌 바 있다. 따라서 감쇄 과정에 영향을 끼치는 각 인자의 영향을 정량적으로 계산할 수 있다면, 압축 말기에 실린더 내에 존재하는 선회유동장의 크기는 정상 유동 실험결과로부터 예측될 수 있다. 실린더 내 선회감쇄 예측에 관한 연구는 Gale,⁽¹⁾ Fitzgeorge⁽⁸⁾ 및 Davis⁽⁹⁾ 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 있

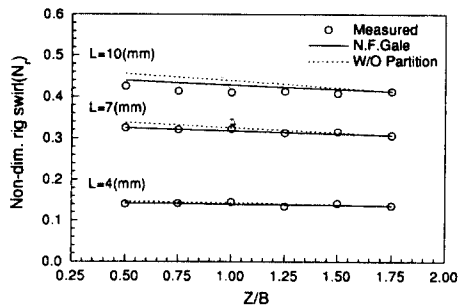
다. 본 연구에서는 정상유동시험에서 벽면 마찰효과를 고려한 Gale이 제안한 식 (6)을 이용하여 실험결과와 비교 분석하였다.

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

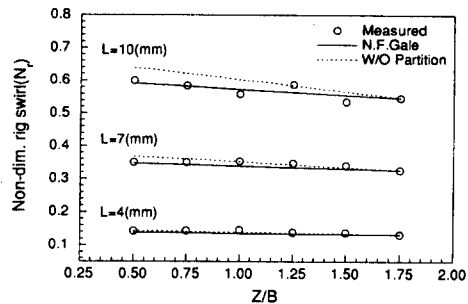
$$\text{여기서, } k_1 = \frac{0.074\pi}{2.5Q} \cdot V_o^{1.8} \cdot \left(\frac{B}{V_o}\right) \left(\frac{\rho\pi B}{2\mu}\right)^{-1/5},$$

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

Fig. 10은 축방향 거리 변화에 따른 선회 감쇄 정도를 알아보기 위하여 실린더 직경의 0.5배 되는 지점부터 0.25B씩 1.75B까지 6단면에 대하여 측정된 무차원 리그스윙(N_r)을 L=4mm, 7mm, 10mm에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 부호 "o"는 측정값을 나타내고, 실선은 Gale⁽¹⁾의 식을 이용하여 Z/B=1.75의 N_r 값으로부터 예측된 값을 나타낸 것이다. 또한 점선으로 표시된 것은 두 흡기밸브 사이에 격막이 없는 경우의 감쇄기울기와 비교하기 위하여, Z/B=1.75의 N_r 값으로부터 예측된 1차식을 Z/B=1.75의 위치에서 격막이 있는 경우의 N_r 값과 같도록 조정하여 나타낸 것이다. Fig. 10(a)는 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙에 있는 경우에 대한 것으로서 축방향 거리가 증가함



(a) Center position



(b) Real position

Fig. 10 Reduction of N_r with (Z/B) in case of with and without partition

에 따라 무차원 리그 스윙값의 감소 경향은 Gale 이 제시한 식과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 격막 유무에 따른 감쇄정도를 알아보면, 선회비가 높은 격막이 없는 경우의 감쇄정도가 격막이 있는 경우보다 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig. 10(b)는 두 흡기밸브가 실제 위치에 있는 경우로, 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙에 있을 경우보다 감쇄정도가 상대적으로 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 양정이 비교적 높은 $L=10\text{ mm}$ 의 경우, 양정이 작은 경우보다 다소 분포정도가 산만해 지려는 경향을 나타내고 있지만 Gale 의 계산 결과와 비교적 잘 일치하고 있다. 이것으로부터 1개의 나선형 흡기포트를 갖는 경우에 대하여 유도된 Gale의 식을 4밸브 실린더 헤드의 선회 감쇄를 예측하는데도 확대 적용할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 축방향 거리 변화에 따른 선회비(R_s)의 감쇄정도를 알아보기 위하여 축방향 거리변화에 따라 측정된 선회비를 흡기포트 격막 유무와 두 흡기밸브의 중심점이 실린더 중앙에 있을 경우와 실제 위치에 있을 경우에 대하여 나타낸 것이다. 격막 유무와 관계없이 실린더 중앙에 있을 때보다 실제 위치에 있을 경우 선회비 분포가 높게 나타나고 있으며, 감쇄정도 또한 크게 나타나고 있다. 격막 유무에 따른 감쇄정도에서 격막이 없는 경우가 실린더 중앙과 실제 위치 모두에서 높게 나타나고 있다. 이상의 흡기포트위치와 격막 유무에 따른 감쇄 기울기의 정도를 표로 나타내면 다음과 같다.

Port partition	N_y	
	0	0.453
Without partition	-0.093	-0.208
With partition	-0.065	-0.150

3.4 흡기포트 형상에 따른 실린더 내 선회비 분포특성

Fig. 12는 흡기포트 형상에 따른 선회유동특성을 알아보기 위하여 밸브 양정변화에 따라 측정된 무차원 리그스윙(N_r)을 Monaghan과 Pettifer⁽²⁾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 이

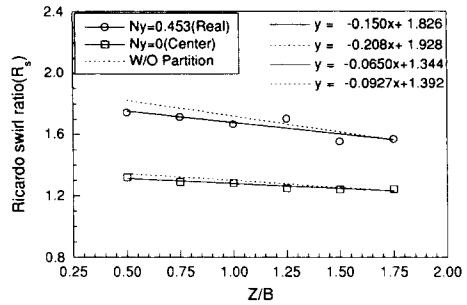


Fig. 11 Reduction of Ricardo swirl ratio(R_s) in case of with and without partition with axial distance(Z/B)

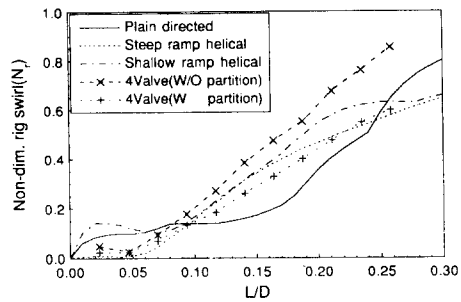


Fig. 12 Comparisons of N_r of various intake ports with valve lift

상 증가 경향을 갖지 못하고 상대적으로 낮은 분포를 나타내고 있다. 격막이 없이 두 흡기포트가 서로 연결된 경우, 낮은 밸브양정에서는 steep ramp helical 포트와 유사한 분포 특성을 나타내고 있다. 그러나 중·고 밸브양정에서는 shallow ramp helical 포트와 유사한 분포 특성을 나타내지만 $L/D=0.20$ 이상의 높은 밸브 양정에서는 plain directed와 같이 계속 증가하는 경향을 보여주고 있다. 반면, 격막이 있는 경우는 전체 밸브 양정에 걸쳐 steep ramp helical 흡기포트와 유사한 분포 특성을 보여주고 있다.

4. 결론

4밸브 실린더 헤드의 두 흡기포트에 의해 형성된 실린더 내 선회유동장의 선회비 특성을 임펄스 스윙미터(impulse swirl meter)를 이용하여 조사한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 4밸브 실린더 헤드의 선회비(R_s) 특성은 흡기포트 편심 정도에 많은 영향을 받으며, 격막으로

두 흡기포트가 분리된 경우가 격막이 없이 서로 연결된 경우보다, X방향으로 움직일 때 최대 55.8%, Y방향으로 움직일 때 최대 45%의 높은 분포를 나타냈다.

(2) 직접 흡기포트를 통과하는 질량유량이 나선형 흡기포트를 통과하는 질량유량보다 많으며, 격막이 없이 두 흡기포트가 연결된 경우 약 19%정도, 두 흡기포트가 격막으로 서로 분리된 경우 7.7%정도 더 많이 통과함을 알 수 있다.

(3) 4밸브 실린더 헤드의 흡기포트 격막 유무는 흡입유동특성 및 선회비 특성에 많은 영향을 끼치며, 실제 위치에서 평균유량계수($C_{f(\text{mean})}$)는 격막이 있는 경우가 10.4% 높은 값을 나타냈으며, 선회비(R_s)는 격막이 없는 경우가 약 54%정도 높은 값을 나타냈다.

(4) 두 흡기밸브를 동시에 개방했을 경우의 평균유량계수는 흡입분류의 충돌 손실 등으로 인하여 각 흡기포트의 평균값보다 작으며, 손실값은 $C_{f(\text{mean})}=0.035$ 로 나타났다. 또한 높은 밸브양정에서 무차원 리그스윙(N_r) 분포는 각 흡기포트의 평균값보다 크게 나타났으며, 각 흡기포트의 무차원 리그스윙 분포로부터 예측될 수 없음을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Gale, N. F., 1990, "Diesel Engine Cylinder Head Design: The Compromises and the Techniques," *SAE* 900100.
- (2) Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., 1981, "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions," *SAE* 810255.
- (3) Uzkan, T., Borgnake, C. and Morel, T., 1983, "Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port," *SAE* 830266.
- (4) Stone, C. R., Ladommatos, N., 1992, "The Measurement and Analysis of Swirl Flow in Steady Flow," *SAE* 921642.
- (5) 조래희, 김덕출, 정동수, 우석근, 1995, "4밸브 디젤엔진의 스윙형 흡기포트 구조 차이에 따른 정상상태 유동특성 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 328~333.
- (6) Tippelmann, G., 1977, "A New Method of Investigation of Swirl Ports," *SAE* 770404.
- (7) Tanabe, S., Hamamoto, Y. and Ohigashi, S., 1978, "Swirl in a Four-Stroke Cycle Engine Cylinder," *Bulletin of the JSME*, Vol. 21, No. 152.
- (8) Fitzgeorge, D. and Allison, J. L., "Air Swirl in a Road Vehicle Diesel Engine," *Proc. IMechE*, No. 4, pp. 151~168.
- (9) 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.

(1) Gale, N. F., 1990, "Diesel Engine Cylinder