

<기술논문>

나선형 흡기포트의 선회유동 특성에 관한 실험적 연구

이지근* · 유경원** · 강신재*** · 노병준***

(1995년 9월 22일 접수)

An Experimental Study on the Swirl Flow Characteristics of a Helical Intake Port

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

Key Words : Swirl Flow(선회유동), Reverse Flow(역류유동), Angular Momentum(각운동량), Helical Intake Port(나선형 흡기포트), Valve Eccentricity Ratio(밸브 편심율), LDA(Laser Doppler Anemometry)

Abstract

This experimental study was mainly investigated on the swirl flow characteristics in the cylinder generated by a helical intake port. LDA system was used for the measurement of in-cylinder velocity fields. Tangential and axial velocity profiles, with varying valve lifts, valve eccentricity ratios and axial distance, were measured. When the intake valve was set in the cylinder center, we could find that in-cylinder swirl flow fields were composed of a forced vortex motion and a free vortex motion in the vicinity of the cylinder center and the cylinder wall respectively. In case of valve eccentricity ratio, $N_y=0.45$, the vortex flow which rotates to the opposite direction of a main rotating flow in the cylinder was found. And the reverse flow toward the cylinder head surface was also found in axial velocity profile and it showed the tendency of the linear decrease in the region of $0 \leq Y/B \leq 1.2$.

기 호 설 명

B	: 실린더 내경(124mm)	R_c	: 실린더 반경(62mm)
D	: 밸브직경(inner valve diameter) (51mm)	V_a	: 축방향 속도(axial velocity)
D_o	: 밸브헤드직경(valve head diameter) (54 mm)	V_o	: 속도(velocity)
e	: 편심거리	V_t	: 접선 속도(tangential velocity)
H	: 각운동량 플럭스(angular momentum flux)	X	: 실린더 축에 수직한 단면의 수평방향
L	: 밸브양정(valve lift)	Y	: 실린더 축 방향
N_y	: 밸브편심율(valve eccentricity ratio)		
r	: 실린더 축 중심으로부터 반경방향 거리		

1. 서 론

직접분사식 디젤기관의 성능과 배기가스 문제에 영향을 주는 실린더 내 연소장은 크게 연료분사계와 흡입공기 유동계 두 가지에 의해 결정된다. 즉, 분사율, 분사시기, 분사기간 및 분무형태와 같은

*회원, 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

**국방과학연구소

***회원, 전북대학교 기계공학부

분사계 특성과 선회유동, 스퀴시, 난류와 같은 공기 유동특성에 의해 연소형태가 결정된다. 이러한 복잡한 연소형태를 기관특성에 맞게 조정한다는 것은 대단히 어려운 문제로서, 이것은 연소실 형상과 더불어 분무된 연료의 액적크기 분포, 분무선단 길이 및 분무각을 포함하는 분무특성 그리고 흡기계의 형상이 연료와 공기의 혼합조건에 큰 영향을 끼치며, 연료가 액체상태로 연소실 내로 들어와 분무 과정을 통하여 증발되어 가연한계에 도달해야만 연소가 가능하기 때문이다.

이와 같은 문제를 해결하기 위한 방법 중 하나로 흡입공기 유동계에 있어서, 흡기포트 형상 설계로 연소실내에서 공기의 선회를 발생시키므로써 연료와 공기의 혼합을 촉진시키는 방법이 많이 이용되고 있다. 실린더 내에 선회유동은 압축과정동안 소멸되지 않음으로써 난류 증가 뿐만 아니라 연료와 공기와의 혼합속도 및 연소반응속도를 증대시킬 수 있다. 그러나 선회유동이 너무 강하면 연소가스가 인근 분무에 겹쳐 연소를 방해하고 실린더 벽면으로의 냉각손실이 증대하므로, 흡입과정시 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.^(1,2)

직접 분사식 디젤기관에 폭넓게 적용되는 나선형 포트에 의해 생성되는 선회유동은 나선형 포트의 나선 부분을 통과하면서 밸브 축을 중심으로 각운동량 플럭스가 생성된 후 밸브로부터 방출되어 실린더내로 유입된다. 또한 실린더내로 유입된 작동유체의 선회유동은 실린더 축을 중심으로 계속 발달되어, 결국 실린더내에 형성되는 선회유동은 밸브 축을 중심으로 밸브 이전에서 형성된 밸브이전(pre-valve) 성분과 실린더 축을 중심으로 밸브 이후에 형성된 밸브이후(post-valve) 성분의 혼합으로 생각할 수 있다. 따라서 실린더 내 선회유동을 평가하는데는 나선형 흡기포트의 기하학적 형상과 밸브 편심율의 영향을 각각 고려하여야 한다. 일반적으로 헬리컬 포트는 낮은 양정과 중간 양정에서 높은 스웰을 일으키며, 많은 공간을 차지하지 않고 실린더헤드의 냉각계통에도 간섭하지 않는다.⁽³⁾ 또한 포트의 나선부분에 의한 비율이 상대적으로 높기 때문에 실린더헤드의 편심정도와는 다소 무관

하다. 게다가 헬리컬 포트에 의해 생성된 선회유동은 압축과정동안 실린더내에 더 많은 유동을 야기시켜 넓은 엔진운전 속도범위에서 좀더 양호한 성능과, 동등한 스웰 수준에서 높은 유량계수를 나타내는 경향이 있어 현재 많은 연구가 행해지고 있다.^(4,5)

이에 따른 관련 연구동향으로 Kajiyama⁽⁶⁾ 등은 D. I. 디젤엔진의 흡기포트에 의해 발생된 실린더 내 선회유동을 LDA를 이용하여 측정된 결과, 실린더 내 선회유동 구조는 (A) 흡기밸브 축을 중심으로 하는 흡입유동의 각운동량 성분, (B) 실린더 축을 중심으로 하는 흡입유동의 각운동량 성분, 그리고 (C) 흡입된 공기가 실린더 벽에 충돌한 후, 실린더 벽을 따라 회전함으로써 형성되는 실린더축을 중심으로 하는 각운동량 성분으로 구성되어 있으며, 실린더 헤드로부터 멀어질수록 실린더 내에 형성되는 각운동량은 (A), (B), (C) 순으로 영향을 받음을 실험적으로 규명한 바가 있다. Arcoumanis⁽¹⁾ 등은 축대칭 모델엔진의 정상 및 비정상유동 실험에서 실린더 내에 형성된 선회유동장의 선회중심 이동을 LDA를 이용하여 조사하였다. 그들은 정상유동에서 선회중심의 이동 및 유지는 실린더 축을 따라 형성되는 역류유동에 기인하며, 실린더 축 아래방향의 유동불안정성은 선회중심의 나선운동을 일으킨다. 또한 200rpm의 모델엔진에서 선회중심의 이동과 관련된 특성주파수는 엔진회전주파수(3.3Hz)의 약 5배인 16Hz임을 실험적으로 규명한 바가 있다. Uzkan⁽⁵⁾ 등은 고선회(high swirl) 흡기포트에 의해 생성되는 선회유동에 대하여, 열선유속계를 이용한 유동계측 및 유동가시화 등을 포함한 다각적인 연구를 통하여 흡기밸브 출구주변에 형성되는 방출속도의 불균일특성은 실린더 내 선회유동장에 두개의 비대칭 와도(vortex)를 발생시키고, 두 와도의 상대적인 크기는 유동의 비대칭 정도에 의존하며 결국 큰 와도에 의해 압도되는 경향을 나타냄을 밝힌 바가 있다. Coghe⁽⁴⁾ 등은 접선형 및 나선형 흡기포트에 의해 형성된 실린더 내 유동장을 정상유동 상태에서 LDA를 이용하여 조사한 결과, 나선형 흡기포트에 의해 형성된 유동은 질서 있는 선회유동인 반면, 접선형 흡기포트에 의해 형성된 실린더 내 유동은 무질서한 선회유동장을 형성함을 밝혔다. 그러나 축방향 속도는 매우 유사한 분포를 보여주고 있으며, 밸브아래에 형성되는 재순환영역은 흡기포트의 기하학적 형상

보다는 밸브편심율 및 양정변화에 더 많은 영향을 받음을 실험적으로 밝힌 바가 있다.

본 연구에서는 나선형 흡기포트에 의해 실린더내에 형성되는 유동장의 선회유동특성을 고찰하고자 LDA를 이용하여 밸브양정, 밸브편심율 및 축방향 거리변화에 따라 접선 및 축방향 평균속도 분포를 측정 분석하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

2.1 실험엔진 사양

실험은 현재 상용되고 있는 배기량 9.42l의 직렬 6기통 직접분사식 디젤엔진을 대상으로 하였으며, 주요 사양을 Table 1에 나타내었다.

흡기포트는 직접분사식 디젤기관에 폭넓게 쓰이고 있는 나선형 흡기포트로서 Fig. 1과 같은 기하학적 형상을 갖고 있다. 밸브중심을 기준으로한 중심선과 포트입구를 기준으로한 중심선은 7mm의 편심을 갖는다. 이러한 편심정도는 밸브축을 중심으로 발달하는 각운동량을 지배하는 인자로 알려져 있다.⁽³⁾ 또한 흡기포트의 포트경사각은 대략 28°이며 포트입구 중심선까지의 높이는 50 mm이다.

Fig. 2는 실험에 이용된 흡기밸브-시트의 상세도로서 30°의 시트각과 2중 필렛반경 R10, R40을 갖고 있다. 밸브시트는 아래부분에 30° 그리고 위부분에 60°의 이중 시트각을 갖고 있어 본 연구에서는 30°를 밸브 시트각으로 정의하였다. 시트 윗부분은 밸브로 유입되는 유동이 밸브시트각을 따를 수 있도록 곡률 R8.5를 갖고서 포트벽으로부터 돌출된 형태를 갖는 비교적 원활한 유동이 형성되도록 설계되어있다.

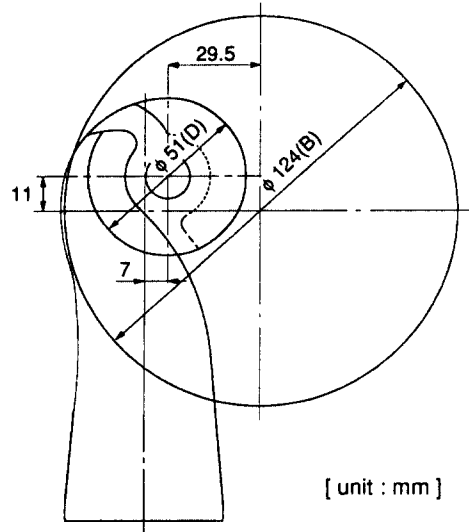


Fig. 1 Schematics of helical intake port used for experiment

록 설계되어있다.

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

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

여기서, e 는 밸브축과 실린더 중심축 사이의 편심거리, B 는 실린더 직경, 그리고 D_o 는 밸브헤드 직경이다. 본 실험에 이용된 흡기포트-밸브의 실제 위치는 Fig. 1에서와 같이 편심거리(e)가 31.5(mm) 그리고 편심율(N_y)이 0.45인 위치에 설

Table 1 Specification of test engine

Item	Specification
Engine type	6-cylinder, in-line, direct injection
Bore×stroke	124×130
Displacement(cc)	9419
Compression ratio	18.0 : 1
Valve inner seat dia. (mm)	51
Valve head dia. (mm)	54
Intake valve seat angle(deg.)	30
Intake valve open(deg.)	12 BTDC
Intake valve close(deg.)	40 ATDC
Maximum intake valve lift(mm)	13.64

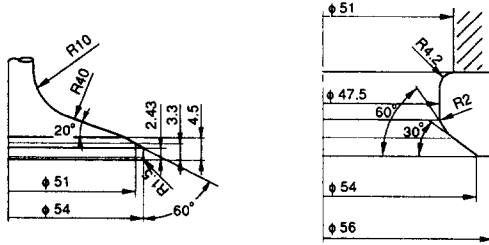


Fig. 2 Details of intake valve and seat ring

치되어 있다.

2.2 정상유동 LDA 실험장치

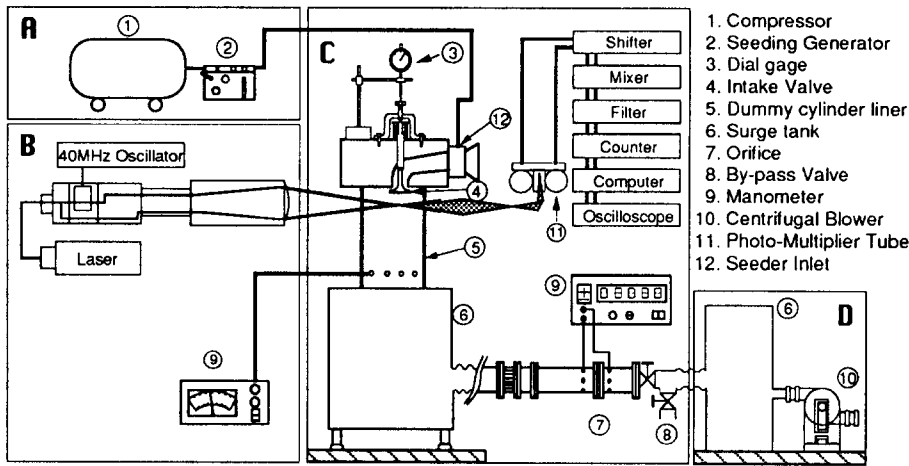
유동장 측정을 위한 전반적인 실험장치는 실린더 헤드와 실린더로 구성된 측정부, 데이터를 얻고 처리하는 신호처리부, 유량측정부, 산란광 발생을 위한 산란입자 공급부 및 공기흡입부로 구성되어 있으며, 전반적인 개략도를 Fig. 3에 나타내었다.

흡입 유동에 의해 생성되는 실린더 내 선회유동장을 측정하기 위하여 2차원 LDA 시스템(DANTEC)를 사용하였다. LDA시스템은 레이저 발진부, 광학계통부, 신호처리부로 구성되어 있으며, PM튜브를 통하여 들어온 신호의 속도산출은 주파수카운터(frequency counter, 55D96)를 이용하였다. 광학 계통부는 4개의 광속으로 2 방향 성분을 측정할 수 있으며, 이때 광속에 이용된 레이저 파장은 파랑색(blue, 488nm)과 녹색(green,

514.5 nm)을 이용하였으며, 주요사항을 Table 2에 정리하였다.

산란광 검출방식으로는 전방 산란광 검출방식(forward scattering method)을 이용하였다. 측정부의 이송이 편리하도록 하기 위해 광섬유(fiber optic)를 사용하였다. 산란광 발생을 위한 산란입자로는 물과 글리세린을 1:1로 혼합한 용액을 분무시켜 사용하였으며, 이때 발생된 입자의 평균직경은 2~5µm 범위였다. 분무량은 LDA 데이터발생률(data rate)과 유효측정율(validate)이 최상의 조건이 되도록 산란입자 발생기의 노즐에 가해지는 압축공기의 양과 노즐의 니들(needle)을 이용하여 조정하였다. LDA계측을 위하여 두께 2mm인 유리를 사용하여 30×235mm의 광학창을 설치하였으며, 전방 산란광 포집을 위하여 20×235mm의 창을 반대 부분에 설치하였다. 계측이 진행되는 동안 액적이 광학창에 부착되면 레이저 광선이 통과하지 않거나 산란광의 수집이 어렵게 되어 데이터발생률과 유효측정률이 현저히 감소된다. 따라서 Y/B=0.5단면 측정시에는 5분 정도 간격으로 그리고 그 외의 단면을 측정할 때는 15분 정도 간격으로 광학창의 청결을 유지함으로써 최상의 측정조건이 유지되도록 많은 노력을 기울였다.

실험장치 전반의 공기흐름은 실제기관의 유동형태와 일치되도록 공기흡입형(air suction type)이 되도록 하였다. 흡입원으로 5마력의 전동기에 의해



A: Seeder Supply Part B: LDA System
C: Intake Port-Valve Measurement Part D: Air Suction Part

Fig. 3 Schematics of experimental setup

Table 2 Specification of LDA system

Item	Specification
Wave length(nm)	488(blue), 514.5(green)
Power (W)	5(Ar-ion)
Focal length(mm)	310
Half angle of beam intersection(deg.)	5.33
Fringe space(μm)	2.76(blue), 2.62(green)
Frequency shift (MHz)	40

구동되는 원심형 송풍기를 사용하였다. 또한 공기 흡입과정시 송풍기에 의하여 발생할 수 있는 맥동 효과를 제거하기 위해 송풍기 입구에 200l용량의 완충용 탱크를 설치하였다. 실린더 아래부분에 직경 400mm, 길이 1200mm의 원형 아크릴통을 설치하여 맥동효과뿐만 아니라 유동통로에 발생할 수 있는 교란이 실린더 내 유동장에 영향을 미치지 않도록 하였다. 실린더는 직경의 2.5배(310mm) 길이를 갖는 두께 8mm의 투명한 아크릴 원통으로, 직경의 2배 되는 지점에 직경 1mm의 정압용 구멍을 등간격으로 8개를 천공하여 평균 정압을 측정하였다. 이때 적용된 실린더 내외의 차압은 15 mmH₂O 였다. 이것을 속도수두(V_0)로 환산하면 15.63(m/s)이다. 밸브 양정은 30mm까지 측정 가능한 다이얼게이지를 사용하여 측정하였다. 흡입되는 공기량은 송풍기의 회전수를 일정하게 유지시킨 후 완충용 탱크 사이에 설치된 유량 조절밸브와 바이패스밸브(by-pass valve)를 이용하여 조정하였다. 밸브를 지나는 유량은 오리피스(orifice) 유량계를 이용하여 측정하였다. 밸브를 가로지르는 압력차는 1/1000mmH₂O 까지 미세측정이 가능한 아나로그미압계(analog micro manometer)를 이용하여 측정하였고, 오리피스 양단에 걸리는 수두차는 1999mmH₂O까지 측정가능한 디지털미압계(digital micro manometer)를 이용하여 계측하였다. 이때 계측된 수두값은 A/D변환기를 통하여 컴퓨터에서 평균처리 되었다.

본 실험에서는 일정차압방식을 택하여 실험을 하였기 때문에 밸브양정 증가에 따라 흡입유량이 증가된다. 또한 편심율에 따라서 흡기포트-밸브의 유량계수가 조금씩 다르므로, 동일 밸브양정에서 편심율에 따라 흡입 유량이 조금씩 다르다. 각 조건에서 밸브를 통과하는 실제유량은 $N_y=0, L=9(\text{mm})$ 일 때 17.635(g/s), $N_y=0, L=13(\text{mm})$ 일

때 19.684(g/s), $N_y=0.45, L=9(\text{mm})$ 일 때 17.921(g/s) 그리고 $N_y=0.45, L=13(\text{mm})$ 일 때 20.966(g/s) 이었다.

2.3 유동장 측정방법

LDA 측정을 위한 좌표축의 설정은 Fig. 4에 도시된 것과 같이 실린더 축에 수직한 평면을 X축으로, 그리고 실린더 축방향을 Y축으로 설정하였다.

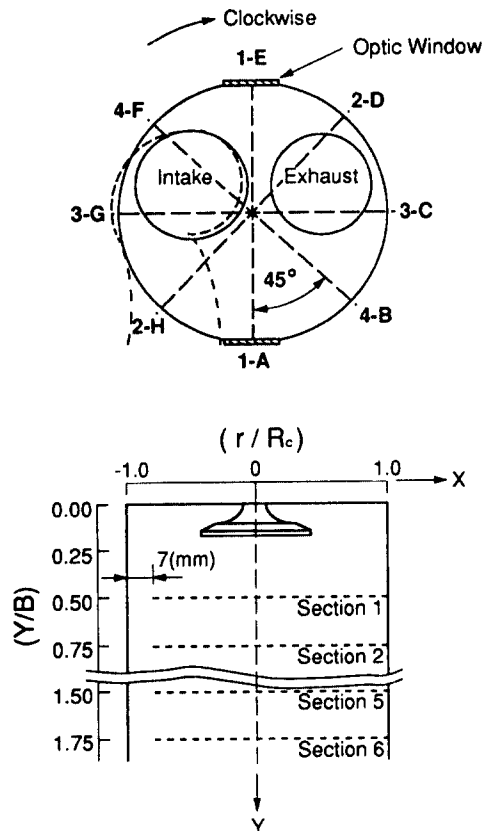


Fig. 4 Measurement positions in the cylinder

실린더 내 유동장은 Fig. 4에 보이는 것처럼 밸브 편심을 $N_y=0$ (실린더 중심), 0.45(실재위치) 두 조건에서 축방향 속도(V_a)와 접선방향 속도(V_t)를 동시에 측정하였다. 측정이 수행되는 동안 두 방향의 데이터 발생률이 비슷하도록 PM튜브에 공급되는 고전압(high voltage)을 조정하였다. 데이터 발생률과 유효측정률은 실린더 내의 복잡한 유동구조 때문에 일정하지 않지만 데이터발생률은 400~500 Hz, 그리고 유효측정률은 500~600% 수준을 유지하였다.

측정단면은 실린더 축방향으로 실린더 직경의 0.5배 지점부터 1.75배 위치까지 실린더 직경의 0.25배씩, 총 6개 단면($Y/B=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75$)을 설정하여 측정하였다. 각 측정단면에서 계측은 실린더 축을 중심으로 45° 씩 실린더 헤드를 돌려가며 1~4 라인을 측정하였다. 각 측정라인은 1-A, 4-B, 3-C, 2-D, 1-E, 4-F, 3-G, 2-H 로, 그리고 선회유동의 회전방향은 시계방향을 주회전 방향으로 정의하였다. 각 측정라인에서 측정점은 측정부의 체적을 고려하여 광학창 전면에서 7mm 되는 지점부터 117mm되는 곳까지 5mm씩 총 23점을 측정하였으며, 컴퓨터에 의해 제어되는 자동이송장치를 이용하였다. 각 측정점에서 데이터 획득은 각 채널 당 5000개씩 총 10000개를 샘플링(sampling)하여 시간 가중치를 고려하여 컴퓨터에 의해 평균처리 하였다. 이 때 측정점에서 얻은 데이터는 버스트 신호(burst signal)의 8개의 평균주기와 5개의 평균주기를 비교한 결과가 3% 이내가 되는 신호만을 받아들일도록 계수기의 모우드를 설정하였으며, LDA system의 속도에 대한 오차 범위는 $\pm 2\%$ 이내 이다. 또한 축방향속도 및 접선방향속도는 본 실험에 적용된 속도수두를 이용하여 무차원 형식으로 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 밸브 편심 및 축방향거리 변화에 따른 평균 속도 변화

Fig. 5는 나선형 흡기포트-밸브가 실린더 축 중심($N_y=0$)에 있을 때 실린더 내에 형성되는 선회유동구조를 알아보기 위하여 $L=9(\text{mm})$, $Y/B=0.5$ 에서 측정된 속도분포를 도시한 것이다. 측정지점의 \circ (empty circle)은 축방향 속도가 실린더 헤드를 향하는 역류발생 지점을 의미한다. Fig. 5(a)

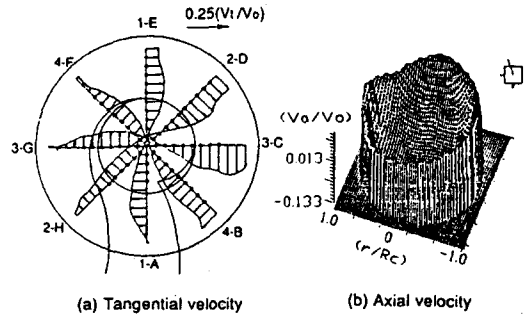


Fig. 5 Tangential and axial velocity profiles at $L=9(\text{mm})$, $N_y=0$, $Y/B=0.5$

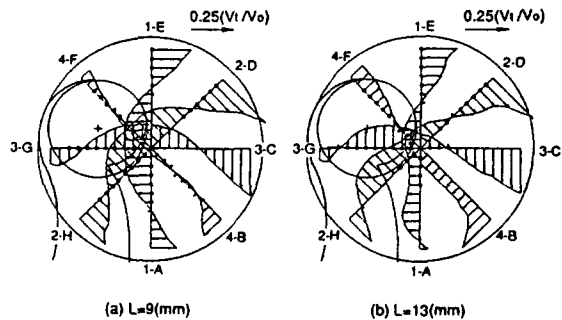


Fig. 6 Tangential velocity profiles for two valve lifts at $N_y=0.45$, $Y/B=0.5$

의 접선속도 분포를 살펴보면, 밸브출구를 빠져나온 유동이 실린더 벽면과 충돌되어 발달되는 각운동량 성분이 존재하지 않기 때문에, 나선형 포트에 의해 생성된 선회유동특성을 유지하고 있다. 실린더 중심부근에서는 강제와도(forced vortex) 형태를, 그리고 실린더 벽면근처에서는 자유와도(free vortex) 형태를 나타내고 있으나, 두 와도의 경계는 뚜렷하지 않다. 또한 Fig. 5(b)의 축방향속도의 경우, 밸브 아래부분에 커다란 크기를 갖는 역류영역을 형성하고 있으며, 실린더 벽면근처에서 상대적으로 높은 축방향속도가 나타나고 있어 흡입분류의 상당부분이 실린더 벽면 근처를 통과하여 흘러감을 알 수 있다.

Fig. 6은 흡기포트가 실린더 축 중심에 대하여 편심($N_y=0.45$)되어 있을 때, $Y/B=0.5$ 단면에서 $L=9(\text{mm})$, $L=13(\text{mm})$ 일 때의 경우를 나타낸 것이다. 접선속도 분포를 살펴보면, 흡기포트가 실린더 중심에 있는 Fig. 5와는 달리 실린더 중심으로부터 편심되어 있어 밸브를 빠져나온 유동이 실린더 벽과 충돌된 후, 새로운 유동방향을 형성하고

있다. 따라서 밸브가 편심되지 않은 경우에는 달리 점선속도분포의 선회중심이 뚜렷히 나타나지 않으며, 주회전유동과 반대방향의 회전유동이 형성되는 등 매우 복잡한 유동장이 형성되고 있다.

Fig. 7은 $N_y=0.45$, $L=9$ (mm)에 대하여 $Y/B=0.5$ 부터 $Y/B=1.75$ 까지 $0.25B$ 씩 축방향거리에 따라 총 6개 단면에서 측정된 속도분포를 좀 더 자세히 알아보기 위하여 유동장 전체에 대해 보간을 한 후, 점선속도는 벡터형식으로 그리고 축방향 속도는 3차원 형태로 나타낸 것이다. 실린더 헤드에 가까운 $Y/B=0.5$ 의 경우, 측정지점 3-G, 2-H, 1-A 에서 그리고 4-B의 일부분에서 시계방향의 주회전유동에 반대되는 반시계방향의 회전유동이 관찰되고 있다. 그러나 전반적인 유동분포는 초기의 복잡한 유동형태로부터 축방향 거리가 증가함에 따라 단일화도에 가깝게 변해가고 있음을 알 수 있다. 또한 반시계방향의 유동성분은 축방향 거리가 증가함에 따라 Uzkan⁽⁵⁾ 등이 밝힌 바와 같이 규모가 상대적으로 큰 시계방향 유동성분에 의해 점점 작아지지만, $Y/B=1.75$ 단면까지도 반시계방향의 유동성분이 사라지지 않고 측정지점 3-G 근처에 존재함을 알 수 있다. 따라서 밸브가 실린더 중심으로부터 편심되어 설치될 경우, 비록 잘 설계된 나선형 흡기포트일지라도 실린더내에 주회전방향과 반대의 회전유동이 생성됨을 알 수 있다. 이와 같은 반대방향의 유동성분은 주회전유동성분의 회전능력을 감소시킬 뿐만 아니라 회전방향이 서로 다른 두 유동이 충돌하는 부분에서는 전단층을 형성하여 에너지손실을 초래하므로 포트의 개발단계에서 고려되어야 할 것으로 생각된다. 축방향속도 분포를 살펴보면, 실린더 중심영역의 상당부분에서 역류가 뚜렷이 관찰되고 있으며, $Y/B=1.75$ 에서도 비록 작은 영역이기는 하지만 역류영역이 관찰되고 있다. 또한 밸브가 실린더 중앙에 있을 때인 Fig. 5(b)와는 달리 실린더 벽면근처의 특정한 부분에서 높은 축방향 속도분포를 나타내고 있다. 이것은 밸브가 편심되어 있기 때문에 밸브를 빠져나온 유동의 점선속도 성분중 일부가 실린더 벽면과 충돌한 후, 축방향 속도로 전환됨을 의미하며 지나친 밸브편심율은 오히려 선회유동을 감소시키는 원인이 되기도 한다. 축방향거리가 증가함에 따라 한쪽으로 치우치는 양상이 더욱 뚜렷이 관찰되고 있다.

이상으로부터 실린더 내에 형성되는 선회유동은

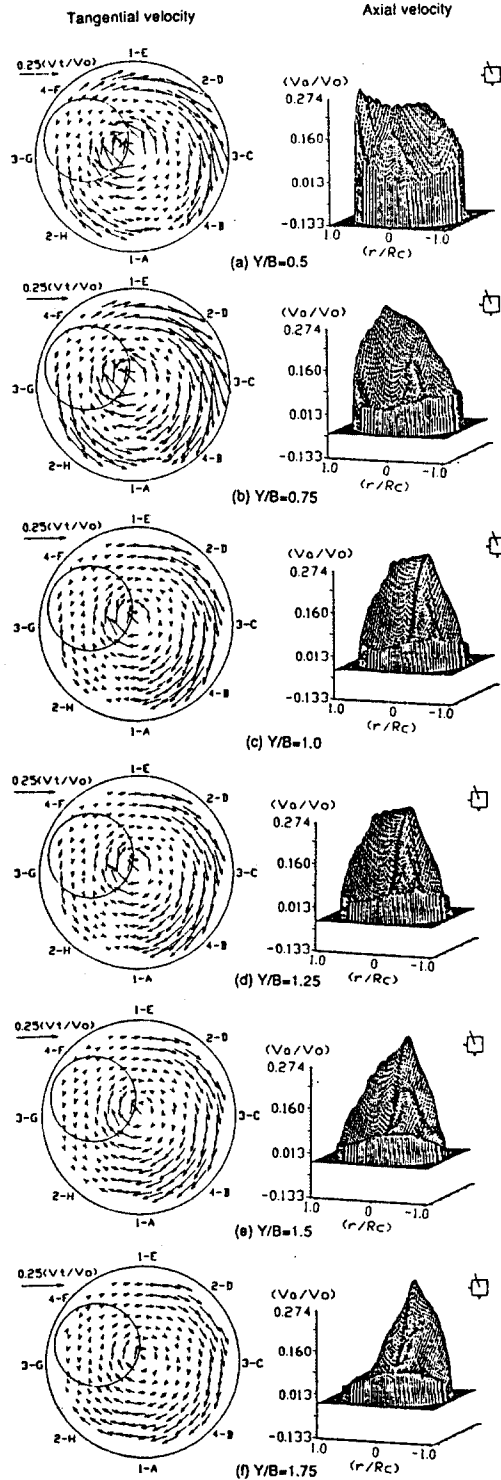
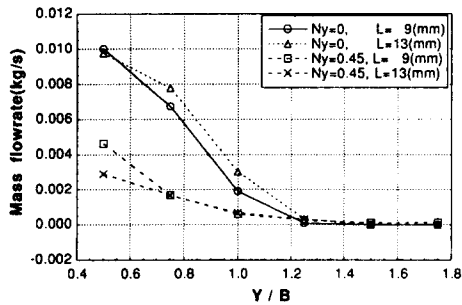


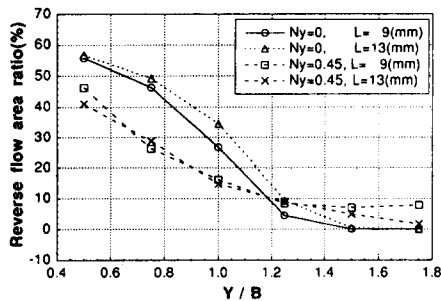
Fig. 7 Tangential and axial velocity profiles with axial distance at $L=9$ (mm), $N_y=0.45$

두 개의 반대방향 와도로 이루어지며, 선회유동은 상대적으로 큰 크기를 갖는 와도에 의해 지배되고 축방향거리가 증가할수록 단일와도의 경향을 가짐을 알 수 있다. 또한 축방향 속도분포에서 축방향거리가 증가할수록 역류영역이 점점 사라져 감을 알 수 있다.

Fig. 8은 실린더 내에 형성된 선회유동장의 축방향 속도분포 중, 축 아래방향으로 흐르는 주분류에 대해 역류되는 유동성분을 보다 정량적으로 고찰하기 위하여 편심률 $N_y=0$, $N_y=0.45$, 그리고 밸브양정 $L=9(\text{mm})$, $L=13(\text{mm})$ 에 대해 (a) 각 측정단면에서 역류유량과 (b) 측정단면에서 역류영역이 차지하는 면적비를 나타낸 것이다. 밸브 아래에 형성되는 커다란 크기의 재순환 영역은 Arcoumanis⁽¹⁾ 등이 지적한 바와 같이 실린더내에 형성되는 선회유동장의 선회중심의 이동 및 유지와 관련되어 있다. 또한 실린더 중심부분에 큰 크기의 역류영역이 존재할 경우 실린더 벽면 근처로 대부분의 흡입 유량이 통과하게 되어, 이 지역에서 높은 축방향 속도가 나타나게 된다. 이러한 축방향 속도분포는 각운동량이 접선속도와 축방향속도의 곱으로 표현되기 때문에 측정단면의 각운동량 계산



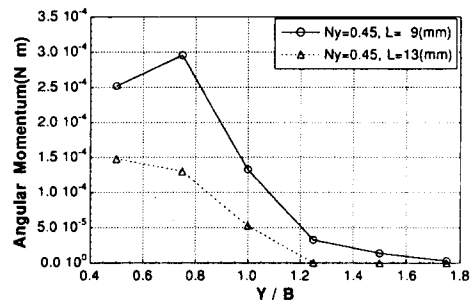
(a) Reverse mass flow rate



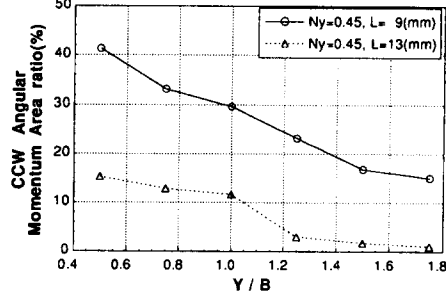
(b) Area ratio(%)

Fig. 8 Variation of reverse mass flowrate and area ratio with axial distance (Y/B)

에 매우 중요한 영향을 끼치게 된다. 먼저, Fig. 8 (a)의 역류유량 발생정도를 살펴보면, 밸브가 편심되어 설치되어 있는 $N_y=0.45$ 보다 실린더 중앙에 있을 때인 $N_y=0$ 가 두배보다 많은 역류유량이 발생하고 있음을 알 수 있다. 또한 발생된 역류유량은 두 경우 모두 $Y/B=0.12$ 까지 거의 선형적인 감쇠경향을 나타내고 있다. 양정변화에 따른 역류유량 발생정도를 살펴보면 $N_y=0$ 일 경우 양정이 큰 $L=13(\text{mm})$ 에서, 그리고 $N_y=0.45$ 에서는 $L=9(\text{mm})$ 에서 다소 많은 역류유량이 발생하고 있음을 알 수 있다. Fig. 8(b)의 역류영역 발생정도를 살펴보면, 밸브가 편심되어 설치된 경우가 밸브가 편심되지 않을 때 보다 $Y/B=1.2$ 이하에서 작은 역류영역분포를 보여주고 있다. $Y/B=0.5$ 에서 역류영역은 밸브가 편심되지 않을 때인 $N_y=0$, $L=13(\text{mm})$ 의 경우, 전체 단면의 56% 정도를, 그리고 $N_y=0.45$, $L=9(\text{mm})$ 의 경우, 전체 단면의 46% 정도를 차지하고 있다. 그러나 이러한 역류영역은 $Y/B=1.2$ 까지 빠른 속도로 감소하다가 그 이후에서는 거의 0에 가까운 값을 유지하고 있다. 그러나 $N_y=0.45$, $L=9(\text{mm})$ 의 경우 $Y/B=1.75$ 에서 전체 실린더 단면적의 7%정도의 역류영역이



(a) CCW angular momentum



(b) Area ratio(%)

Fig. 9 Variation of counterclockwise(CCW) angular momentum and area ratio with axial distance (Y/B)

존재하고 있음을 알 수 있다.

역류유량과 역류영역이 차지하는 면적비를 동시에 고려해 볼 때, 실린더 헤드로부터 $Y/B=1.2$ 사이에서는 흡입공기가 실린더 축 중심부분보다 실린더 벽면 근처를 통해 흘러감을 알 수 있으며, 헤드로부터 $Y/B=1.2$ 사이의 실린더 벽면 근처에서 높은 축방향 속도분포가 예상된다. 따라서 이 영역 내에서 실린더 변면과 흡입 분류의 마찰작용이 다른 측정위치보다 상대적으로 강하게 일어남을 짐작할 수 있다.

Fig. 9는 선회유동장의 접선속도분포를 정량적으로 고찰하고자, $N_s=0.45$, $L=9(\text{mm})$ 의 경우에 대해 시계방향으로 회전하는 주회전유동성분에 대하여 (a) 반시계방향으로 회전하는 유동성분의 각운동량과 (b) 반시계방향으로 회전하는 유동성분의 각운동량이 발생하는 영역의 면적비를 나타낸 것이다. Fig. 9(a)에서 반시계방향으로 회전하는 유동성분의 각운동량은 $L=9(\text{mm})$ 의 경우, 축방향 거리가 증가함에 따라 $Y/B=0.75$ 까지 증가한다. 그러나 $Y/B=0.75$ 와 $Y/B=1.25$ 사이에서 비교적 신속한 감쇠현상을 나타내고, 그 이후에서는 점차 감소하는 경향을 보여주고 있다. $L=13(\text{mm})$ 의 경우, $Y/B=1.25$ 까지 거의 선형적으로 감소한 후 거의 일정한 값으로 유지되는 경향을 보이고 있다. Fig. 9(b)의 반시계방향으로 회전하는 유동성분의 각운동량이 발생하는 영역은 축방향 거리가 증가함에 따라 각운동량과는 달리 거의 선형적으로 감소하고 있음을 알 수 있다. 또한 $L=9(\text{mm})$ 의 경우가 $L=13(\text{mm})$ 의 경우보다 훨씬 넓은 반시계방향의 각운동량이 발생하는 영역을 나타내고 있음을 알 수 있다. Figs. 6~9에서 밸브가 실린더 중심에 있을 때와 편심되어 있을 경우를 비교해 보면, 실린더내에 형성되는 선회유동장은 상당히 다른 특성을 나타내고 있으며, Coghe⁽⁴⁾ 등이 언급한 바와 같이 흡기밸브 출구영역에 형성되는 유동의 비대칭성과 더불어 밸브 편심에 강한 영향을 받을 수 있다. 따라서 실린더 내에 선회유동발생을 위한 최적의 밸브위치는 접선속도의 축방향속도로의 전환율과 충돌 후 실린더 축을 중심으로 발달되는 각운동량의 발생율이 서로 적절히 조화를 이루는 지점임을 추측할 수 있다.

3.2 양정변화에 따른 평균속도 분포

Fig. 10은 양정변화에 따른 실린더 내 선회유동

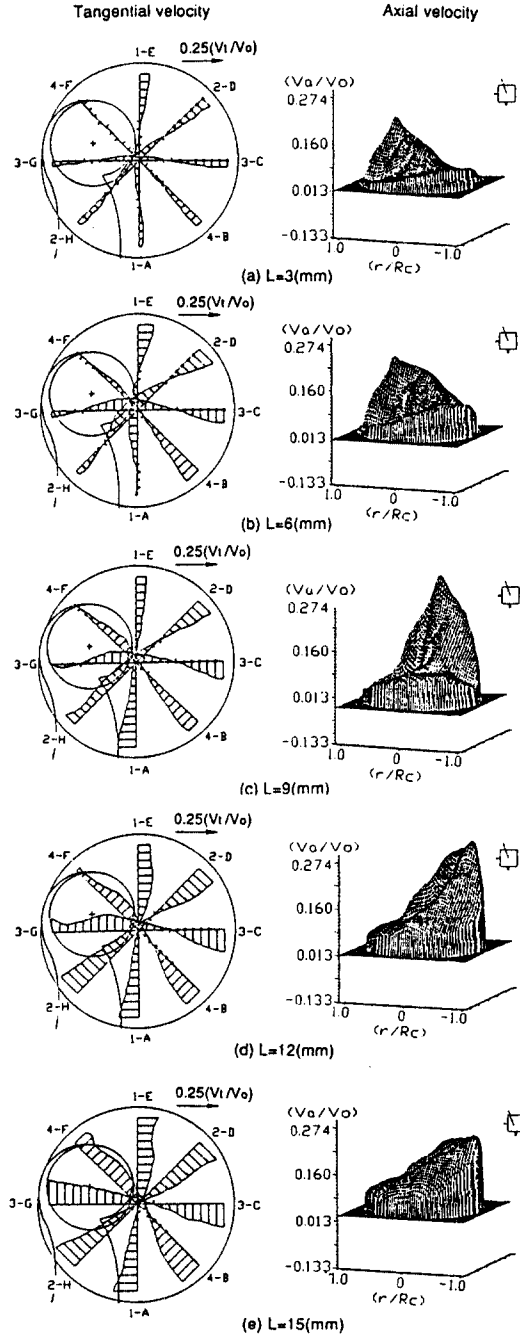


Fig. 10 Tangential and axial velocity profiles with valve lifts at $Y/B=1.75$

특성을 알아보기 위하여 흡기포트가 실제위치 ($N_s=0.45$)에 있을 때, 축방향 거리 $Y/B=1.75$ 에서 밸브양정 $L=3, 6, 9, 12, 15(\text{mm})$ 의 경우에 대해

측정된 속도분포를 접선속도는 벡터형식으로 그리고 축방향 속도는 3차원 형태로 나타낸 것이다. 먼저, 접선속도 분포를 살펴보면 양정이 증가할수록 흡입유량 증가로 인하여 접선속도 분포의 크기가 증가된 양상을 나타내고 있다. 밸브양정 $L=3(\text{mm})$ 일 경우, 실린더 내 순회유동장은 단일 와도 형태의 유동장을 형성하지 못하고 매우 복잡하고 불규칙적인 유동장을 형성하고 있다. 특히 측정 단면 4-F, 3-G, 2-H에서는 시계방향으로 회전하는 주회전유동에 대해 반시계방향의 회전유동이 형성되고 있음을 알 수 있다. 또한 두 회전유동은 1-A와 4-B 사이에서 충돌되어 주회전유동이 더 이상 실린더 벽을 따라 회전하지 못하고 실린더 중심 쪽으로 치우치고 있으며, 충돌되는 경계를 따라 전단층을 형성하고 있음을 알 수 있다. 그러나 이러한 현상은 양정이 증가함에 따라 점점 약화되며, $L=9(\text{mm})$ 에서 3-G와 4-F사이에 작은 영역을 형성하다가 결국 $L=12(\text{mm})$ 이상에서는 나타나지 않는다. 그리고 $L=15(\text{mm})$ 에서는 강제적 회전유동과 유사한 단일 회전유동 형태를 보여주고 있다.

축방향 속도의 전반적인 분포양상은 실린더 벽면 근처의 특정한 부분에서 높은 축방향 속도분포를 나타내고 있으며, 밸브양정이 증가할수록 더욱 뚜렷한 양상을 보이고 있다. 또한 $L=3(\text{mm})$ 일 경우, 측정단면 2-D, 3-C에서 실린더 헤드를 향하는 축방향 속도가 나타나고 있으며, 양정증가와 더불어 점차 역류되는 영역이 작아지고 회전유동에 의해 그 위치가 시계방향으로 움직이는 양상을 관찰할 수 있다.

Fig. 11은 Fig. 10에 도시된 축방향 속도분포를 좀 더 정량적으로 알아보기 위해 (a) 축방향 속도의 역류유량과 (b) 역류영역이 차지하는 측정단면에 대한 면적비를 나타낸 것이다. Fig. 11(a)에서, 양정이 $L=6(\text{mm})$ 일 때 최대 역류유량을 나타낸 후 점차 감소하는 경향을 갖는다. Fig. 11(b)에서, 역류영역이 차지하는 면적은 양정이 증가함에 따라 Fig. 11(a)의 역류유량보다 다소 완만한 감소 경향을 갖으며, $L=15(\text{mm})$ 에서 약 3% 정도의 역류유동영역이 존재한다.

Fig. 12은 Fig. 10에 도시된 접선방향 속도분포에서 (a) 시계방향의 주회전유동에 대하여 반시계방향의 회전유동이 차지하는 각운동량과 (b) 반시계방향으로 회전하는 유동성분의 각운동량이 발생하는 영역의 면적비를 나타낸 것이다. Fig. 12(a)에

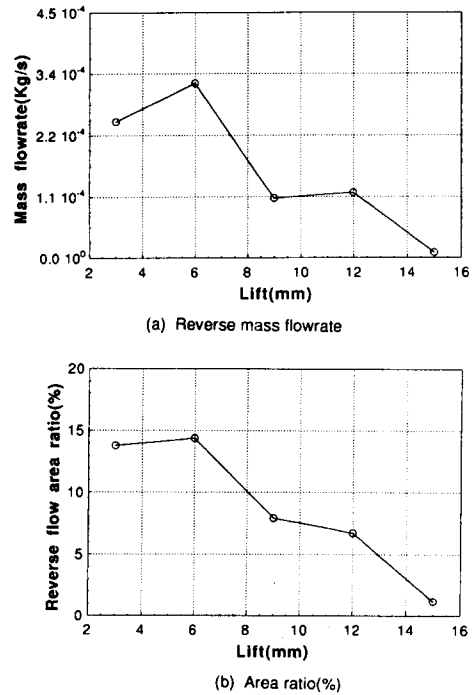


Fig. 11 Variation of reverse mass flowrate and area ratio with valve lift at $Y/B=1.75$

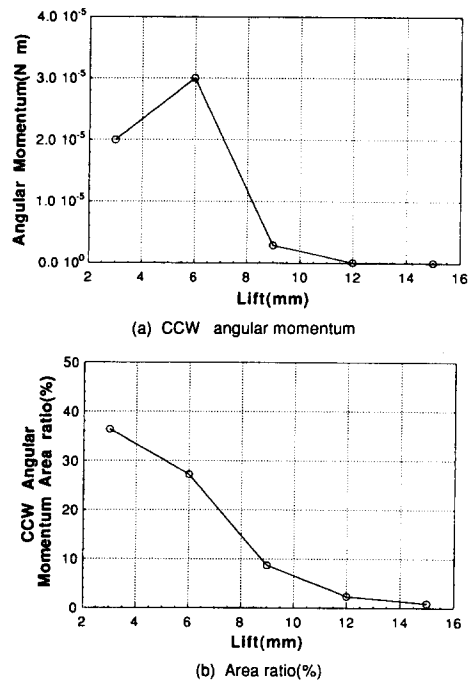


Fig. 12 Variation of counterclockwise (CCW) angular momentum and area ratio with valve lift at $Y/B=1.75$

서, 반시계방향의 각운동량은 접선속도와 축방향속도의 곱으로 표현되기 때문에 축방향속도의 영향을 받아 $L=6(\text{mm})$ 영역에서 가장 큰 반시계방향의 각운동량이 나타나고 있으며, $L=6(\text{mm})$ 이후 신속히 감소하는 양상을 보여주고 있다. 그러나 Fig. 12(b)의 면적비를 살펴보면 각운동량과 달리 $L=3(\text{mm})$ 에서 38%를 나타낸 후 거의 선형적으로 감소하고 있다.

4. 결 론

나선형 흡기포트에 의해 형성되는 실린더 내 유동장의 선회유동특성을 고찰하기 위하여 LDA를 이용하여 접선방향속도 및 축방향속도 분포를 측정, 분석한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 흡기밸브가 실린더 중심에 설치될 경우, 실린더 중심부근에서는 강제와도(forced vortex) 형태를, 그리고 실린더 벽면근처에서는 자유와도(free vortex) 형태를 나타내고 있지만 두 와도의 경계는 뚜렷하지 않다. 또한 실린더 벽면근처에서 상대적으로 높은 축방향속도가 나타나고 있어 흡입분류의 상당부분이 실린더 벽면 근처를 통과하여 흘러감을 알 수 있었다.

(2) 밸브가 실린더 중심으로부터 편심되어 설치된 $N_s=0.45$ 의 경우, 실린더 내에 형성되는 선회유동은 두 개의 반대방향 와도로 이루어지며, 두 와도의 크기는 상대적으로 큰 크기를 갖는 와도에 의해 지배되고 축방향거리가 증가할수록 단일와도의 경향을 가짐을 알 수 있다. 또한 실린더 벽면근처의 특정한 부분에서 높은 축방향 속도분포를 나타내고 있어, 실린더 내에 형성되는 선회유동장은 밸브 편심에 강한 영향을 받음을 알 수 있었다.

(3) 축방향 속도분포에서, 흡기밸브가 편심되어

설치되어 있는 $N_s=0.45$ 보다 실린더 중앙에 있을 때인 $N_s=0$ 가 두배보다 많은 역류유량이 발생하며, 발생된 역류유량은 두 경우 모두 $Y/B=0.12$ 까지 거의 선형적인 감쇠경향을 나타냄을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Arcoumanis, C., Hadjiapostolou, A. and Whitelaw, J. H., 1987, "Swirl Center Precession in Engine Flows," SAE 870370.
- (2) Arcoumanis, C. and Tanabe, S., 1989, "Swirl Generation by Helical Ports," SAE 890790.
- (3) Gale, N. F., 1990, "Diesel Engine Cylinder Head Design : The Compromises and The Techniques," SAE 900100.
- (4) Coghe, A., Brunello, G. and Tassi, E., 1988, "Effects of Intake Ports on the In-Cylinder Air Motion under Steady Flow Conditions," SAE 880384.
- (5) Uzkan, T., Borgnakke, C. and Morel, T., 1983, "Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port", SAE 830266.
- (6) Kajiyama, K., Hiroyasu, H., 1984, "An Analysis of Swirling Flow in Cylinder for Predicting D. I. Diesel Engine Performance," SAE 840518
- (7) Monaghan, M. L. and Pettifer, H. F., 1981, "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions," SAE 810255.
- (8) Tindal, M. J. and Williams, T. J., 1977, "An Investigation of Cylinder Gas Motion in the Direct Injection Diesel Engine," SAE 770405.