

대형 LPG엔진용 피스톤 형상 및 흡기포트 선회비 최적화를 위한 가시화엔진내 스월유동특성 해석

이진욱[†] · 강건용^{*} · 민경덕^{**}
(2003년 5월 6일 접수, 2003년 10월 6일 심사완료)

A Study on the Characteristics of Swirl Flow in Transparent Engine with Different Swirl Ratio and Piston Configuration for Heavy-duty LPG Engine

Jinwook Lee, Kernyong Kang and Kyoungdoug Min

Key Words: Heavy-duty LPG Engine(대형 LPG엔진), Swirl Flow(스월유동), Swirl Ratio(스월비), Intake Port(흡기포트), Piston Configuration(피스톤형상), LDV(레이저유속계)

Abstract

The configuration of intake port and piston is a dominant factor of inlet air flow and mixture formation in an engine cylinder, respectively. This study has analyzed intake port and piston characteristics for swirl flow of a heavy-duty LPG engine. As an available technology to optimize intake port, the steady flow rig test has been applied for measuring swirl ratio and mean flow coefficient. And we measured the mean velocity and turbulence intensity of swirl flow under motoring condition in transparent engine cylinder by backward scattering LDV system. From these results, the piston and cylinder head with a good evaluated swirl flow characteristics were developed and adapted for a 11L heavy-duty engine using the liquid phase LPG injection (LPLI) system. The obtained results are expected to be a fundamental data for developing intake port and piston.

기호설명

C_f : 유량계수
 N_R : 무차원 스월강도
 R_s : 스월비
 B : 실린더 직경
 λ : 레이저 파장

[†] 책임저자, 회원, 한국기계연구원 청정동력기계그룹

E-mail : immanuel@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7386 FAX : (042)868-7305

^{*} 한국기계연구원 청정동력기계그룹

^{**} 회원, 서울대학교 기계항공공학부

1. 서론

자동차 엔진의 흡기포트 설계는 저 배기가스 배출 엔진에 있어서 중요한 역할을 하는데,⁽¹⁾ 반해 지난 대부분의 연구내용 가운데 엔진유동의 특성을 정립한 유용한 연구들은 상대적으로 적다. 본 연구에서는 개발엔진의 흡기매니폴드에 Fig. 1처럼 LPG 연료의 다점분사 방식 채용에 따라 인젝터를 설치하였는데, 이를 통한 흡입공기와 연료의 혼합률(mixing) 개선과 공기이용율 향상을 위해, 고선회비를 갖는 기존 디젤 헬리컬 포트에서 LPG 예혼합 연소에 적합한 최적 선회비를 갖는 흡기포트로의 형상변경 및 흡입유동 최적화는 필수적이다.

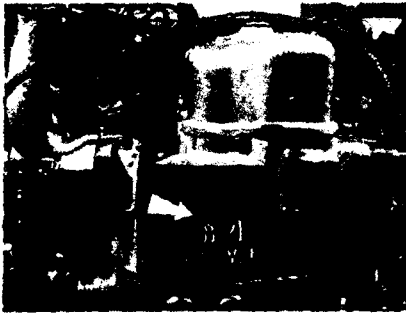


Fig. 1 Intake port and LPG injector in intake manifold

또한 LPG연료의 특성상, 엔진외부 착화원(ignition source)인 전기점화방식을 채택하였기에, 실린더내의 연소상태는 실린더내로 유입되는 공기량에 의해서만 지배될 뿐만아니라, 초기 화염 핵 성장 및 화염속도분포에 영향을 미치는 점화원 부근에서의 유동상태에 따라 직접적인 영향을 받기에 이에 대한 해석은 매우 중요하다.⁽²⁾ 특히 본 개발엔진의 실린더헤드는 기존 가솔린엔진과는 달리, 평평한 형상을 가지고 있으므로, 텀블유동 대신에 스웰유동 및 스쿼시유동에 의한 작은 와(eddy)유동의 역할이 주된 인자이기에 피스톤의 형상 또한 중요하다.⁽³⁾ 이 경우 엔진출력에 영향을 주는 압축비를 고려하여 최적형상이 결정되어야 함과 동시에 연소의 안정화 측면에서도 고려되어야 한다.

따라서 본 연구는 서로 다른 스웰비(Rs)와 피스톤 형상을 가지는 대형 2밸브 엔진의 흡기포트 형상에 대하여, 단기통 가시화 엔진을 제작하고, 이를 대상으로 실제 엔진 모터링 상태에서 LDV를 적용하여, 스웰유동의 평균속도와 난류강도를 상대 비교하여 최적 스웰비를 결정함으로써 대형 LPG엔진의 실린더헤드 및 연소실 최적화를 위한 설계자료로 활용하고자 수행하였다.

2. 연구방법

2.1 스웰비 산출실험

본 개발엔진의 실린더헤드 내 흡기포트의 입구 단면적(44mm×66mm)과 포트입구형상 그리고 밸브시트의 형상은 고정된 채, 이 사이의 단면적을 변화시켜 최적의 스웰비를 갖는 흡기포트 형상을

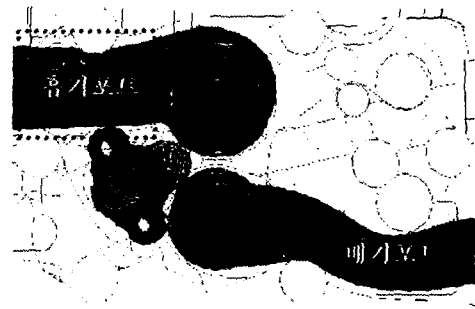


Fig. 2 Intake and exhaust port configuration of base cylinder head

고안하고자 하였다. Fig. 2는 베이스 엔진의 흡기 및 배기포트형상을 나타낸 것이며, 그림내 별도 표시된 흡기포트영역내에서만 단면적을 변경시켰다. 이러한 베이스 흡기포트형상에 대해 서로 다른 스웰비를 가지는 흡기포트를 제작하는데에는 크게 두 가지 방법이 있는데, 첫번째 방법은 레진을 이용하여 수지포트를 제작하는 방법이고, 다른 방법은 실제 실린더 헤드의 흡기포트부에 금속 접착제(고온내열성재질)를 부착하여 형상을 변경하는 방법이다. 수지포트는 정상상태의 유동실험에 적용할 수 있지만, 단기통 가시화엔진에는 적용할 수 없다. 따라서 실제 엔진운전조건시, 실린더내 유동장 평가를 위해서는 직접 금속 접착제를 부착하여, 다양한 흡입유동 특성을 가지도록 하였다.

흡기포트 형상별 스웰비 산출은 임펄스 스웰미터를 이용하여,⁽⁴⁾ 캠형상(valve lift profile)에 대한 평균 유량계수를 실린더내에서 생성된 흡기의 각 운동량에 대한 무차원 와류값과 무차원 흡입 공기량에 대한 비로 보정하여 구했으며, 개발엔진의 형상계수도 적용하였다.

2.2 엔진 모터링 상태내 스웰유동 측정

2.2.1 대형 단기통 가시화엔진

실제 6기통 대형 LPLI 엔진에 상응하는 단기통(single cylinder) 가시화 엔진을 제작하기 위해, 먼저 각각의 단기통 엔진에 필요한 요소들의 설계 작업을 수행하였다. 단기통만 사용하기 때문에 생기는 진동을 방지하기 위해 균형장치(balancing system)를 부착하였으며, 특히 연소에 의한 회전 각속도 변화를 줄이기 위해 플라이 휠을 크게 하

었다. 또한 피스톤의 하단부에서 가시화하기 위해 연장 피스톤(elongated piston)을 제작하였으며, 이에 따라 연장된 가시화용 실린더블록도 설치하였다. 실제 실린더블록과 마찬가지로 가시화용 실린더블록을 통해 실린더헤드로 냉각수와 오일이 공급되도록 해야 하는데, 가시화영역의 간섭 때문에 별도의 외부 공급라인을 통해 공급하였다. Fig. 3(a)는 개조된 가시화용 실린더헤드를 나타낸 것으로, ①과②는 냉각수와 엔진오일의 유입구로서 가시화창의 간섭으로 인해 실린더헤드 측면에서 유입되도록 하였으며, ③은 폐쇄된 원래의 오일 유입구이다. ④는 실린더헤드와 가시화용 연장 실린더블록의 체결 위치를 고정해 주는 편이며, ⑤는 가시화 창과 실린더헤드의 기밀을 유지하기 위한 O-Ring장착용 접합홈이다. ⑥은 폐쇄된 원래의 냉각수 유입구이며, ⑦은 가시화용 실린더블록과의 조립장착을 위해, 기존 실제 실린더헤드내의 볼트구멍을 확장시킨 것이다.

Fig. 3(b)와 (c)는 엔진실린더내 스월유동 해석을 위해 제작·적용된 가시화창이며, Table 1은 제작된 단기통 가시화 엔진의 제원을 나타낸 것이다. 엔진측면을 통한 가시화를 위해, 실린더블록 상단의 일부분을 두께 14mm의 석영창(Quartz window)을 이용한 가시화 라이너를 설치하였다.

또한 엔진하단부를 통한 가시화를 위해, 피스톤

중앙부에 두께 100mm의 석영창을 설치하였다.

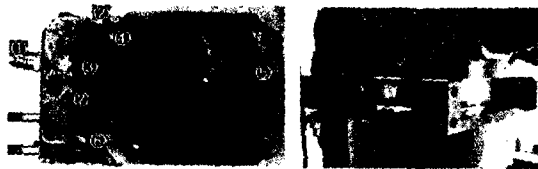
이는 전체 피스톤 상단부 면적의 54%에 해당되는 면적으로, 가능한 한 연소실 내의 광범위한 영역을 측정하고자 하였다.

가시화엔진의 실린더헤드는 11,149cc의 대형엔진에 사용되는 것으로, 실린더 보어직경은 130mm, 행정길이는 140mm이며, 최대밸브양정은 13.9mm인 2-밸브 흡기시스템을 가지며, Bowl 형상의 피스톤으로 구성되어져 있다.

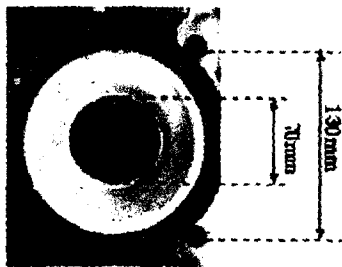
2.2.2 가시화엔진 내 LDV 측정

단기통 가시화 엔진을 이용한 LDV측정에 필요한 실험장치를 Fig. 4와 같이 구성하였다. 공기압축기를 이용하여 공급되는 흡입공기는 제습기를 통해 1차 제습을 한 후, 히터를 이용하여 건조되도록 하였다. 이렇게 완전히 제습, 건조된 공기를 입자부유기에 공급시켜 공급압에 의해 입자들이 공기와 함께 입자부유기 내에 부양되도록 하였다. 이렇게 공기중에 부양된 입자들은 연소실내의 부압에 의해 흡기다기관을 거쳐 연소실내에 유입되었다. 산란입자는 평균입경이 1 μ m의 산화알루미늄(Al_2O_3)을 사용하였다.

실린더내 속도측정을 위해 사용한 LDV시스템은 Ar-ion(5W)레이저와 광섬유 전송장치, 3차원 이송장치와 초점렌즈 그리고 신호처리기인 BSA(burst spectrum analyzer)로 구성하였다. BSA는 PM튜브로부터 들어오는 신호를 고속으로 FFT하여 도플러 신호를 판별하는 것으로서, 80MHz의 해상도와 S/N비가 -5dB이다. 속도의 방향성을 알기 위해 브라그셀(bragg cell)을 사용하였다. 실험에 적용된 LDV측정모드는 후방산란방식이며, 1차원 속도측정을 위하여 사용된 빔은 파장(λ) 415nm의 초록색 빔이며, 초점길이 500mm의 렌즈를 사용하여 측정체적의 플린지 간격을 3.56 μ m으로 하였다.



(a) Cylinder head (b) Side window



(c) Window in piston

Fig. 3 Visualization parts of transparent engine

Table 1 Specification of transparent engine

Type	LPLi, 4 cycle
Bore×Stroke(mm)	130×140
Combustion chamber	Bowl type
Displacement(cc)	1857
Max. rpm	2000rpm(Boze module)
Max. Pressure(bar)	100
Combustion type	Spark ignition
Range of liner visualization	BTDC60°~ATDC60°

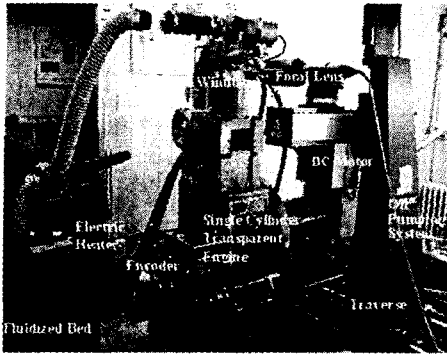


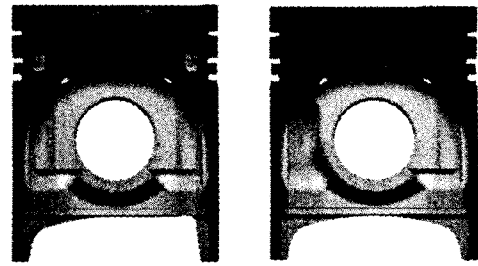
Fig. 4 Experimental setup of single cylinder engine

3. 실험조건

스윙비 산출실험에서는 전반적인 스윙비의 범위를 살펴보기 위해, 6가지 형상의 흡기포트를 제작하였다. 6가지 형상의 특징은 흡기포트 주위의 냉각수 유로 및 단면적 그리고 흡기포트의 입구면적과 흡기밸브 시트링의 변경없이 오로지 흡기포트만의 변경으로 다양한 스윙비를 얻도록 한 것이다. Ricardo 개념의 실험에 바탕을 둔 일정차압 방식을 사용하고, 흡기포트 전후의 압력차를 254mmH₂O가 유지되도록 하였다. 무차원 와류값을 산출하기 위해서 흡기밸브 양정(lift)을 1mm 씩 14개의 위치별로 각각에 대하여 임펄스 스윙미터로 토크값을 측정하였다. 베이스 엔진의 흡기포트를 대상으로 고스윙, 중스윙 및 저스윙이 생성되도록 개발된 6가지 흡기포트 형상별로 평균유량계수 및 스윙비를 산출하여 비교하였다.

LDV시스템을 이용하여 시간대별로(즉, 엔진경우에는 크랭크각도) 연소실내 점화플러그 근처의 스윙유동장을 해석할 목적으로 수행한 LDV측정 실험에서는 스윙비 1.3, 2.0, 2.3을 가지는 흡기포트 형상(3가지)과 Fig. 5와 같은 동일 압축비($\epsilon \approx 9.3$)를 가지는 서로 다른 형상의 피스톤형상(2가지)에 대하여 엔진 모터링상태조건하에서 수행하였다. 측정위치는 흡기밸브와 배기밸브의 사이를 기준으로 하여 점화플러그가 위치되어 있는 곳을 중심좌표로 하여 실린더헤드로부터 z-방향으로 15mm지점의 단면상에서 x-방향으로 0mm, ± 20 mm 지점에 대하여 측정하였다.

엔진 부하조건은 스로틀 밸브를 완전히 개방한 전부하(wide open throttle)상태로 하였고, 엔진회전수는 500과 800rpm으로 하였다.



(a) Piston (I) (b) Piston (II)

Fig. 5 Two piston configuration with same compression ratio

Table 2 Swirl ratio characteristics by exp.

Type	1	2	3	4	5	6
Mean Cf (\bar{C}_f)	0.32	0.34	0.34	0.33	0.35	0.31
Swirl Ratio (Rs)	1.3	2.0	2.1	2.3	2.8	3.4
Range of Swirl Ratio	Low Swirl	Medium Swirl		High Swirl		

4. 실험결과

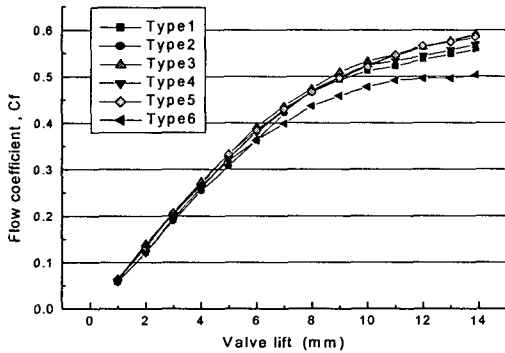
4.1 스윙비 산출

Table 2는 6가지의 서로 다른 흡기포트 형상별 실린더헤드에 대하여, 임펄스 스윙미터를 이용하여 측정한 평균유량계수와 스윙비를 나타낸 것이다. 스윙비는 1.3에서 3.4범위 내로 제어할 수 있었으며, 이때의 유량계수는 0.31에서 0.35내로 유지함을 알 수 있었다.

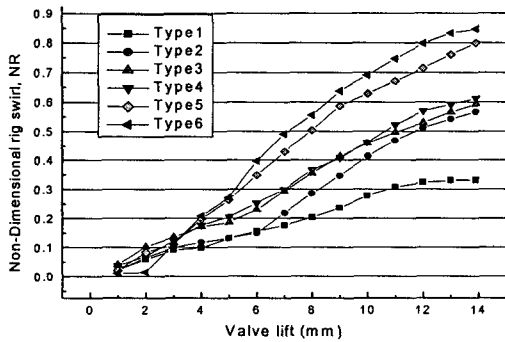
Fig. 6(a)와 (b)는 고스윙 영역, 중스윙 영역, 저스윙 영역의 흡기포트별, 측정된 유량계수와 무차원 와류수를 나타낸 것이다. 각각의 밸브양정별 유량계수는 Type 6의 경우만이 다른 흡기포트에 비해 확연히 구별되게 적게 나타난 것을 확인할 수 있으나, 무차원 와류수의 경우는 흡입유량에 상관없이 세 영역으로 뚜렷하게 구분됨을 알 수 있었다. Type 5의 경우는 상당히 높은 스윙유동을 유도하면서도 다른 흡기포트와 비슷한 흡입유량을 도모할 수 있었으며, Type 3과 4는 비슷한 흡입유량과 스윙유동을 유도하는 흡기포트 특

성을 나타냄을 알 수 있었다.

이 가운데 베이스디젤엔진의 흡기포트 특성과



(a) Flowrate coefficient



(b) Non-dimensional rig swirl

Fig. 6 Swirl flow characteristics with valve lift for different intake ports



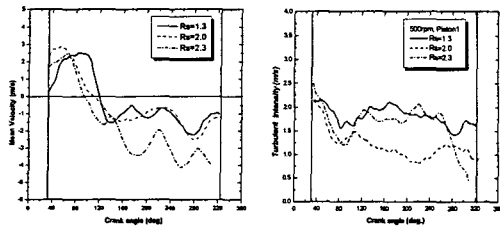
Fig. 7 Conversion sectional area for low swirl ratio with high flowrate

유사한 Type 3을 기준으로 하여, 본 연구목적에 부합하는 저스윙비 및 고유량조건에 해당하는 Type 1과 2 그리고 4를 이 실험을 통해 선정할 수 있었다. 이는 기존 압축착화를 위해 실린더헤드에 장착된 디젤의 분사노즐을 대신하는 강제착화를 통한 예혼합연소방식을 개발LPG엔진에서 채택하고 있기 때문에, 공기와 연료의 혼합률 개선과 공기이용을 향상을 위해 고선회비를 갖는 기존 디젤 나선형 포트 대신 노킹현상을 방지하기 위해서 이보다 작은 값의 최적 선회비를 갖는 LPG 예혼합연소용 흡기포트로의 변경이 필요하기 때문이다. 이렇게 선정된 3가지 형상의 특징은 Fig. 7에 표시된 영역만의 변경을 통해서 각각의 다양한 스윙비와 평균유량계수를 얻을 수 있다는 것이다. 이 지점을 흡기유동측면에서 살펴보면, 흡기 매니폴드를 통해 거의 직선부로 유입된 흡기유동이 밸브가이드를 지나 밸브스템부에 이르는 나선형 포트의 곡선부를 지날때, 급격한 유동변동(유속 및 압력)을 동반하는 경계영역에 해당된다. 즉, 3차원적으로 흡기밸브를 통해 연소실내로 유입되는 공기의 유속 및 방향(유량분포)에 따른 공기유입저항의 차이에 직접적인 영향을 미치는 지점임을 본 실험을 통해 알 수 있었다.

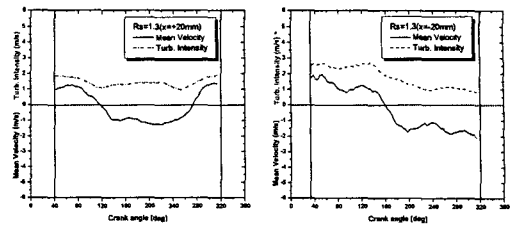
4.2 가시화엔진내 스윙유동장

본 개발엔진처럼 실린더 보어가 대형인 경우에는 화염전파거리가 길어지기 때문에 벌크유동과 난류에 대한 해석은 매우 중요하다. 또한 실린더내 유동장 형성과정중에서 연소과정에 영향을 미치는 압축말기상태의 난류강도는 대단히 중요하다. Fig. 8은 x=0mm지점에서 피스톤 형상별로, 스윙비 1.3과 2.0 그리고 2.3의 흡기포트에 대하여 점화플러그 부근에서 측정된 스윙유동의 평균속도 및 난류강도분포를 나타낸 것이다. 흡입초기에는 약 4m/s의 스윙유동이 생성되다가 흡입말기로 갈수록 감소된다. 피스톤이 거의 하사점에 도달할 무렵에는 스윙비 영향보다는 피스톤 형상의 영향으로 인한 피스톤의 흡입공기 압축에 따른 뚜렷한 유동변화를 볼 수 있었다. 그리고 피스톤(I)형상보다는 피스톤(II)형상에서 강한 와류가 점화플러그 주위에 존재하며, 보다 안정된 난류강도가 유지됨을 알 수 있었다.

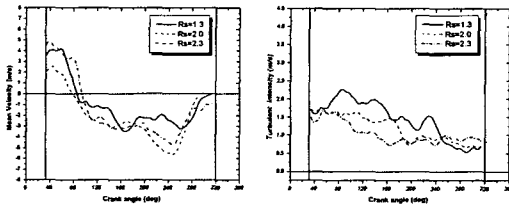
이는 피스톤(I)형상의 스퀴시(squish)영역은 피



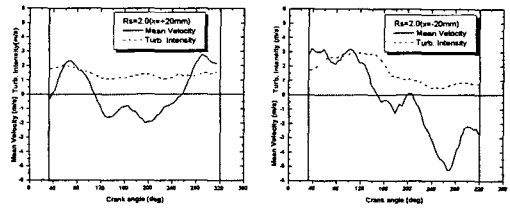
(a) Piston (I)



(a) Swirl ratio : 1.3



(b) Piston (II)



(b) Swirl ratio : 2.0

Fig. 8 Swirl mean velocity and turbulence intensity for different swirl ratio and piston(500rpm)

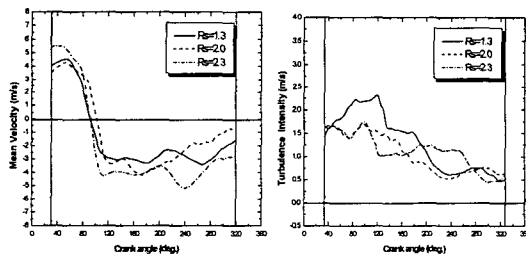
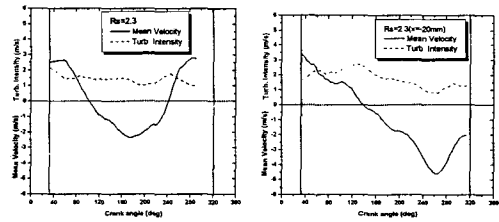


Fig. 9 Swirl mean velocity and turbulence intensity for piston(II)(800rpm)

스톤(II)형상에 비해 약 15% 정도 상대적으로 커서 국부적인 공간에 난류를 생성시키는 반면에, 피스톤(II)형상의 경우, 생성된 스윙유동이 압축과정을 거치면서 피스톤(I)형상보다 작은 스케일의 와(eddy)가 많이 생성되어 난류강도의 분포가 상대적으로 안정적임을 알 수 있었다.

스윙비 2.0인 경우에는 피스톤형상에 관계없이 난류강도 분포가 비슷하나, 스윙비 1.3과 2.3인 경우에는 피스톤(I)형상의 경우, 압축과정동안에 난류강도값이 약 1.5m/s 이상으로, 거의 일정한 분포를 나타냄을 알 수 있었다. 이는 이미 언급한 스퀴시유동의 영향 및 주어진 측정지점



(c) Swirl ratio : 2.3

Fig. 10 Flow characteristics for three swirl ratio and piston(II) in $x=\pm 20\text{mm}$ position

($x=0\text{mm}$)에서 측정된 스윙속도값의 변동이 크기 때문이다. 이로부터 피스톤(I)형상의 경우에는 스윙비 1.3과 2.3인 흡기포트로부터 생성된 스윙유동이 피스톤(I)형상의 영향으로 압축말기에는 스윙비 2.0인 흡기포트 경우보다 상대적으로 연소실 중앙으로부터 편심된 유동장이 존재함을 알 수 있었다.

Fig. 9는 피스톤(II)형상에 대하여 엔진회전수 800rpm으로 한 경우, $x=0\text{mm}$ 지점에서 측정한 스윙유동의 평균속도 및 난류강도분포를 나타낸 것이다. Fig. 8과 비교해 보면 엔진회전수에 관계없이 피스톤(I)형상보다 안정적인 난류강도 분포를 가짐을 알 수 있었다.

일반적으로 스윙비가 너무 높으면 벌크유동이 깨지지 않고 유지되어, 와(eddy)가 형성되지 않아

서 화염전파에 부작용을 초래하며, 화염성장시에도 열손실에 의한 연소온도저하로 연소속도를 저하시킬 수도 있다. 반면에 스윙비가 너무 낮으면 흡입후, 압축과정에서 소멸되어서 실제 연소에 필요한 난류강도가 약해서 화염전파에 불리할 수도 있다.

이를 참조하여, 본 실험결과를 피스톤(II)형상에 대해 3가지 흡기포트 형상의 스윙비별로 살펴보면, Fig. 8(b)에서 보듯이 스윙비가 클수록 압축 초기에는 작은 난류강도값을 가지나, 압축말기에는 상대적으로 큰 값의 난류강도값을 가짐을 알 수 있었다. 이 시점은 약 320°BTDC부근으로, 점화가 시작되는 시점이기에, 이러한 현상은 직접적으로 연소에 영향을 미치게 됨을 알 수 있다.

이와같이, 스윙비가 클수록 압축말기에 난류강도값이 증가하는 것은 스윙비가 클수록 상대적으로 큰 각운동량(angular momentum)이 압축과정동안에 보존되어 난류강도의 감소율이 적기 때문이다. 측정위치가 점화플러그 주위인 점을 감안할 때, 상대적으로 스윙비가 큰 경우에는 다른 위치 즉, 실린더보어의 중심으로부터 벗어난 지점에서 상대적으로 큰 난류강도값을 유지함을 Fig. 10을 통해 알 수 있었다.

4. 결론

11리터급 대형 LPG엔진의 실린더내 스윙유동 최적화를 위해 본 연구에서는 다양한 흡기포트 및 피스톤 형상별로 스윙유동 해석실험을 수행한 결과, 아래와 같은 결론은 얻을 수 있었다.

(1) 입펄스미터를 이용하여 정상상태내 스윙유동특성을 분석한 결과, 유량계수의 감소를 최소화하면서 원하는 최적의 스윙비를 도출해 낼 수 있었다. 이는 1개의 나선형 흡기포트를 가지는 경우, 스윙비를 1.3~3.4 범위내로 제어할 수 있는 특정영역이 베이스 흡기포트내 존재함을 알 수 있었으며, 이의 효과적인 단면적 변화제어를 통해 최종 개발엔진 탑재용 흡기포트를 개발할 수 있었다.

(2) 개발된 다양한 흡기포트 형상중에서 본 연구목적에 부합되는 베이스 흡기포트 대비, 고유

량의 저스윙비형 흡기포트에 근접하는 Type 2, 3, 4는 최대 밸브양정에서 측정된 무차원 스윙값이 0.5이상을 유지함을 알 수 있었는데, 이는 고유량, 저스윙비를 위한 하나의 지표(index)임을 본 연구를 통해 알 수 있었으며, 향후, 보다 세부적인 포트형상 설계에 활용할 예정이다.

(3) Type 1(스윙비 1.3)과 2(스윙비 2.0) 그리고 4(스윙비 2.3)의 흡기포트 형상에 대하여, LDV적용 단기통 가시화엔진내 모터링상태의 스윙유동을 해석한 결과, 먼저, 피스톤 형상(II)이 피스톤 형상(I)보다 엔진회전수에 관계없이 점화플러그 주위에서 안정된 스윙유동장을 형성하며, 또한 포트형상별 스윙비 영향에 의한 변동을 최소화한 채, 안정적인 난류강도 분포를 가짐을 알 수 있었다. 그리고 Type 1(스윙비 1.3)과 Type 4(스윙비 2.3)인 경우, Type 2(스윙비 2.0)에 비해 상대적으로 피스톤 형상 변화에 민감하게 변화됨을 알 수 있었다. 그래서 본 연구에서는 피스톤형상별 그리고 엔진회전수 변화에 보다 안정적인 평균스윙속도 분포 및 압축말기에서의 안정된 난류강도 분포를 형성하는 Type 2(스윙비 2.0)를 최종 개발엔진내 흡기포트의 스윙비로 채택하였다.

후 기

본 연구는 국가지정실연구사업(NRL)의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Kang, K. Y. and Reitz, R. D., 2000, "Intake Flow Structure and Swirl Generation in Four Valve Heavy Duty Diesel Engine," *ASME*, Vol. 122.
- (2) Martin, J. K., Plee, S. L. and Rembiski, D. J., 1988, "Burn Modes and Prior Cycle Effects on Cyclic Variations in Lean-Burn Spark-Ignition Engine Combustion," SAE 880201.
- (3) Fansler, T. D., 1993, "Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in Piston Engine," SAE 930479.
- (4) Stone, C. R. and Ladommatos, N., 1992, "The Measurement and Analysis of Swirl in Steady Flow," SAE 921642.