

## 가솔린 엔진에서 밸브리프트에 따른 유동특성에 관한 수치해석적 연구

김대열\*

(논문접수일 2008. 2. 22, 심사완료일 2008. 5. 26)

### A Numerical Study of Valve Lift on the Flow Characteristics in Gasoline Engine

Dae Yeol Kim\*

#### Abstract

Flow characteristics have one of the effects in the process of engine. The numerical analysis makes it possible to predict the flow fields. This paper presents characteristics of steady flow according to variation of valve lift in a gasoline engine. The numerical computations have been made to observe the pressure distribution in accordance with the variable valve lift. Characteristics of tumble flow and swirl flow according to the variable valve has also been investigated. We could find that tumble ratio and swirl ratio is different between with/without PDA valve. The steady flow test was simulated through three-dimensional analysis on intake port design for comparing with experimental data and confirming the feasibility of applying analytic method. As a result, this study shows the possibility of the usage of numerical simulation to predict the flow characteristics for gasoline engine.

**Key Words** : Numerical simulation(수치 시뮬레이션), PDA Valve(port deactivation valve, 스윙조절밸브), Steady flow(정상 유동), Swirl ratio(스윙비), Tumble ratio(텀블비)

### 1. 서론

오늘날 전 세계적으로 지구환경문제가 심각하게 대두됨에 따라 자동차 배기가스에 대한 규제가 강화되고 이에 상응하여 자동차용 엔진의 저연비화와 고출력화가 절실히 요구되고 있는 상황이다. 자동차용 엔진 개발을 위해 많은 실험과

시뮬레이션을 통해 연구가 이루어지고 있다. 이러한 연구의 결과로 연료소비율 감소와 유해 배기가스 저감을 구현하는데 있어서는 연소실 내 유동에 대한 연구가 필요하다. 시뮬레이션을 통해서 엔진의 효율 향상과 배기가스저감 등 가능성 있는 유동 및 연소 현상을 가시화하거나 분석할 수 있다. 바로 이런 점이 현재 엔진의 여러 가지 현상 연구에 수치적

\* 동양공업전문대학 기계·자동차공학부 기계설계과 (kdy2006@dongyang.ac.kr)  
주소: 152-71 서울시 구로구 고척동 62-160

해석 기법을 적용하는 주된 이유다<sup>(1)</sup>.

연소실 내 유동은 복잡한 난류유동이며 3차원 비정상 압축성 유동이기 때문에 연구가 먼저 수행되어 왔으나, 최근 새로운 해석 모형의 개발에 따라 수치 해석적 방법에 의한 연구도 활발히 진행되고 있다.

실험에 의한 유체현상의 해석은 그 결과로 얻을 수 있는 자료가 한정되어 있고 실험에 소요되는 경비가 많은 단점을 가지고 있다. 이에 반하여 수치해석은 실험에 따른 제한적 요소를 없애고 원하는 자료를 쉽게 얻을 수 있다는 장점 때문에 이의 비중이 점점 커지고 있다<sup>(2)</sup>. 이러한 수치해석은 초기에는 축대칭 2차원 수치해석<sup>(3)</sup>을 통해서 이루어졌다.

현재에는 컴퓨터의 기술의 발달로 인해 계산속도와 기억용량이 크게 증가되어 엔진의 흡기포트까지 포함한 실제조건과 같은 복잡한 형상을 모두 고려하고, 연소모델까지 적용하여 엔진의 모든 과정을 3차원적으로 계산을 수행하는 단계에 이르고 있다.

Luo<sup>(4)</sup>는 밸브 입구의 유동을 관찰하기 위하여 피스톤이 포함되지 않은 정상상태의 흡기포트와 연소실을 Harwell사의 Flow 3D 코드를 사용하여 수치해석을 하고 실험하였다. Haworth<sup>(5)</sup> 등은 흡기포트와 연소실의 3차원 유동해석을 수행하였다.

그러나 현실적으로 연소과정까지 포함한 3차원 유동해석은 전산시간과 기억용량이 많이 들어 실제 엔진 실제과정에 적용하기 어렵고 유사 차원적 해석이 응용성이 크다. 따라서 적용이 쉬운 유사차원 유동해석을 이용하여 유동특성을 통해 실험치의 연소 및 배기가스 특성의 관계성을 파악할 수 있다면 매우 유용한 연구 자료가 될 수 있다고 본다<sup>(6)</sup>.

본 연구에서는 수치해석을 이용하여 실험결과와 비교해서 유량 및 유동특성에 대해 알아보았다.

## 2. 수치해석

### 2.1 경계조건

연소실 내부의 계산영역에서 경계면은 고체벽면과 주기 경계면으로 나뉘고, 고체벽면에 대해서는 속도와 온도 경계조건이 주어진다.

벽면에서 속도 경계조건은 점착조건(No slip condition), 비 점착조건(Free slip condition) 또는 벽법칙으로 주어진다. 점착조건이 적용되는 벽면에서는  $u = w_{wall}k$ 로 표현할 수 있는데, 이것은 벽이 z방향(피스톤헤드에서 향하는 방향)으로  $w_{wall}$ 의 속도로 움직이는 것을 의미한다. 비점착과 난류 벽 법칙이 적용되는 벽면에서는 기체의 수직방향 속도성

분과 같게 된다. 열전달을 수반하게 되는 문제의 일반적인 경우에 있어서 온도의 경계조건은 특정한 벽 온도를 지정하는 경우와 특정한 열 플럭스를 지정하는 경우로 나뉜다.

벽의 온도나 벽의 열 플럭스로 특정한 조건을 지정하게 되는데, 특정한 온도조건의 경우에는 열 플럭스를 난류의 벽법칙을 사용해 계산한다.

벽 근처의 낮은 레이놀즈수 영역에 대해서는 난류모델이 적용될 수 없으므로 벽에 인접한 점에서의 접선속도는 식 (1)과 같은 실험식으로 결정한다.

$$\frac{v}{u^*} = \begin{cases} 1/k \ln(c_w \zeta^{7/8}) + B & \zeta > R_c \\ \zeta^{1/2} & \zeta < R_c \end{cases} \quad (1)$$

여기서,  $\zeta = \frac{\rho y v}{\mu_{air}(T)}$ 는 벽에 대한 기체의 상대속도이다. 즉,  $v = |u - w_{wall}k|$ 와 벽에서 떨어진 거리 y로 계산한 레이놀즈수이며  $u^*$ 는 마찰속도이다. 벽면에서의 온도 경계조건은 벽 온도를 지정하거나 벽에서 열 유속  $J_w$ 을 지정하게 되는데, 벽 온도를 지정하는 경우에는  $J_w$ 는 식 (2)와 같은 벽법칙에 의하여 계산한다.

$$\frac{J_w}{\rho u^* c_p (T - T_w)} = \begin{cases} 1 / (\text{Pr}_t \frac{v}{u^*}) & \zeta \leq R_c \\ 1 / \left\{ \text{Pr} \left[ \frac{v}{u^*} \left( \frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} - 1 \right) R_c^{1/2} \right] \right\} & \zeta > R_c \end{cases} \quad (2)$$

여기서,  $T_w$ 는 벽 온도이고  $\text{Pr}_t$ 은 층류의 Prandtl수이다. 난류 운동에너지  $k$ 와 소산율  $\epsilon$ 에 관한 경계조건들은 식 (14)과 같다.

$$\nabla k \cdot n = 0, \quad \epsilon = c_\mu \frac{k^{3/2}}{y} \quad (14)$$

여기서,  $c_\mu$ 은 식 (15)과 같이 결정한다.

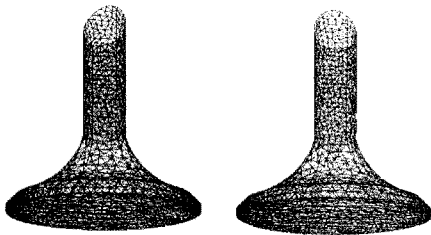
$$c_\mu = \left[ \frac{c_\mu}{\text{Pr}_\epsilon (c_\epsilon - c_\mu)} \right]^{1/2} \quad (15)$$

### 2.2 수치해석기법

계산에 사용되는 형상은 여러 개의 작은 영역으로 분할하는데, 이 분할된 모양을 격자라 하고 각각의 작은 영역을 셀이라고 한다. 셀의 모양은 3차원일 경우에 보통 육면체나 사면체이다. 모든 물리량들은 이 셀들을 중심으로 저장된다. 이러한 각각의 셀의 체적에 보존법칙을 적용하는 방법을 유한체적법

**Table 1 Specification of the model engine**

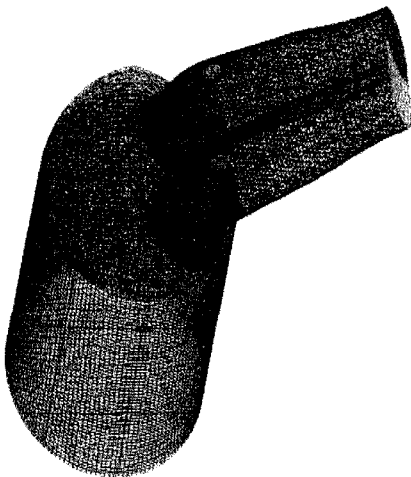
Items		Specifications
Bore(mm)		68.5
Stroke(mm)		78
Compression ratio		9.30 : 1
Inner seat diameter(mm)	Int.	25.19
	Ext.	22.78
Maximum valve lift(mm)		8



(a) Intake valve geometry



(b) PDA valve geometry

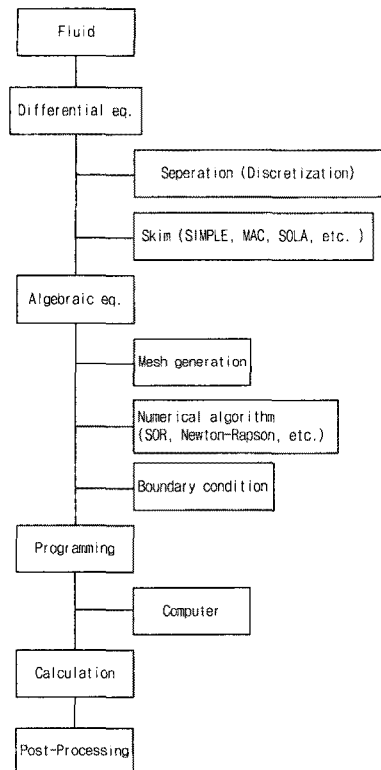


(c) Unstructured grid and structured grid geometry

**Fig. 1 3-Dimensional simulation model and mesh design**

라고 한다. 이렇게 계산 영역을 유한체적으로 격자를 생성하였다면 곧 3차원 Navier-Stokes 식을 난류모델을 사용해서 풀게 된다. 계산결과와 정확도에 직접적인 영향을 주는 격자를 구성하는 것은 수치해석을 하는데 가장 많은 시간이 소요되는 부분이다. 또한 3차원적 구조를 도면에 맞게 정확하게 모델링 하는 것은 계산의 신뢰성을 높이고 격자수가 과도하게 많아질수록 그에 상응하는 해석결과는 더욱 정확해지고 수렴시간은 상대적으로 증가하게 되므로 격자의 구성이 아주 중요하다. 흡기포트와 밸브를 포함한 연소실의 격자생성은 일반적으로 단일 구조 격자(structured grid)와 단일 비구조 격자(unstructured grid)로 하는 혼합 격자(hybrid grid)로 한다. 3차원 해석모델의 형성은 실험에서 사용된 실린더 헤드의 실제 형상 데이터를 이용하여 구현하였다. 본 논문의 해석을 위해 전산유체공학(CFD) 해석용 프로그램을 사용하였으며 계산에 사용된 모형 엔진의 제원은 Table 1과 같다. 계산은 흡입밸브가 열림을 기점으로 시작하여 최대 밸브 리프트 8mm까지 해석하였다.

Fig. 1은 3D 해석모델의 전체 형상과 격자구성으로서 (a)는 흡기밸브, (b)는 PDA 밸브, (c)는 전체의 격자를 나타내



**Fig. 2 CFD simulation algorithm**

는 모델이다. 정상유동장치 실험을 구현하기위하여 배기포트 및 밸브를 제거하고 격자를 구성하였으며, 사용한 전체 계산 격자수는 약 270,000 cell로 구성하였다. 시뮬레이션의 수행은 오차가 1%이하로 될 때까지 반복하였으며, 시뮬레이션 과정의 흐름도는 Fig. 2에 나타내었다. 본 연구에서는 엔진 내부 유동을 모사할 수 있는 순차적 연산자 기법을 사용하였다. 수렴시간은 Pentium IV 4.0GHz, Memory 516Mb 컴퓨터로 6~10시간 계산 후 수렴하였다.

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

실험에 사용한 연소실은 펜트 루프형(pent-roof)으로서 점화플러그는 중앙에 위치하고 있으며 전극으로부터 연소실 밑단까지의 거리는 7.4mm로 설정하였고, 피스톤 크라운까

지의 거리는 8.35mm이다. 또한 연소실은 화염의 전파가 용이한 타입으로 하였고, 체적은 압축비 9.30 : 1을 유지하기 위해서 설계되었다. 연소실은 기본 연소실로서 바깥 라운드 반경을 10mm로 하였고, 연소실의 제원으로 흡기포트 직경이 36 mm, 연소실 밑면에서 흡기포트 입구의 중심선까지의 거리는 25.19mm, 흡기포트 각은 32.2°, 흡기밸브의 직경은 25.19 mm이고, 밸브 각은 15°이다.

Fig. 3은 연소실 형상<sup>17)</sup>의 개략도이다. 본 실험에서는 PDA<sup>(8)</sup>

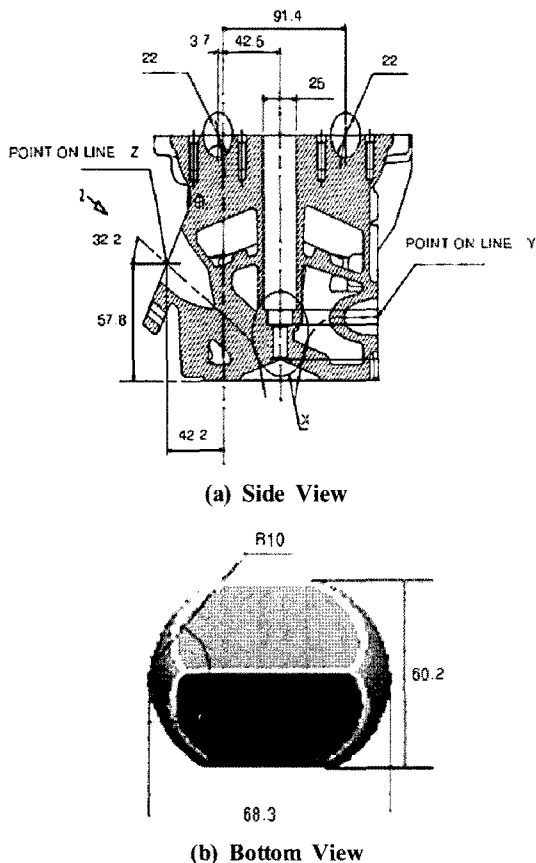


Fig. 3 Schematic diagram of combustion chamber

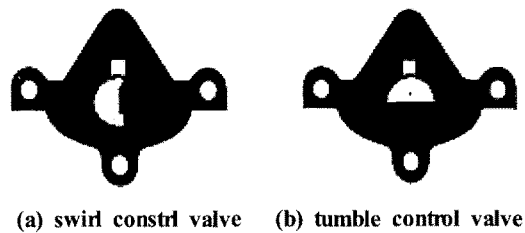


Fig. 4 Schematic diagram of PDA valve(swirl control valve) and tumble control valve

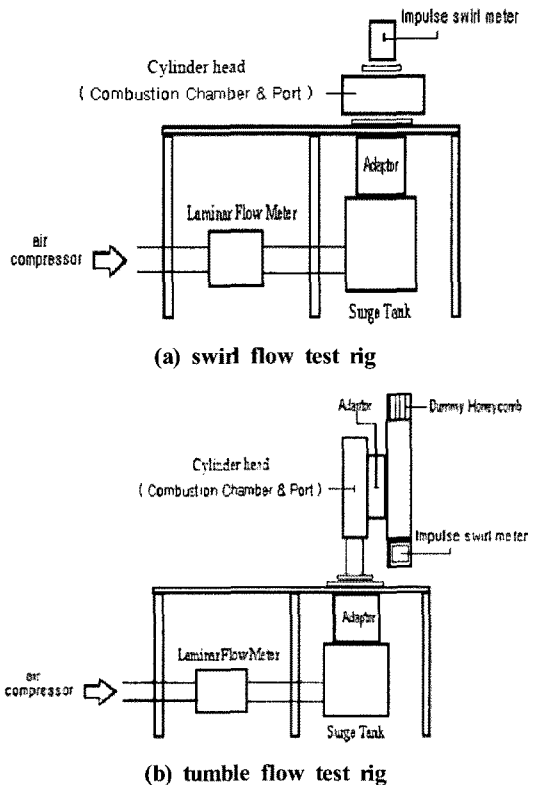


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

밸브는 두께 0.6mm의 알루미늄 판을 이용하여 제작하였으며, 형상은 Fig. 4와 나타난 바와 같이 유량계수의 저하를 최소한으로 하는 것으로 기존의 텀블 강도를 최소화 또는 강화하는 조건하에서 스웰 강도를 최대로 강화시키려는데 초점을 맞춘 형상이다. 본 논문에서는 PDA 밸브를 스웰류의 생성이 용이한 스웰 강화형(swirl type, PDA)을 선정하여 사용하였다. 개구율은 흡입 공기가 유입되는 부분으로서 전체 포트 면적에 대한 개구부의 면적비를 말한다. 본 실험에 사용된 PDA는 개구율이 50%이다. Fig. 5는 본 연구에 사용된 실험장치를 보여주고 있다.

### 3.2 실험방법

실린더 내의 연소유동의 형태는 실린더에 평행하게 운동하는 스웰(swirl) 유동과 수직하게 운동하는 텀블(tumble) 유동으로 대표된다. 스웰 유동은 회전축이 피스톤 중심축과 일치하므로 폭발과정 후기까지 지속되는 난류생성원이 된다. 그러나 텀블 유동은 피스톤의 움직임에 따라 그 강도와 운동 중심이 변하는 특징이 있어 스웰 유동보다 압축말기에 지속되지 않기 때문에 생성된 난류성분은 초기 연소반응을 촉진시켜 초기 연소속도를 증가시키지만, 후기 연소에는 큰 영향을 미치지 않는 특징을 가진다<sup>(9,10)</sup>. 스웰 측정시 먼저 대기압과 와류 측정기 사이의 압력차를 일정하게 유지하고 흡기 밸브의 양정을 변화시켜 가면서 각각의 경우에 유량과 토크 및 온도, 압력 등을 측정한다. 밸브간극의 조절은 피치 1mm의 볼트나사를 이용하며 한 바퀴씩 돌려가면서 1mm~8mm(최대 밸브간극 7.4mm인 경우)까지 측정하였다. 각각의 밸브간극에서 공기의 공급은 공기압축기의 회전수를 조정하여 대기와 서지탱크(surge tank; 9ℓ) 내부의  $\Delta P$ 가 8kPa이 되도록 하였다. 실제 엔진에서 발생하는 공기유동이 난류이므로 위와 같이 설정하였다. 즉, 유량특성을 나타내는 무차원수가 공기유동이 난류일 때에는 압력변화에 대한 영향이 상대적으로 적어 공기유동이 완전한 난류를 형성할 수 있도록 하기 위함이다. 따라서 여러 가지 엔진의 유동효과를 비교 판단하기 위해서는 무차원수가 필요하다.

본 실험에서는 흡입 공기량의 측정을 위하여 층류 유량계를 이용하였으며, 엔진의 운전조건에 해당하는 차압을 설정하여 공기를 흡입하였을 때, 생겨나는 오리피스 전후의 차압을 측정하여 구하였다. 와류 외에도 정상유동장치에서 텀블을 측정하는 경우에는 엔진 헤드에 텀블 더미 허니콤을 장착하고, Fig. 5 (b)처럼 실험을 한다. 이 텀블 더미 허니콤은 스웰 측정시의 더미 실린더의 역할을 하며, 특히 텀블 운동(motion)이 텀블 튜브의 벽에 부딪쳐 상하로 분리되어 스웰

운동으로 바뀌도록 한다. 아랫부분은 충격식 토크, 상부에는 대기에 노출시킨 더미 허니콤(Dummy Honey-comb)을 설치하였다. 정확한 실험을 위해서는 분리된 유동에 걸리는 압력강하가 동일하도록 하는 것이 좋다. 실험방법은 스웰 측정시와 동일하다. 다만, 텀블수 및 텀블비를 구할 때는 충격식 토크 측정기에서 측정된 값의 2배를 해주어야 한다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 유동해석 조건

연소실 내부에서 최초의 유동은 정체된 것으로 가정했으며, 흡입밸브에서 유입되는 유동속도는 유동을 비압축성으로 가정하고, 질량보존법칙에 의해 계산은 흡입밸브가 열림을 기점으로 시작한다. 밀도( $\rho$ )와 온도(T)는 각각 표준공기의 값 1.1774kg/m<sup>3</sup>(11.538N/m<sup>3</sup>)과 300k를 가정하였다. 초기조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} U_0 &= 0, \\ T_0 &= 300k, \\ \rho_0 &= 11.538N/m^3, \\ k_0 &= 0.3 U_P^2, \\ \epsilon_0 &= \frac{3.65k^{1.5}}{\text{valve lift}} \end{aligned}$$

여기서  $k$ 는 난류 에너지,  $\epsilon$ 는 점성 소산율,  $U$ 는 벽속도,  $U_P$ 는 피스톤의 순간속도, 하첨자 0은 초기조건을 나타냈다. 경계조건은 벽면에서 비미끄럼 조건을 사용하였고, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_{inlet} &= \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \\ I &= 0.05, \\ k &= 1.5(I * V_{inlet})^2, \\ \epsilon &= \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{L} \end{aligned}$$

여기서  $V_{inlet}$ : 밸브의 입구속도,  $\Delta P$ 는 시험압력,  $I$ 는 입구의 난류강도,  $C_\mu$ : 난류특성계수,  $L$ 은 유동의 특성 길이로 나타낸다.

### 3.2 유동모델 검증

DOHC 4밸브 펜트루프(pent-roof)형 엔진의 밸브 리프트에 따른 밸브주위의 유동장이 연소실내 유동장에 미치는 효과가 매우 크므로, 밸브 리프트에 따른 유동장의 변화를 파

약하는 것으로 실제 엔진의 유동양상을 예측할 수 있다.

Fig. 6~7은 흡입밸브를 축으로 하여 단면을 잘라 낸 것으로 PDA 밸브를 장착한 것과 장착하지 않은 것에 대한 리프트 변화에 따른 유동장의 변화를 나타낸 그림이다. 밸브

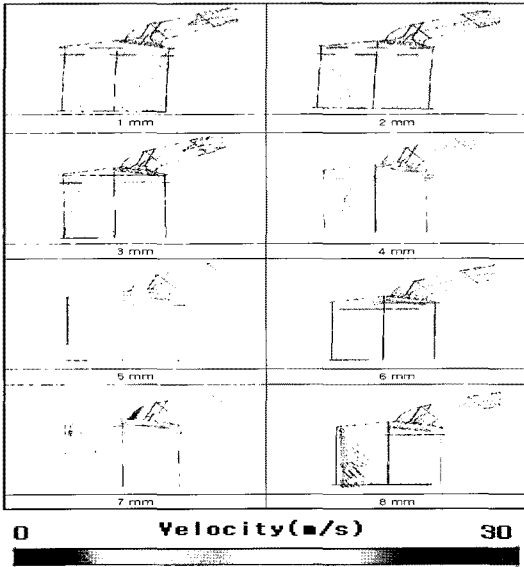


Fig. 6 Flow pattern of X-cut section according to valve lift, without PDA valve

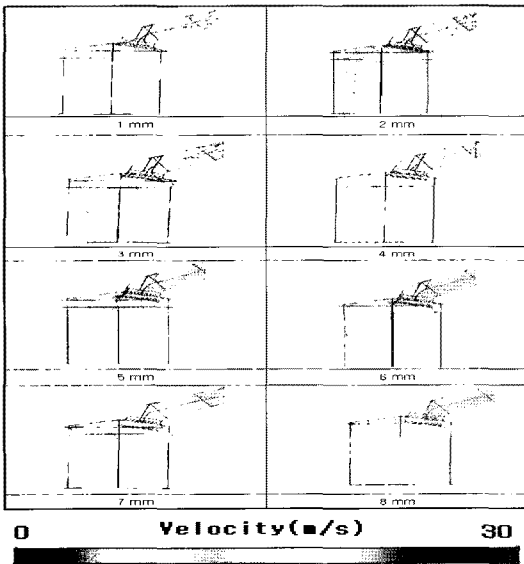


Fig. 7 Flow pattern of X-cut section according to valve lift, with PDA valve

양정(valve lift)이 증가할수록 실린더내로 유입되는 공기의 유량이 증가하기 때문에 밸브 윗면과 시트면으로부터 유동이 분리되면서 그림에서 보는 바와 같이 발생하는 유속이 점차 가속화함을 확인하였다.

저양정(1~3mm)일 때는 NO-PDA 밸브와 PDA 밸브의 유동 패턴이 유사하며, 고양정(4~8mm)으로 갈수록 PDA 밸브의 유동 양상은 스월(swirl)과 텀블(tumble)이 조합해서 나타난다. NO-PDA 밸브는 정방향 텀블(tumble) 유동이 강하게 나타내고 있다. 정상유동장치 실험에서 실험한 결과, 밸브 리프트 6mm(L/D)이상일 때부터는 질식현상(choking)이 발생하고 있는 관계로 공기유량의 증가효과를 기대하기 어렵다는 사실을 확인하였다.

Fig. 8은 저양정(2mm)와 질식현상이 일어나기 전, 고양정(6mm)일 때의 NO-PDA와 PDA의 압력분포를 나타낸다.

Fig. 8 (a), (b)에 보인 밸브 리프트 2mm 경우보다 Fig. 8 (c), (d)의 밸브 리프트 6mm 경우에서 연소실 내의 압력분포가 더 높게 나타나는 것을 확인하였다. 이것은 공기가 더 많이 유입되기 때문으로 판단된다. Fig. 8 (d)의 경우에는 PDA로 인하여 공기가 거의 한쪽 방향만 유입되는 것을 볼 수 있으며, Fig. 8 (c)에서처럼 PDA가 없는 경우에는 압력분포가 보다 높고 고르게 분포하는 것을 확인할 수 있다.

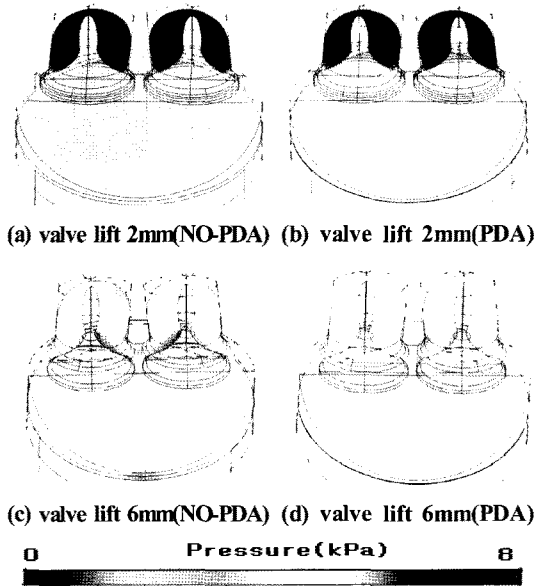


Fig. 8 Relative pressure distribution according to valve lift

여기서 NO-PDA는 PDA밸브를 장착하지 않는 연소실이고, PDA는 PDA밸브를 장착한 연소실을 말한다.

Fig. 9는 밸브 리프트 2mm, 6mm일 때의 NO-PDA와 PDA의 스월(swirl) 분포를 나타내고 있다. 밸브 리프트 2mm, 6mm 모두 PDA 밸브일 경우는 유입되는 공기가 연소실 중

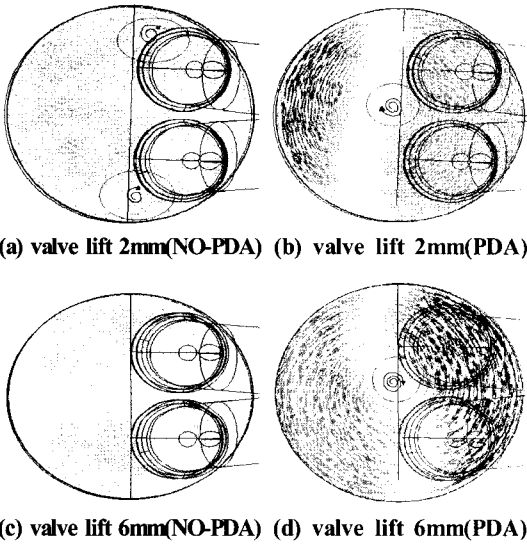


Fig. 9 Relative swirl distribution according to valve lift, as steady flow

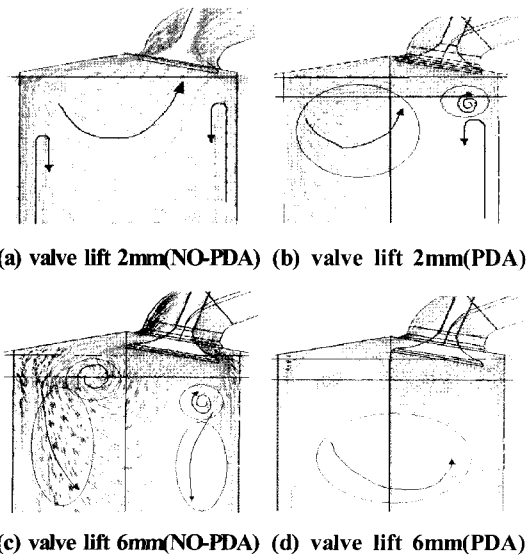


Fig. 10 Relative tumble distribution according to valve lift, as steady flow

양을 중심으로 하나의 스월(swirl)이 강하게 나타나고 있다. NO-PDA 밸브는 밸브 리프트 2mm 일 때는 실린더 벽면을 따라 약한 스월(swirl)이 여러 곳에서 나타나고, 밸브 리프트 6mm 일 때는 거의 스월이 나타나지 않음을 확인하였다.

Fig. 10은 밸브 리프트 2mm, 6mm 일 때의 NO-PDA 밸브와 PDA 밸브의 텀블(tumble) 분포의 비교를 나타낸다. NO-PDA 밸브는 2mm 일 때는 반시계 방향으로 텀블의 분포도가 넓게 나타나고, 벽면으로 역텀블 현상이 약하게 일어남을 알 수 있었다. PDA 밸브는 텀블의 분포도는 작으나 강하게 작용하는 것을 알 수 있고, 또한 실린더 상부에 스월이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. NO-PDA 밸브는 고양정(6mm)인 경우가 저양정(2mm)인 경우보다 텀블(tumble) 유동이 뚜렷하게 나타났고, 또한 밸브 상부와 실린더 벽면에 강한 압력이 작용하여 중앙으로 강한 텀블을 나타낸다. PDA 밸브는 고양정의 경우, 중앙으로 텀블이 강하게 작용하는 것을 알 수 있었다. 이는 PDA의 영향으로 텀블에 스월을 강화시킨 현상으로 볼 수 있다.

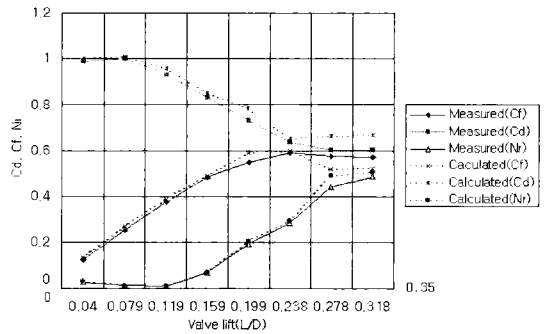


Fig. 11 Comparison of measured and calculated Cf, Cd, Nr without PDA valve

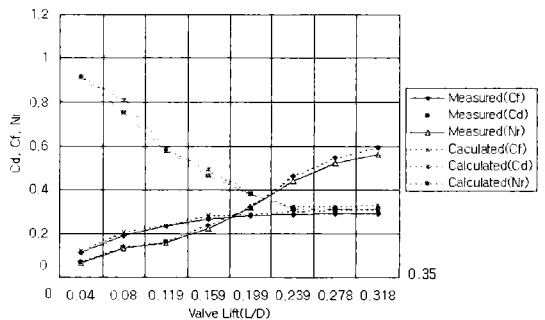


Fig. 12 Comparison of measured and calculated Cf, Cd, Nr with PDA valve

NO-PDA 밸브와 PDA 밸브에 따른 유량 특성을 나타내는 유량계수(Cf)와 충전계수(Cd), 그리고 유동특성을 나타내는 텀블비(Nr)와 스웰비(Nr)는 Fig. 11과 Fig. 12에 각각 실험결과와 계산결과의 비교를 나타냈다. 전체적으로 8~10%이내의 오차를 보이고 있지만, 그 경향은 잘 일치하고 있다. 이것은 수치 계산시 설정한 가정과 실제 현상과의 차이에 의한 것으로 생각된다.

## 5. 결론

정상유동장치의 실험과 CFD를 이용한 밸브 리프트에 따른 유동특성에 관한 결론은 다음과 같다.

- (1) 수치해석으로 구한 이론값과 실험 결과값을 비교·검토한 결과 전체적으로 8~10% 이내의 오차를 보이고 있지만 그 경향은 잘 일치하고 있다.
- (2) PDA 밸브를 장착 및 미장착의 압력분포에 따른 유동특성을 분석하면, PDA 밸브와 상관없이 저양정(2mm)에서는 유동에 의하여 밸브의 간섭이 커서 공기가 원활히 유입되지 않는다. 이로 인해 밸브부분만 압력이 높고 연소실 내의 압력은 약 4kPa 정도이다. 밸브가 점차 개방되면서 고양정(6mm)에서는 압력이 5kPa 정도로 압력 분포가 더 높게 나타났다. 이는 밸브 리프트가 증가할수록 공기가 더 많이 유입되기 때문으로 판단된다.
- (3) 스웰 분포에 따른 유동특성을 살펴보면, 밸브 리프트에 상관없이 PDA 밸브를 장착한 연소실이 장착하지 않는 연소실에 비하여 스웰이 강하게 나타났다. 이는 PDA 밸브가 난류를 생성시키기 때문으로 판단된다.
- (4) 밸브 리프트에 따른 텀블 분포의 비교한 결과, 저양정(2mm)일 때는 PDA 밸브가 없는 연소실은 반시계방향으로 텀블 분포도가 넓게 나타났고, PDA 밸브가 장착한 연소실은 텀블의 분포도는 작으나 강하게 작용하는 것을 알 수 있다. 고정양(6mm)일 때는 NO-PDA 밸브 및 PDA 밸브와 상관없이 텀블 유동이 강하게 나타났다. 이는 DOHC 엔진의 특성상 공기가 많이 유입되면 텀블 유동이 강하게 형성되었기 때문이다. 또한 PDA 밸브가 없는 연소실은 상부에 스웰이 형성되었고, PDA 밸브가 있는 연소실은 상부보다 중단에 스웰 형성이 나타내는 것을 볼 수 있다.

## 참고 문헌

- (1) Cho, K. K. and Hwang, S. S., 1988, "Numerical Simulation on Combustion Phenomena of Internal Combustion Engine," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 10, No. 2, pp. 9~14.
- (2) Kang, D. G., 1993, "Numerical Simulation of the Three-Dimensional Flow in a Reciprocating Engine During the Intake Stroke," An Academic degree thesis of Pohang University, pp. 6~52.
- (3) Gosman, A. D. and Ahmed, A. M. Y., 1987, "Measurement and Multi-dimensional Prediction of Flow in an Axi-Symmetric Port/Valve Assembly," *SAE Paper*, No. 870592.
- (4) Kent, J. C., 1989, "Observation on the Effect of Intake Generated Swirl and Tumble on Combustion Duration," *SAE Paper*, No. 892096.
- (5) Tahry, S. E., Haworth, D. C., and Huebler, M. S., 1990, "Multi dimensional Port and Cylinder Flow Calculation for Two and Four Valve Per Cylinder Engines : Influence of Intake configuration on Flow Structure," *SAE Paper*, No. 900257.
- (6) Kim, C. S. and Choi, Y. D., 1994, "A Study on the Influence of Turbulent Intensity on DOHC Engine Performace," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 2, No. 2, pp. 12~23.
- (7) Kim, D. Y., Han, Y. C., and Park, B. K., 2006, "A Study on the Steady Flow Characteristics by PDA and Tumble Control Valve in Combustion Chamber," *Transactions of KSMTE*, Vol. 15, No. 4, pp. 74~82.
- (8) Kim, D. Y. and Han, Y. C., 2004, "An Experimental Study of the Effect of PDA Valve on the Combustion Characteristics of the Spark Ignition Engine," *Transaction of KSMTE*, Vol. 13, No. 3, pp. 104~112.
- (9) Partington, G. D., 1985, *Ricardo Impulse Swirl Meter Instruction Manual*, Ricardo, DP. pp. 85~1833.
- (10) Mayer, K. P., 1982, "Swirl Measurement on the Stationary Flow Test Bench by Means of a Momentum Meter," *AVL*, Memo 618.