

# 밸브위치에 따른 4밸브 엔진 연소실 내부의 스월비와 텀블비의 거동

## The behavior of swirl and tumble ratio in the combustion chamber of 4-valve engine with valve positions

김성준\*    이천식\*\*    전봉준\*\*\*    이용일\*\*\*\*  
Kim, Sung-Joon    Lee, Chon-Sik    Chun, Bong-Jun    Lee, Yong-Il

### Abstract

This research has an object to find out how the position of inlet valve influence swirling and tumbling of turbulence inside the combustion chamber of 4 valve engine. The computational analysis of three dimensional complicated turbulence flow in the cylinder is done by the KIVA-3V program to carry out this object. One use 6 valve positions with the bowl type of piston cavity. The swirl ratio and the tumbling ratio of flow filed are evaluated quantitatively to find out how each valve position influence flow phenomena in the combustion chamber during the intake and compression processes.

키워드: 4 밸브엔진, 텀블류, 밸브위치

Keywords: 4 valve engine, tumbling flow, valve position

### 1. 서론

내연기관의 연소특성은 기관의 성능에 지대한 영향을 미치고 있으며 연소특성에 영향을 미치는 인자들의 역할을 이해하는 것은 매우 중요한 일이다. 그동안의 많은 연구들을 통해 실린더 내부유동이 스파크 점화엔진의 점화 및 연소과정과 압축착화엔진의 연료와 공기의 혼합 및 연소과정 등에 지대한 영향을 미치는 것으로 밝혀졌다. 여러 학자들에 의해 실험과 수치해석을 이용해 실린더내 유동 현상이 꾸준히 연

구되고 있다. 배기가스 규제가 점차 강화되면서 규제를 만족시키기 위해 분사시스템을 개선하거나 연소실의 형상 변경을 연구하고있다.[1-3] 연소실 내부의 유동은 기관의 출력 및 배기가스의 조성에 직접적인 영향을 미치기 때문에 이에 대한 연구는 우수한 운전특성과 배기 특성을 지닌 기관의 개발을 위해 매우 중요하다. 디젤기관에서는 연소실 내부유동의 난류강도를 증대시켜 흡입된 공기와 연료의 혼합을 빠르고 원활하게 하며 착화후 화염의 확산속도를 증대시키기 위하여 선회류와 텀블류를 이용하고 있다. 흡입행정에서 형성된 실린더 내부유동은 압축과정을 거치면서 상당히 변형되기 때문에 이러한 변형에도 불구하고 최적의 유동조건이 유지되도록 설계조건을 설정하는 것이 무엇보다도 중요하다.[4] 흡입과정 중 생성된 난류는 대단히 작은 난류성분이기 때문에 공기가 연소실로 선회류 또는 텀블류의 발생 없이 유입되면 압

\* 강원대학교 기계메카트로닉스공학부 교수  
\*\* 대화고등학교 자동차과 교사  
\*\*\* 강원대학교 대학원 기계메카트로닉스공학과 박사과정  
\*\*\*\* 강원대학교 대학원 기계메카트로닉스공학과 석사과정

축과정 초기에 거의 소멸되어 연소가 시작할 때에는 난류성분이 조금 밖에 남아 있지 않게 된다. 텀블유동은 피스톤의 움직임에 따라 그 강도와 운동 중심이 변하는 복잡한 특성을 가지며, 따라서 피스톤의 운동 방향과 수직방향의 중심축을 갖는 스웰유동 보다 압축말기에 깨어짐의 효과가 크다. 압축말기 연소실내 난류강도는 흡입과정시 생성된 유동에너지가 압축과정을 거치면서 작은 스케일의 에디(eddy)로 붕괴되어 열로 소산되는데, 에디들은 연소과정에서 초기 화염 생성을 촉진시키고 화염전파 속도를 증진시키는 역할을 하므로 실린더내의 평균속도 및 난류유동을 측정하는 연구의 요인이 되고 있다. 실린더내 유동해석과 관련된 최근의 연구동향을 살펴보고자 한다. Errera 등[5]은 흡기포트 및 연소실에서의 유동을 동시에 계산하였고, Taghavi 등[6]은 밸브와 피스톤의 움직임을 고려하여 연소실 내에서의 연소현상을 계산하였다. Luo 등[7]은 실제엔진의 최대 밸브리프트에서의 정상상태 해석을 수행하여, 실험결과와 비교하였으며, 이 연구에서도 격자 생성의 어려움으로 스퀴시 영역에서의 형상을 조금 변경하였다. Naitoh 등[8]은, 실제엔진에서는 피스톤 캐비티의 유무동에 따른 피스톤 헤드의 기하학적 형상과 피스톤 헤드에서의 흡입유동의 충돌 등에 기인하여 포트 및 밸브계를 통해 유입된 흡입유량이 변형되어 선회류나 텀블류의 강도가 증감하거나 복잡한 형태로 변하게 된다고 밝히고 있다.

본 연구에서는 흡기밸브의 위치가 흡입 및 압축과정 동안 연소실내 유동에 미치는 영향을 고찰하고자 bowl형 피스톤을 대상으로 흡기밸브 위치를 6가지의 경우로 선정하여 변경하면서 스웰비와 텀블비를 분석하였다. 본 연구는 Los Alamos 연구소에서 내연기관 수치해석용으로 개발한 KIVA-3V[9]를 사용하였으며 x-y 평면에서 흡입밸브의 위치를 6가지로 변화시켜 그에 따른 유동 특성변화를 크랭크각도로 45° 간격으로 나누어 고찰하여 선회류 및 텀블류가 최대로 발생하는 밸브의 위치를 예측하였다.

## 2. 해석프로그램 및 지배방정식

### 2.1 KIVA 코드의 개요

원래의 KIVA[10] 코드는 1985년에 공개되었고, 1989년에 원래 KIVA코드를 개선한 KIVA-II[11]가 발표되었다. 1993년에 KIVA-3가 공개되고 1997년에

KIVA-3V가 발표되었다. KIVA는 분무된 증발하는 연료, 화학반응을 하는 이상기체의 혼합, 비정상 난류유동을 수치해석하는 프로그램이다. 수치해석 공간을 수많은 작은 육면체로 나누고 이 작은 육면체를 계산격자라고 불렀다. 각 계산격자는 8개의 꼭지점을 갖게 되고 각 꼭지점의 위치는 시간함수로 표시되어 결국 Lagrangian과 Eulerian의 개념이 혼합되게 된다.

즉, 연소실의 형상이 바뀌면서 계산격자의 형상과 꼭지점의 위치가 바뀌게 된다. 각 꼭지점에 직각좌표계를 기준으로 한 속도성분을 저장하게되나 계산과정 중에는 계산격자 면의 속도를 사용하게 된다. ALE방법은 매 계산과정을 Lagrangian과정과 Rezone과정으로 나누고 Lagrangian과정에서는 유체유속과 같은 속도로 계산격자의 꼭지점이 움직이게 된다. 따라서 계산격자의 면을 가로지르는 유동이 없게 된다. 시간차분은 Implicit법을 사용하였기 때문에 수치해석의 안정성보다는 수치해석의 정확도를 고려하여 시간간격을 결정하였다. 차분화된 식의 풀이과정은 SIMPLE과 유사한 방법을 사용하였으며 각 방정식은 Conjugate residual 방법을 사용하였다. 그리고 Rezone과정에서 물질유동은 Explicit법을 사용하였다.

대류항을 차분화 하기 위해 KIVA에서는 Partial-donor-cell-scheme을 사용하였고 KIVA-2에는 Quasi-second-order upwind(QSOU)을 사용할 수 있도록 추가하였다. 화학반응은 종의 개수와 관계없이 수치해석할 수 있으나 계산 시간의 제약을 받게되며 화학반응은 Slow반응과 Quick반응으로 구분하였다.

난류를 수치해석하기 위해 기본  $\kappa - \epsilon$  난류 모델, 체적확산효과와 분무와 난류사이의 상호과정을 고려한 수정된  $\kappa - \epsilon$  난류 모델 그리고 SGS(subgrid scale)를 사용할 수 있도록 하였다. 경계층은 수정된 난류 Law of the wall을 사용하고 증발하는 액체방울은 Lagrangian형의 Discrete-particle법을 사용하였다. KIVA-3V는 내연기관의 실린더 헤드에서 수직 또는 기울어진 밸브를 모델링 할 수 있는 KIVA-3[12]의 확장버전이다. 밸브를 계산 격자망 안에서 움직이는 물체로 취급하였는데 이는 Snapper법이라고 부른다.

KIVA-3V는 3부분으로 구성되어있다. 이는 계산격자망 구성 프로그램(Pre-processor: K3PREP), 주 프로그램 그리고 그래픽을 위한 프로그램(Post-processor: K3POST)들이며 RNG 난류모델이 추가되었다.

2.2 지배방정식

엔진 모사에 적용된 좌표계는 아래그림 Fig.2-1과 같이 직각 좌표계로서 x, y, z로 정의된다. 이 좌표계를 가지고, x-y평면은 피스톤 면과 평행하고, z축은 실린더 축과 평행하다. z축은 하사점에서 원점을 가지고, 실린더 헤드를 향한 윗쪽이 양이 된다. x와 y축은 실린더 직경의 중심에서 원점을 갖는다. 따라서, x축은 흡기부에서 배기부로 향하고, y축은 x축과 직각을 이룬다.

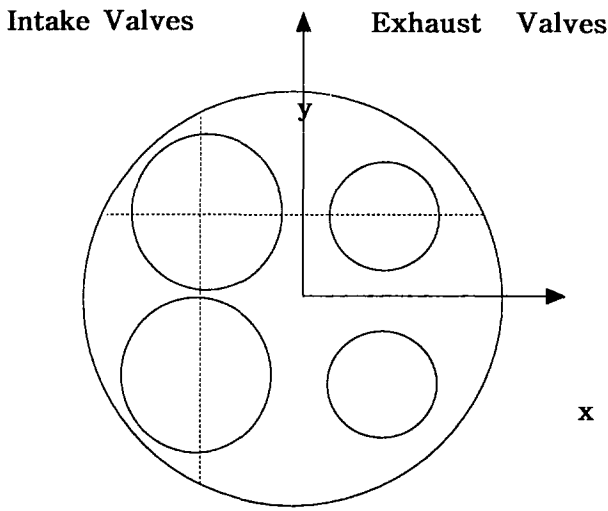


Fig. 2-1 Cartesian Coordinate System

연속방정식, 운동량 방정식 그리고 경계조건 등과 난류모형을 위한 방정식을 소개하면 다음과 같다.

$$\text{연속방정식; } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

운동량 방정식은 다음과 같다

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \sigma + \rho \mathbf{g}$$

$$\sigma = \mu [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] + \lambda \nabla \cdot \mathbf{u}$$

$\kappa - \epsilon$  난류 모델의  $\kappa$ 와  $\epsilon$ 에 대한 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \kappa}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \kappa) &= -\frac{2}{3} \rho \kappa \nabla \cdot \mathbf{u} + \sigma \nabla \mathbf{u} \\ &+ \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{Pr_\kappa} \right) \nabla \kappa \right] - \rho \epsilon \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} &= -\left( \frac{2}{3} c_{\epsilon_1} - c_{\epsilon_3} \right) \rho \epsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu}{Pr_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] \\ &+ \frac{\epsilon}{\kappa} [c_{\epsilon_1} \sigma \nabla \mu - c_{\epsilon_2} \rho \epsilon] \end{aligned}$$

위식에서 생성항  $-\left(\frac{2}{3} c_{\epsilon_1} - c_{\epsilon_3}\right) \nabla \cdot \mathbf{u}$ 는 속도 팽창이 있을 때의 길이 척도 변화를 나타내고,  $c_{\epsilon_1}, c_{\epsilon_2}, c_{\epsilon_3}, Pr_\kappa, Pr_\epsilon$ 는 실험상수들 값들로 아래 Table.2-1에 나타내었다.

Table. 2-1 Standard Empirical Constants of  $\kappa - \epsilon$  Turbulence Model

$c_{\epsilon_1}$	1.44
$c_{\epsilon_2}$	1.92
$c_{\epsilon_3}$	-1.0
$Pr_\kappa$	1.0
$Pr_\epsilon$	1.3

입구조건은 수직 성분의 속도로 주고 출구조건으로는 압력을 준다. 벽 조건으로는 벽에서 유동속도를 주거나 벽에 수직방향의 응력값을 주어 결정한다. No slip의 경우 유체의 속도를 벽에 수직인 방향의 벽 속도와 같게 준다. 그리고 응력은 운동량 방정식을 풀어 계산하게 된다. 반면에 Free slip과 난류 law of wall을 적용시킬 수 있는 벽의 경우에는 벽에 수직인 방향의 유체속도를 벽의 수직방향 벽속도와 같게 두고 벽에 평행한 유체 속도성분은 그 값을 정하여준다. Free slip의 경우 전단응력의 값은 물론 0이 된다. 난류 law of wall의 경우 벽에 평행한 속도 성분은 아래의 대수함수로 표시되고

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

여기서  $\zeta = \frac{\rho y v}{\mu}$ 는 벽에 대한 유체의 상대속도에 기초한 레이놀즈수 이고 즉  $v = |u - w_{wall}|$ 이다. y는 벽으로부터의 거리이고  $u^*$ 는 전단속도인데, 이것은 다음에 의해 벽면 응력의 접선 성분과 관련된다.

$$\sigma_w - (\sigma_w \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n} = \rho (u^*)^2 \frac{v}{v}$$

여기서  $v = u - w_{wall}$ 로 정의되고 y는 난류 경계층의 law of wall 영역이나 laminar sublayer 영역 안의 충분히 벽에 근접한 거리이다. n은 벽에 수직인 단위이며 레이놀즈수  $R_c$ 는 이들 두 영역사이의 경계를 의미한다. 상수  $\kappa, c_{lw}, R_c, B$ 들은 다음에 의해

$\kappa - \epsilon$  모델 상수에 관련된다.

$$\kappa = \sqrt{c_{\mu}^{1/2} (c_{\epsilon_2} - c_{\epsilon_1}) \text{Pr}_{\epsilon}}$$

그리고  $B = R_c^{1/2} - 1/\kappa \ln(c_{lw} R_c^{7/8})$

$\kappa - \epsilon$  모델에서 통상적으로 채택되는 값들은 Table.2-2와 같다.

Table. 2-2 Standard constants of boundary conditions

$B$	5.5
$c_{lw}$	0.15
$\kappa$	0.4327
$R_c$	114

### 2.3 계산격자망

전체 격자 수는 97249개이고 계산 격자는 Fig.2-2와 같이 나타난다.

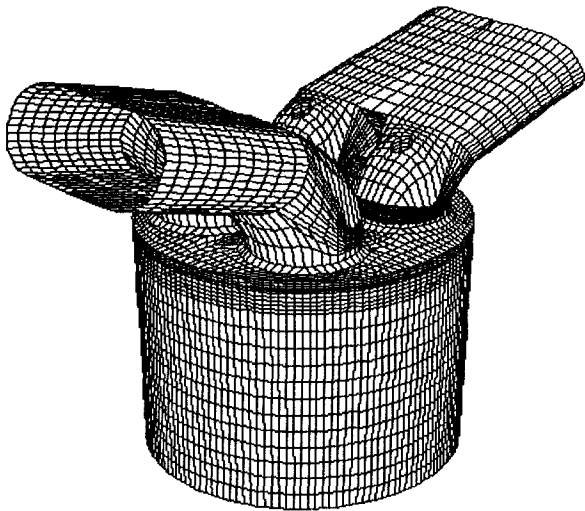


Fig 2-2. Computational grid system

Fig.2-3에서  $y$ 가 1.9인  $y$ 단면은 흡·배기밸브를 모두 볼 수 있다. 그리고 6개의 밸브 위치는 다음 Fig.2-3에 나타난 바와 같다. 밸브의 위치에 따른 + 포인트는 밸브의 중심점의 위치를 나타내는 것이며 실린더 축중심에서의 거리는 Table.2-3에 나타내었다. 위치 I, II, III은 실린더 중심으로 근접한 경우이고 IV와 V는 중앙 위치이며 VI은 가장 멀리 떨어져 있는 경우이다. 한편, III, V와 VI은 실린더 벽에 근접한 위치로 벽면의 효과를 분석하기 위해 선정한 위치이다. 실린더의 중심으로부터의 거리가 유동장에 미치는

효과를 분석하기 위해 II와 IV의 위치를 선정하였다. 흡입공기의 유동만을 해석하고자 하므로 흡기 포트의 각도, 형상등의 영향은 제외하였다. 단순히 실린더 내로 유입되는 시점에서부터 압축과정 말기까지 유동 특성을 분석하기 위해, 선회류 및 텀블류의 생성과 잔류정도를 밸브의 위치에 따라 비교하고자 하였다. 각각의 경우 중 흡입 및 배기 밸브의 위치가 가장 잘 보이는  $y = 1.9$  인 단면을 기준면으로 하여 크랭크 각도  $45^\circ$  별로 유동장을 파악하였다.

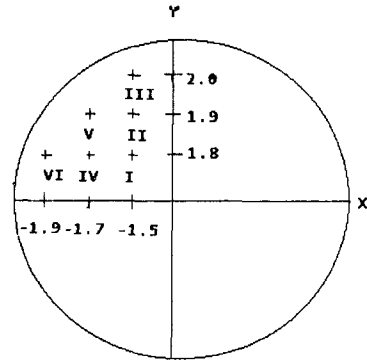


Fig.2-3 The various position at inlet valve

Table. 2-3 Coordinate values of x and y for inlet valve position

Case	X	Y
I	-1.5	1.8
II	-1.5	1.9
III	-1.5	2.0
IV	-1.7	1.8
V	-1.7	1.9
VI	-1.9	1.8

### 3. 기관 운전조건 및 실험

본 연구에 사용된 기관의 형태와 변수 범위에 대한 운전 조건이 Table. 3-1에 나타나 있다.

기관 회전수는 2500RPM이고, 밸브의 개폐시기는 John B. Heywood의 "Internal Combustion Engine Fundamentals"[13]를 참조하였으며 그 값을 Table. 3-2에 표시 하였다. 실험 변수로서의 스웰비와 텀블비는 실린더내의 관성모멘텀과 각운동량 모멘텀의 향으로 다음과 같이 정의되어진다.

Table. 3-1 Test Engine Specification

Engine Type	DOHC 4-Stroke
Diameter of bowl	6.4 cm
Depth of bowl	0.55 cm
Head Type	Hemispherical Type
Bore	89 mm
Stroke	84 mm
Displacement	522.58 cc
No. of Exhaust Valves	2
No. of Intake Valves	2

Table. 3-2 Operating Condition

Condition	Only Intake and Compression Stroke
Activation Fluid	Air
RPM	2500
IVO / IVC	15 BTDC / 50 ABDC

$$H_b = \int_{V_i} \rho r \times U b \, dt$$

$$M_b = \int_{V_i} \rho (r \times b)^2 \, dt$$

스웰과 텀블비[14]는

$$SR = 60 H_z / (2\pi M_z \omega_{cs})$$

$$TR_x = 60 H_x / (2\pi M_x \omega_{cs})$$

$$TR_y = 60 H_y / (2\pi M_y \omega_{cs}) \text{ 이 된다.}$$

여기서 SR는 스웰비,  $TR_x$ 는 X단면의 텀블비,  $TR_y$ 는 Y단면의 텀블비,  $\omega_{cs}$ 는 크랭크축의 회전속도를 각각 나타낸다.  $H_b$ 는 축에 대한 각운동량을 나타내고,  $M_b$ 는 관성모멘텀을 나타낸다.

#### 4. 스웰비와 텀블비의 거동

피스톤이 하강행정을 할 때에 흡기포트를 통하여 연소실로 흡입되는 공기는 복잡한 3차원 속도성분과 난류성분을 갖는다. 3차원 속도 성분은 선회류와 텀블류가 되어 연료와 공기의 혼합을 촉진시키고, 난류 성분은 선회류와 텀블류로 생성되어 연소시 화염을 연소실 내부 전체로 급속하게 전파시키는 역할을 한다. 흡입과정에서는 일반적으로 선회류 성분이나 텀블류 성분을 증대시키고 공기를 연소실 안으로 많이 충전 시킬수록 기관의 종합성능이 향상된다고 발표하고 있다.[13] 선회류는 강제 회전운동에 가깝고 회전축이

피스톤 중심축과 거의 일치하기 때문에 압축, 팽창과정 중 유동구조가 붕괴되지 않아 안정성이 텀블류보다 크고 더 서서히 소멸되기 때문에 폭발과정 후기까지 난류생성원이 된다. 그러나 선회류에 의한 원심력은 생성된 난류의 생성을 실린더 외벽쪽으로 치중시키기 때문에 초기 연소기간 중에는 연소성능 향상에 큰 기여를 하지 못하게 될 것으로 판단된다. 이와 반대로 텀블류는 회전축이 피스톤 중심축과 직교하기 때문에 유동의 안정성이 적어서 빨리 소멸하게 되어 압축과정 말기에 강한 난류를 생성하게 되고 또 생성된 난류 성분은 실린더의 중심부에 편중되어 있으므로 초기 연소 반응을 촉진 시키지만 후기 연소에는 큰 영향을 미치지 않을 것으로 생각된다. Fig. 4-1에서 Fig. 4-3까지는 엔진의 성능에 중요한 역할을 하는 선회류와 텀블류의 변화를 비교해 보고자 나타내었다. 밸브위치에 따른 각각의 경우를 비교해 볼 때 스웰비는 Fig. 2-3에서 나타난 VI-V-III-IV-II-I의 순으로 벽면에 가까운 위치에서 강한 경향을 보이거나 압축말기에서는 거의 소멸되어 정체됨을 보인다.

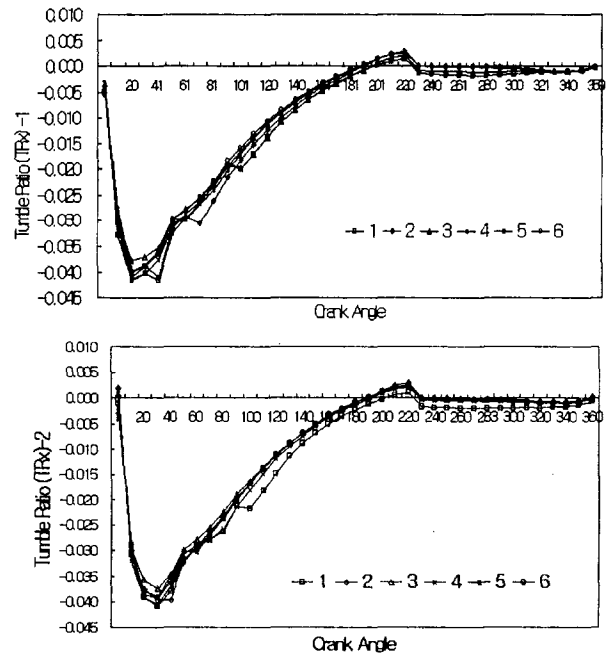


Fig.4-1 Variation of tumble Ratio at x plane with crank angle  
X평면에서의 텀블비는 흡입과정 동안 실린더 중심쪽의 위치에서 강한 경향을 보이며, 압축과정이 진행됨에 따라 근사치의 값을 가지면서 정체됨을 볼 수 있다.

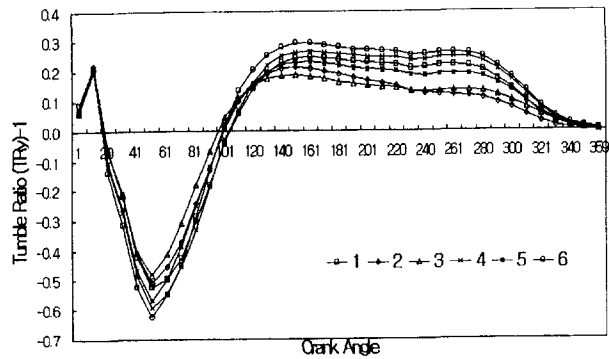
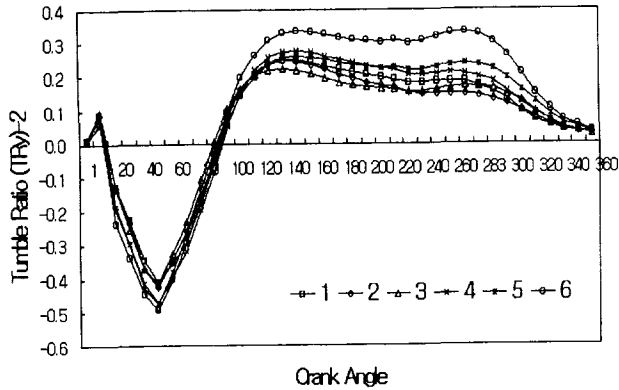


Fig.4-2 Variation of Tumble Ratio( $TR_y$ ) at y plane with crank angle

Y평면에서의 텀블비는 흡입초기의 최대 텀블비가 더 큰 경향을 보이는데 흡입말기로 가면서부터 변화의 양상이 두드러 지고, VI의 경우가 가장 뚜렷하게 나타났다. 그러나 압축말기에서 감쇄가 급격하여 다소 완만한 IV, V의 경우가 양호한 것으로 판단된다.

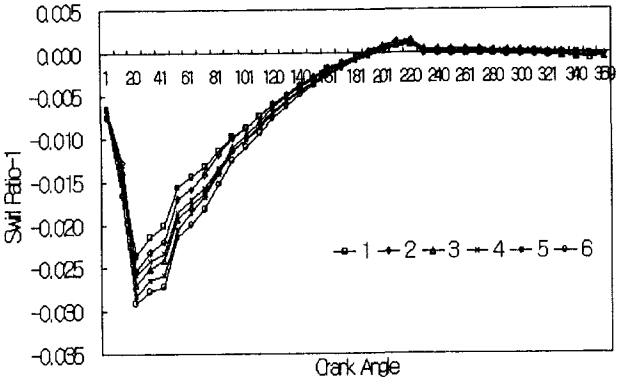
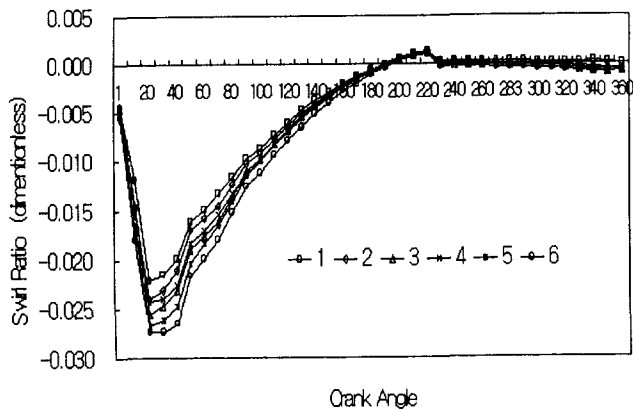


Fig.4-3 Variation of swirl ratio at z plane with crank angle

여기서 예측가능한 것은 밸브의 위치가 벽면에 가까운 III, VI의 경우보다는 중심과 벽면에서 약간 이격된 거리에 있는 IV, V의 경우에서 양호한 변화양상을 보이고 있다는 것을 알 수 있었다. 전체적인 경향을 살펴보면, 흡입과정 동안은 스월비와 텀블비의 변화가 크게 나타났는데, 흡입초기에는 스월비와 텀블비는 급격하게 증가하다가 밸브가 열리는 시점 이후로 감소하는 스핀-업 현상이 일어나고 있음을 공통적으로 보여주고 있다. 압축과정 동안은 스월비는 CA220 부근에서 다시 증가하다가 정체하는 모습을 나타낸다. X단면의 텀블비( $TR_x$ )는 스월비와 동일한 양상을 보여주고 있으며, Y단면의 텀블비( $TR_y$ )는 흡입중반부터 음에서 양으로 스핀-업 현상이 계속 유지되다가 완만한 포물선의 형태로 감소하면서 압축 말기까지 잔류하는 모습을 보인다. 이러한 현상은 피스톤이 상승함에 따라 유체의 관성모멘텀은 감소하는 반면에 유체의 각운동량 모멘텀은 일정하게 유지 되려는 성질에 따라 발생한 것으로 판단된다.

### 5.결론

밸브의 위치를 변경하였을때 스월 보다는 텀블비의 스핀-업 현상이 더 크게 나타났다. 이로부터 피스톤의 운동으로부터 난류에너지를 추출할 수 있는 가능성 정도가 스월 보다는 텀블이 효과적일 것으로 판단된다. 압축과정 동안 스월 보다는 텀블이 피스톤의 영향을 많이 받아 와류의 변형이 많이 이루어 지므로 단순 감소의 경향을 가지는 스월 보다는 압축상사점에서의 난류 강도 생성에 더 큰 기여를 할 것으로 생각된다.

1. 실린더 중심축에 직각방향으로 형성되는 텀블류가 압축말기에는 난류강도 생성에 직접적으로 관여하는 것을 확인하였다.
2. 스월비는 밸브위치가 실린더 벽면에서 가까운 곳에서 강하게 발생한다는 것을 확인하였으며 압축말기에는 소멸되어 버린다는 것을 관찰하였다.  
이후 연구해야할 내용을 언급하면 다음과 같다.
1. 흡입 및 압축과정의 유동에 따른 인젝터 위치의 위치 선정에 관한 연구
2. 피스톤 캐비티의 형상에 따른 연소실내의 유동장 연구
3. 본 연구의 과정을 실제 엔진에의 적용을 통한 검증 비교
4. 펜트루프 엔진 형태에서의 흡-배기 밸브형상 및 기울기에 따른 유동장 연구

#### 참 고 문 헌

- [1] D.M.Dlyle, "Direct Injection Combustion Principles and Practice and for Low Emissions", *19th International Congress on Combustion Engines(CIMAC)*, 1991
- [2] N.Yamagisawa & T.Takatsuki, "Combustion Chamber for D.I Diesel Engine", *International Combustion Engine, Vol. 26, No. 338, pp. 63-68*, 1987
- [3] F.Schweitzer, "Valve Controlled Compression Ignition Engine", *U.S Patent No. 41979587*, 1988
- [4] K.Horie, K.Nishizawa, T.Ogawa, S.Akazaki and K.Miura, "The Development of a High Fuel Economy and High Performance Four-Valve Lean Burn Engine", *SAE. 920455*, 1992
- [5] M.P. Errera, "Numerical Prediction of Fluid Motion in the Induction System and the Cylinder in Reciprocating Engines", *SAE Paper No. 870594*, 1987
- [6] R. Taghavi, A.Dupont, "Investigation of the Effect of Inlet Port on the Flow in a Combustion Chamber Using Multidimensional Modeling", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1989
- [7] K.H.Luo, K.N.C. Bray, "3D Simulation of Induction Port Flow of a Four-Valve Engine Configuration", *SAE Paper No. 920586*, 1992
- [8] K.Naitoh, K.Hiroiyuki, U.Tomonori, T.Yasuo and K.Kunio, "Numerical Simulation of the Detailed Flow in Engine Ports and Cylinders", *SAE Paper 900256*, 1990
- [9] A. A. Amsden : KIVA-3V; A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves.

- Technical Report LA-13313-MS, Los Alamos National Laboratory report, 1997
- [10] A. A. Amsden, J. D. Ramshaw, P. J. O'Rourke, J. K. Dukowicz : KIVA; A Computer Program for Two-and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays. Technical Report LA-10245-MS, Los Alamos National Laboratory report, 1985
  - [11] A. A. Amsden, P. J. O'Rourke, T. D. Butler : KIVA-II; A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays. Technical Report LA-11560-MS, Los Alamos National Laboratory report, 1989
  - [12] A. A. Amsden : KIVA-3; A KIVA Program with Block- Structured Mesh for Complex Geometries. Technical Report LA-12503-MS, Los Alamos National Laboratory report, 1993
  - [13] J. B. Heywood : Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Inc. pp.206, 1988
  - [14] 김철수, 최영돈, "4 밸브 엔진의 압축상사점 부근의 난류특성에 관한 수치해석적 연구", *한국자동차 공학회지, 논문(1-2), 923906, pp.18-25*, 1992