

(論文)

편심 밸브를 갖는 내연기관의 연소실 내부 유동장에 대한 수치적 연구

양희천* · 최영기* · 유희선* · 고상근** · 허선무***

(1991년 8월 7일 접수)

A Numerical Study of the Flow Field in the Combustion Chamber of the I.C Engine with Offset Valve

Hei Cheon Yang, Young Ki Choi, Hong Sun Ryou,
Sang Ken Kauh and Sun Moo Hur

Key Words : I.C Engine(내연기관), Offset Valve(편심밸브), $k-\epsilon$ Turbulent Model ($k-\epsilon$ 난류모델)
Fuel-Air Mixing(연료와 공기혼합), Swirl and Squish Flow(선회 및 스퀴시운동)
Vortex(와동), Bowl Piston Type Combustion Chamber(보울 피스톤 연소실)

Abstract

Three dimensional numerical calculations were carried out for two different combustion chambers with the offset valve in order to investigate the swirl and the squish effects on the flow fields. The modified $k-\epsilon$ turbulence model considering the change of the density under the condition of the rapid compression and expansion of the piston was used. During the compression process, it was found that the squish flow which controls the subsequent combustion process was produced due to the piston bowl in the bowl piston type combustion chambers but not for the flat piston type. The swirl velocity close to the solid body rotation was maintained in the flat piston type combustion chambers, but for the bowl piston type a vortex resulting from the change of the solid body rotation was generated in the radial-circumferential plane. For the swirl ratio effect, as the swirl ratio increases, it was found that a large and strong vortex was generated in the radial-circumferential plane of bowl piston type combustion chambers because of the strong inward flows from the combustion chamber wall. These computational results were compared with the results of LDA measurement.

기 호 설 명			
$C_1, C_2, C_3, C_D, C_\mu$: 난류 모델 상수	k	: 난류 운동 에너지
I	: 내부 에너지	L	: 밸브 양정
J	: 원주 방향 지시자	P	: 압력
K	: 축 방향 지시자	R	: 기체상수
		$S_l, S_k, S_m, S_\epsilon$: 지배방정식의 생성항
		T	: 온도
		U	: 반경 방향 속도 성분
		U_i	: 속도 벡터의 i 성분

*정회원, 중앙대학교 기계공학과

**정회원, 서울대학교 기계공학과

***국방과학연구소

- u' : rms(root mean square) 속도
- V : 원주 방향 속도 성분
- W : 축 방향 속도 성분
- W_p : 평균 피스톤 속도
- Z : 축 방향 좌표
- ϵ : 난류 운동 에너지 소멸율
- μ_{eff} : 유효 점성 계수
- μ_t : 난류 점성 계수
- ρ : 공기의 밀도
- $\sigma_k, \sigma_\epsilon$: k 와 ϵ 에 대한 난류 프란틀수
- θ : 크랭크 각도

1. 서 론

내연기관은 하나의 연소실내에서 밸브를 통한 공기의 흡입, 압축, 연소 그리고 팽창 과정등이 진행되기 때문에 연소실 내부에서 발생하는 현상들은 대단히 복잡하다. 특히 연료와 공기의 혼합율, 화염 전파율 그리고 연소율등의 연소과정에 영향을 미치는 중요한 요소중의 하나인 연소실 내부유동장은 비정상적이고 3차원적이며, 난류특성을 갖고 있기 때문에 수반되는 물리적 현상들이 대단히 복잡하여 실험적으로나 수치적으로 해석하는데 어려움이 따른다. 따라서 국내외를 막론하고 이와 관련된 연구들은 대부분 단순화시킨 모델엔진을 이용한 실험 및 수치해석에 의존하고 있다. 일반적으로 실험적인 연구는 모델엔진의 밸브를 통한 흡입유동에 대해 LDA (laser doppler anemometry)를 이용한 측정, 물이나 연기(smoke)등을 이용한 가시화 연구등이 대부분이다.^(1~7)

한편 80년대에 들어서 컴퓨터의 성능 향상과 함께 전산 유체역학의 발달로 다차원 수치해석 기법을 엔진 시뮬레이션에 응용하게 되므로써 여러가지 복잡한 형상의 연소실 및 여러가지 작동 조건에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다.^(8~12)

최근에 들어서 선진국들에서는 공해문제와 관련하여 점차 배기가스에 대한 규제가 강화되고 있다. 이러한 배기가스중의 대기 오염물질의 발생은 연소 실험상 및 작동조건등과 관련된 불완전 연소가 가장 큰 요인이라 할 수 있다. 불완전 연소로 인해 발생하는 대기 오염물질 제거방법으로는 탄화수소나 일산화탄소의 산화를 촉진시키고 질소산화물의 반응을 억제시킬수 있는 촉매 변환기(catalytic con-

verters)를 이용하는 방법, 배기포트를 통과한후 산화를 촉진시키는 열 반응기(thermal reactor)를 이용하는 방법, 배기관에 오염물질 제거 트랩이나 필터를 설치하여 분해시키거나 걸러서 배출되지 않도록 하는 방법등이 있지만 이보다는 근본적으로 완전연소가 가능하도록 연소실을 설계하고 작동조건을 최적화하는 것이 보다 더 경제적인 방법이라 할 수 있겠다. 이와 같은 효율적인 연소실 설계를 위해서는 연소실 내부유동장에 대한 해석이 필요하다. 연료의 불완전 연소로 인해 발생하는 대기 오염물질을 감소시키는 방법중에는 스월(swirl) 및 스퀴시(squish) 유동에 의해 연료와 공기의 혼합을 원활하게 함으로써 완전연소가 가능하도록 하는 방법이 있다. 실제 엔진에서는 정밀하게 설계된 흡기계(intake systems)에 의해서 발생하는 스월이라는 와류운동이 연료와 공기의 혼합에 중요한 역할을 하게되며, 보울형(bowl type)연소실을 갖는 엔진에서 피스톤이 상사점(TDC) 근처로 압축될때 대부분의 공기가 피스톤 헤드로부터 보울내로 압축되면서 발생하는 스퀴시유동 또한 공기와 연료의 혼합 과정에 크게 영향을 미친다.

내연기관의 난류 유동장 해석에는 일반적으로 $k-\epsilon$ 난류모델과 SGS(subgrid scale) 난류모델이 주로 이용되고 있다. 그러나 SGS 모델에서는 길이 척도를 가정함으로써 물리적인 타당성이 결여되기 때문에 현재까지도 $k-\epsilon$ 난류 모델이 가장 일반적으로 이용되고 있다. 이 모델은 Newtonian 유체의 분자운동의 개념과 비슷한 와 점성(eddy viscosity) 개념에 기초를 두고 등방성의 가정을 근거로 하고 있기 때문에 평균운동(mean motion)과 난류운동 사이의 시간비(time ratio) 및 길이 척도(length scale)에 대한 일관성이 필요하다. 그러나 피스톤의 왕복운동으로 말미암아 평균운동과 난류운동의 시간비 및 길이 척도가 시간과 공간에 따라 계속적으로 변하기 때문에 난류 성분들에 대한 일관된 정의를 내리기 어렵고, 표준 $k-\epsilon$ 모델을 이용하는 경우 압축행정이 진행되면서 길이 척도가 증가하는 물리적으로 타당치 못한 결과를 초래하지만 적용성, 경제성등의 면을 고려할때 압축 및 팽창과정에 수반되는 밀도 변화를 고려하여 수정한 $k-\epsilon$ 모델의 이용이 일반적인 경향이다.^(13~16)

본 연구에서는 앞에서 언급한 바와 같이 공기와 연료의 혼합을 원활하게 함으로써 완전연소가 가능하도록 하기 위하여 이용되는 스월 및 스퀴시 유동

이 연소실 내부유동장 변화에 미치는 영향을 조사하기 위하여 흡입행정 및 연료분무 직전까지의 압축행정에 대해 연소실 내부유동장을 수치해석하고자 한다. 수치해석에는 EPISO-SPRAY 코드를 수정, 보완하여 이용했는데 이 코드는 미국 Los Alamos 연구소를 중심으로 개발된 CONCHAS 계열이나 KIVA 계열의 코드와는 달리 밸브의 개폐 운동을 처리할 수 있도록 구성되어 있다. 난류모델은 피스톤의 압축 및 팽창에 따른 밀도변화를 고려하여 수정한 $k-\epsilon$ 모델을 이용한다. 계산은 편심밸브를 갖는 두가지 연소실 형상, 즉 피스톤 보울이 없는 경우와 피스톤 보울이 있는 경우의 연소실에 대해 선회비를 변화시키며 ATDC 0도부터 ATDC 340도까지의 연료분무가 없는 경우의 3차원 유동장 해석을 통해 흡입 공기가 갖는 스윙과 압축행정 말기에 보울 형상에 따라 발생하는 스쿼시 유동이 유동장 변화에 미치는 영향을 조사하고 기존의 실험치⁽⁶⁾ 및 수치해석 결과들^(17~21)과 정성적으로 비교하고자 한다.

2. 지배 방정식

실제로 내연기관 연소실내의 기체상(gas phase)은 압축행정 말기에 분무되는 액체 연료에 의해서 두가지 면에서 영향을 받는다.

첫째는 기체가 점유하던 공간을 분무액적이 점유하는 현상으로 이현상은 기체상 지배 방정식에 보이드율(void fraction)을 도입하여 처리할 수 있다. 여기서 보이드율이란 단위 부피중 기체가 차지하는 부피의 비로서 정의 된다.

둘째는 이상(two phase) 사이의 물질 전달, 열에너지 전달 그리고 운동량 전달현상이다.

그러나 본 연구에서는 연료분무가 없는 경우의 유동장 해석에 국한하고 있으므로 이러한 영향들을 고려하지 않고 ensemble-averaging을 취하면 지배 방정식들은 다음과 같다.

질량 보존 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = S_m \quad (1)$$

운동량 보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

에너지 보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j I)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma} \frac{\partial I}{\partial x_j} \right) + S_I \quad (3)$$

난류 운동에너지 전달 방정식

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + S_k \quad (4)$$

난류 운동에너지 소산율 방정식

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + S_\epsilon \quad (5)$$

여기서 난류 운동에너지 전달 방정식의 생성항 S_k 는 다음과 같다.

$$S_k = P_k - \rho C_D \epsilon \quad (6)$$

또한 본 연구에서 이용하고 있는 피스톤의 압축 및 팽창에 수반되는 밀도변화를 고려하여 수정한 $k-\epsilon$ 난류모델의 난류 운동에너지 소산율 방정식의 생성항 S_ϵ 는 다음과 같다.

$$S_\epsilon = C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k + \rho \epsilon \left(C_3 - \frac{2}{3} C_1 \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

한편 난류 운동에너지 생성항 P_k 는 다음과 같다.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \quad (8)$$

위의 난류모델에서 사용된 모델 상수들은 Table 1에 주어져 있다.

한편 피스톤의 압축 및 팽창에 수반되는 밀도변화를 고려하기 위한 상태방정식은 다음과 같다.

$$P = \rho RT \quad (9)$$

Table 1 Modified $k-\epsilon$ model constants

C_μ	σ_μ	σ_ϵ	C_1	C_2	C_3	C_D
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92	-0.3733	1.0

3. 수치해석

3.1 유한차분 방법

각 보존 방정식에 대한 수치해를 구하기 위해서는 전체 계산영역에서의 편미분 방정식을 유한 차분의 형태로 나타내어 모든 계산 격자점에서 연립해를 구해야 하는데 본 연구에서는 육면체의 3차원 제어체적을 정의하고 각 보존 방정식을 이 제어체적내에서 체적적분으로 차분화 시키는 유한 체적법 (finite volume method)을 이용한다.

시간영역에 대해서는 explicit scheme 보다 시간 단계 (time step)당 요구되는 계산량은 많지만 시간 증분을 크게 잡을 수 있는 implicit scheme을 이용하며, 공간영역에 대해서는 hybrid scheme을 이용한다.

중속변수의 배열에는 각 벡터량들과 스칼라량에 대해 서로 다른 제어체적을 정의함으로써 필요한 보간의 양이 증가하고 밸브 출구등에서 경계조건을 처리하는데 번잡함이 따르기는 하지만 압력장과 속도장을 연결하는데 특별한 보간법이 필요치 않고 간단한 선형보간을 이용해도 되는 엇갈림 (staggered) 격자계를 이용한다.

3.2 PISO 알고리즘을 이용한 압력-속도

연결 문제 및 밀도장 해석

본 연구에서 이용된 PISO 알고리즘은 해의 정확성을 높이고 반복 계산의 횟수를 줄일 수 있는 알고리즘으로서 기본 개념은 각 시간단계 (time step) 동안 한번의 예측단계 (predictor step)와 두번의 보정단계 (corrector step)를 갖는 time marching 방법으로 해가 완전히 수렴된 상태는 아니지만 불완전 수렴에 의한 오차가 다음 시간단계로 진행되면서 발산하지 않고 계속 감소하도록 하는데 있다.

(1) 이전 시간단계값을 이용하여 운동량 방정식을 푼다.

● 속도예측단계 (velocity predictor step)

(2) 예측된 속도장을 이용하여 압력 방정식을 푼다.

◎ 압력예측단계 (pressure predictor step)

(3) 속도 보정 방정식을 풀어서 속도장을 보정한다.

◎ 첫번째 속도보정단계 (first velocity corrector step)

(4) 보정된 속도장을 이용하여 압력보정 방정식을 풀어서 개선된 압력장을 얻는다.

○ 압력보정단계 (pressure corrector step)

(5) 보정된 압력장을 이용하여 속도장을 보정한다.

○ 두번째 속도보정단계 (second velocity corrector step)

(6) 다음 시간단계로 넘어간다.

한편 본 연구에서는 밀도변화를 고려하기 위하여 각 시간단계마다 압력장과 온도장을 계산한후 식 (9)의 상태방정식을 이용하여 밀도장을 계산하며 이 밀도장을 다음 시간단계에서의 운동량방정식 계산시 기지값 (old value)으로 처리하는 방법을 이용한다.

3.3 격자 생성 및 경계 조건

Fig. 1에 나타낸 두가지 연소실 형상에 대한 계산격자는 피스톤이 하사점 (BDC)에 도달했을때의 밸브영역 및 연소실영역에서의 격자를 나타내고 있다. 본 연구의 경우는 피스톤의 팽창 및 압축에 따라 경계가 이동하기 때문에 크랭크 각도에 따라 밸브영역 및 밸브와 피스톤헤드 사이 영역의 격자는 밸브 및 피스톤운동에 따른 경계변화를 처리하는 부 프로그램에서 자동으로 조절된다. 반면에 피스톤 보울 내부 격자간격은 일정하게 유지된다. 격자 생성에 있어서 밸브 및 피스톤보울의 중심이 실린더 중심축에 위치한 축대칭형상의 경우에는 직교격자의 생성에 별 어려움이 없지만 밸브 및 피스톤보울이 편심된 경우에는 직교격자 생성의 어려움으로 인해 실린더 중심축과 실린더벽 사이가 먼쪽에 약간의 비직교성이 존재한다. 따라서 본 연구에서는 검사면의 면적이나 검사체적을 계산하는데 있어서는 이와같은 격자의 비직교성을 고려했지만 격자의 비직교성으로 인해 파생되는 교차미분항 (cross derivative term) 등은 처리하지 못했다. 그러나 격자의 비직교성이 약한 경우 이러한 항들의 영향은 그다지 크지 않다고 알려져 있으므로 본 연구에서는 실린더 중심축과 실린더벽 사이가 먼쪽에서만 약한 비직교성을 갖는 격자계를 이용하였다.

본 연구에서는 편심밸브를 이용했기 때문에 밸브와 연소실벽 사이가 가까운 쪽의 밸브유동은 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽 보다 상대적으로 제한을 받게 된다. 따라서 이러한 영향을 고려하기 위하여 Fig. 2와 같은 분포로 밸브와 연소실벽 사이가 먼

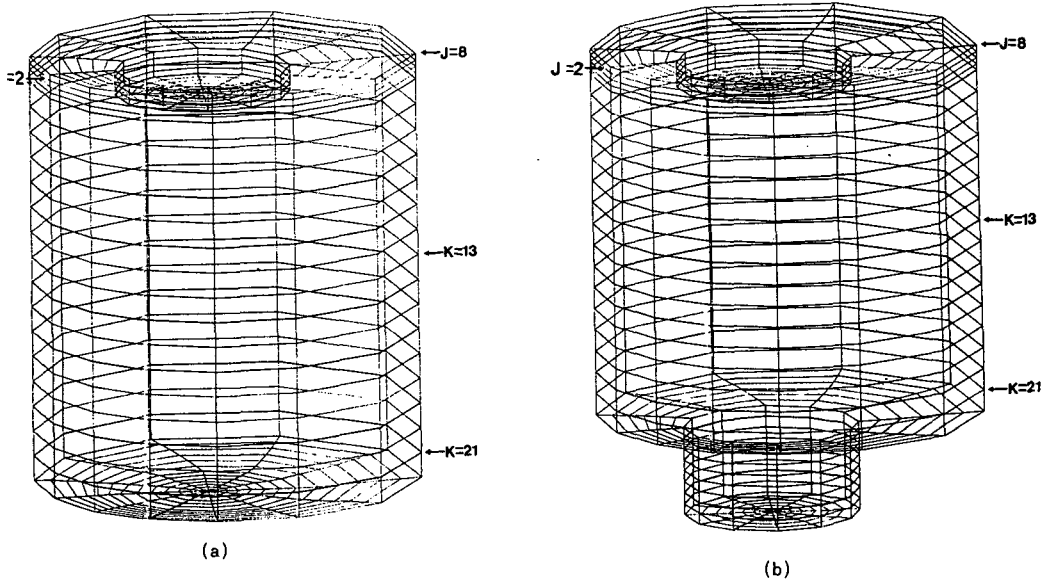


Fig. 1 Calculation domain

쪽의 원주 방향 지시자 $J=7$ 와 $J=8$ 인 밸브 출구 경계 계산절점이 가까운쪽인 $J=2$ 와 $J=13$ 인 계산 절점 보다 최대 1.4857배 정도 밸브를 통한 질량유량이 증가하도록 프로그램을 수정했으며, 또한 밸브양정에 따라서도 밸브 출구면에서의 유량분포가 달라지도록 프로그램을 수정했다.

한편 실린더 내부유동 문제는 피스톤이 운동하는 이동경계 문제이므로 피스톤의 운동속도를 경계조건으로 처리하는 것이 물리적으로 타당하다고 생각한다. 특히 압축행정에서는 피스톤의 상향 운동속도만이 흡입행정에서 형성된 기존의 유동장 변화에 영향을 미치기 때문에 피스톤 운동속도를 경계조건

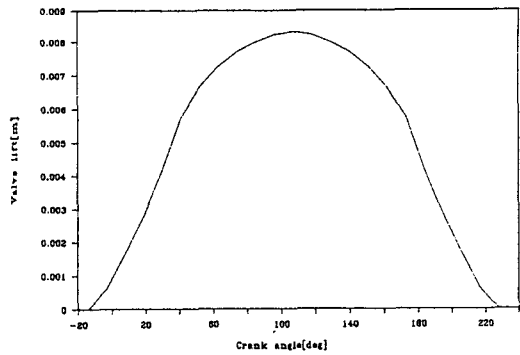


Fig. 3 Valve lift with crank angle

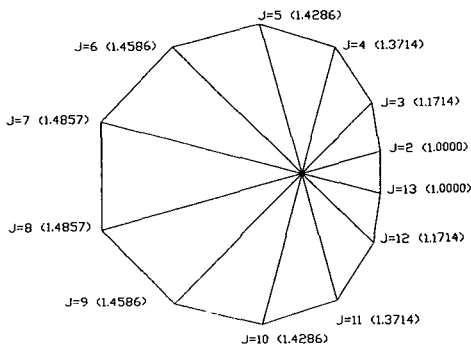


Fig. 2 Diagram of mass flow rate distribution of intake valve considering offset valve confinement

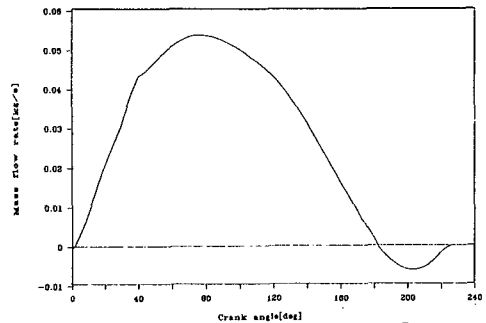


Fig. 4 Mass flow rate through intake valve

Table 2 Engine Specification

	Flat Piston	Bowl Piston
Bore [mm]	73.5	73.5
Stroke [mm]	70.0	91.53
Connecting rod length [mm]	130.0	130.0
Compression ratio	7.4	7.4
Clearance height [mm]	10.9	10.9
Engine speed [rpm]	1000, 2500	1000, 2500
Inlet valve opening [deg]	-14° BTDC	-14° BTDC
Inlet valve closing [deg]	228° ATDC	228° ATDC
Maximum valve lift [mm]	8.3125	8.3125
Valve seat angle [deg]	45°	45°
Valve diameter [mm]	33.25	33.25
Piston bowl radius [mm]		16.625
Piston bowl depth [mm]		16.625

으로 처리해야 한다. 따라서 본 연구에서도 압축행정에서는 피스톤 운동속도를 이동경계조건으로 처리했다. 그러나 흡입행정에서는 편심밸브를 통한 흡입유동장 형성과정에 중점을 두어 해석하기 위하여 피스톤헤드의 순간속도가 0이 되도록 경계조건을 처리하였다. 이 경우에는 밸브상류와 피스톤의 팽창에 따른 실린더 내부의 압력차에 따라 오리피스 유동의 원리에 의해 밸브출구에서 속도 경계조건이 주어지며 이에 의해 유동장이 형성된다. 한편 본 연구의 경우 이와같은 오리피스 유동의 원리에 의해 주어지는 축방향 흡입유동 속도는 피스톤의 평균 운동속도보다 4~8배 정도 빠르기 때문에 흡입행정시의 유동장 형성은 밸브유동에 의해 지배될 것으로 생각된다.

Fig. 3은 흡입 행정동안 크랭크각도에 따른 밸브 양정을 나타내며, Fig. 4는 밸브양정에 따라 변하는 밸브를 통한 질량유량을 나타내고 있다. 피스톤이 하사점을 지나 압축행정이 시작되면 흡입행정에서와는 달리 피스톤의 상향운동이 연소실 내부유동장 변화에 크게 영향을 미치게 된다. 따라서 Fig. 4의 하사점 이후의 압축과정에서 보는 바와 같이 연소실내의 공기가 밸브를 통해 빠져나가게 되는 질량유량이 나타나게 된다.

4. 계산결과 및 고찰

계산에 이용된 Fig. 1의 격자계는 피스톤 헤드가

평평한 경우 15×14×22이며, 보울 피스톤인 경우 15×14×30이다. 계산치와의 비교를 위한 실험자료는 Arcoumanis등⁽⁵⁾의 결과를 이용했다. 한편 실험 결과인 Arcoumanis등의 논문에서는 일반적인 디젤엔진의 흡입밸브 닫히는 시기인 ATDC 220~230도와는 달리 흡입밸브 닫히는 시기를 ATDC 267도로 설정했기 때문에 본 연구에서도 실험치와의 비교를 위한 계산에서는 Table 2의 일반적인 엔진 사양중에서 흡입밸브가 닫히는 시기를 ATDC 267도로 하여 계산했다. 계산에 이용된 컴퓨터는 APOLLO DOMAIN 4000이다.

4.1 평균 속도분포 및 난류강도

Fig. 5와 6은 흡입행정중인 ATDC 52도에서 J=

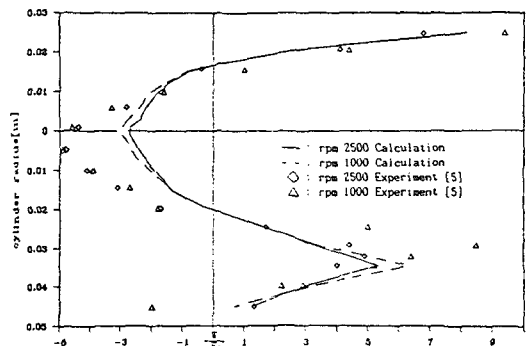


Fig. 5 Comparison of axial mean velocity distribution at $\theta=52^\circ$ ($L=6$ mm) and $Z=15$ mm

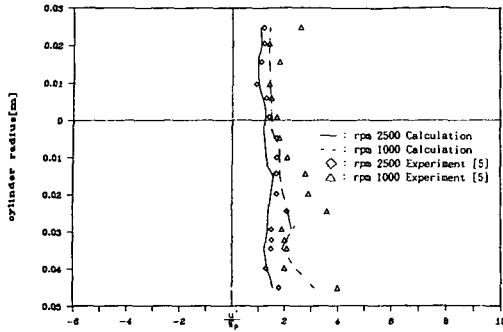


Fig. 6 Comparison of rms velocity distribution at $\theta=52^\circ$ ($L=6$ mm) and $Z=15$ mm

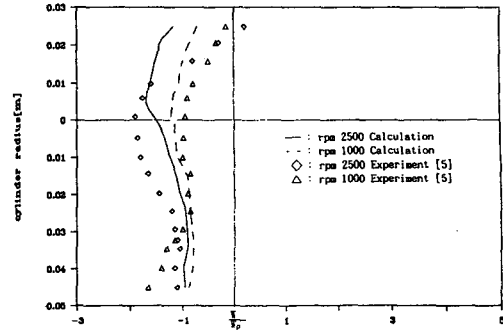


Fig. 7 Comparison of axial mean velocity distribution at $\theta=267^\circ$ and $Z=20$ mm

2와 J=8인 반경-축 방향 평면의 연소실 헤드로부터 피스톤헤드 방향으로 15 mm 떨어진 지점에서의 축방향 평균 속도분포와 난류강도를 실험치와 비교한 것이다. 밸브를 통해 유입된 공기는 대부분 피스톤헤드 방향으로 하향 유동하여 밸브 아래쪽과 연소실헤드 코너 부근에 와류를 생성시키게 되는데 편심밸브의 영향으로 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 연소실헤드 코너 부근에는 밸브 아래쪽까지 영향을 미치는 상당히 큰 와류가 생성된다. 따라서 밸브 아래쪽에 생성된 와류와 코너 부근의 이 와류의 상호작용으로 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽에는 강한 속도구배가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 밸브를 통한 흡입유동에 의해서 형성된 연소실 내부 유동장의 축방향 평균속도와 난류강도의 크기는 엔진속도에 따라 차이가 나는 것을 알 수 있다. 특히 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 큰 속도구배를 나타내는 영역에서는 엔진속도에 따라 거의 두배의 난류강도 차이를 보인다. 기존의 실험적 연구결과에 의하면 이는 고속 회전시 밸브에서 발생하는 흡입행정 초기의 공명효과(resonance effect)에 기인하는 것으로 알려지고 있다.⁽²²⁾ 한편 계산치는 실험치와 비교할때 밸브와 연소실벽 사이가 가까운쪽을 제외하고는 전반적으로 낮게 예측하고 있으며, 특히 편심된 흡입밸브의 중심축 부근과 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 강한 속도구배를 나타내는 영역에서 오차가 크다는 것을 알 수 있다. 이는 인용한 참고 문헌에서 Table 2에 나타난 일반적인 엔진사양에 대한 자료 이외에 밸브의 배출계수 및 질량유량과 같은 흡입행정에 직접적인 영향을 미치는 자료들을 이용할 수 없어 밸브의 출구 경계조건을 실험조건과 동일하게 처리할 수 없었으며, 난류도

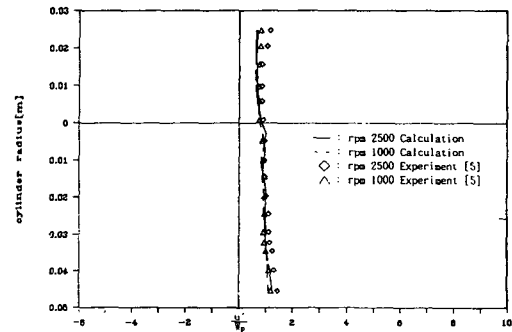


Fig. 8 Comparison of rms velocity distribution at $\theta=267^\circ$ and $Z=20$ mm

델의 타당성 및 수치해의 정량적인 정확성의 문제에 기인한 것으로 생각된다.

Fig. 7와 8은 흡입밸브가 닫히는 ATDC 267도에서 연소실헤드로부터 20 mm 떨어진 지점에서의 축방향 평균 속도분포와 난류강도를 실험치와 비교한 것이다. 밸브가 닫히는 과정이며 피스톤이 하사점(BDC)을 지나 압축행정이 진행되는 과정에서는 흡입행정중 형성되었던 연소실 내부 유동장은 크게 변형된다. 이는 흡입행정에서와는 달리 피스톤의 상향운동이 연소실 내부유동장에 직접 영향을 미치기 때문이다. 엔진속도가 2500 rpm 일때 흡입밸브 부근에서의 속도분포는 엔진속도가 1000 rpm 일때보다 거의 두배 정도의 차이를 나타내고 있다. 이는 엔진속도에 따라 흡입밸브를 통해서 역류하는 공기량과 상관관계가 있는 것으로 생각된다. 반면에 난류강도는 엔진속도에 상관 없이 거의 일정한 분포를 나타내고 있다. 그러나 연소실벽 근처에서는 계산치와 실험치가 차이를 보이고 있다. 이는 연소실 내부유동장이 밸브를 통한 공기의 흡입, 피

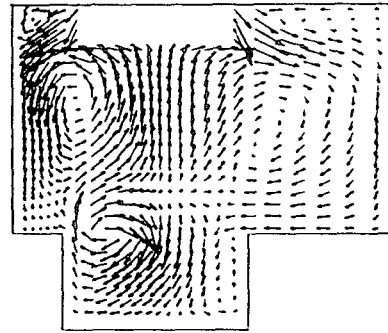
스톤의 상향운동에 의한 유동장 변화, 밸브 및 피스톤 자체의 운동에 의한 경계의 변화등으로 말미암아 전단 유동층 및 재순환 영역, 경계층이 혼합된 매우 복잡한 난류 구조를 갖게 되는데 본 연구에서 이용한 수정 $k-\epsilon$ 모델로도 이러한 현상들을 정확하게 예측할 수 없기 때문인 것으로 생각된다. 특히 벽면 부근에서는 국소적인 등방성을 가정하여 난류에너지 생성과 소멸율이 근사적으로 같다고 가정하는 벽함수를 이용하게 되는데, 벽함수는 벽에 가장 근접한 계산 절점이 벽함수 영역내에 놓여 있어야 하며, 평면벽(straight wall)을 통한 정상유동에 대해서만 타당성이 있다는 가정 때문에 천이유동이나 재순환유동에 대한 적용성에 문제가 있기 때문인 것으로 생각된다.

4.2 흡입행정중의 연소실 내부유동장 변화

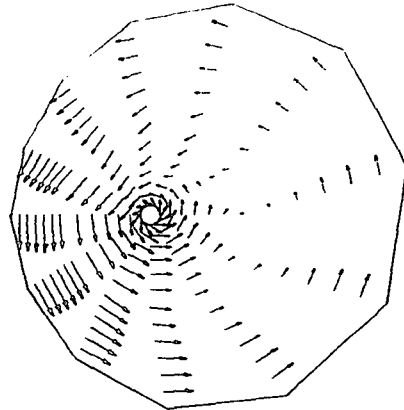
Fig. 9는 흡입행정중인 ATDC 60도에서 축-반경 방향 평면과 반경-원주 방향 평면에서 계산한 유동장을 나타낸다.

Fig. 9(a)에서는 밸브를 통해 흡입된 공기가 실린더 벽과 충돌한후 대부분 피스톤헤드 방향으로 하향유동하며 일부의 공기만이 상향유동하여 연소실헤드 코너 부근에 작은 와류를 생성시키는 것을 볼 수 있다. 그런데 밸브와 연소실벽 사이가 가까운 쪽의 밸브유동이 밸브와 연소실벽 사이가 먼 쪽 밸브유동 보다 연소실벽에 강하게 충돌하고 거의 피스톤헤드 부근까지 직하향 유동하는 것을 볼 수 있다. 한편 밸브와 연소실벽 사이가 먼 쪽의 밸브유동은 하향유동의 강도가 상대적으로 약하기 때문에 연소실 중간 쯤에서 연소실 중심축 방향으로의 유동이 시작된다. 이와 같은 영향으로 밸브와 연소실벽 사이가 가까운 쪽의 밸브 아래쪽에 형성된 와류가 상대적으로 크고 강하게 된다. 피스톤 보울 근처에서는 밸브와 연소실벽 사이가 먼 쪽의 연소실 중심축 방향으로의 유동이 강하기 때문에 보울 내부에는 밸브와 연소실벽 사이가 가까운 쪽으로 치우친 와류가 생성되며 반대쪽에는 보울 하단 코너 부근에 작은 와류가 생성된다.

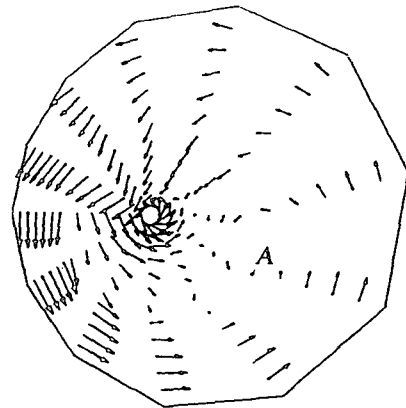
Fig. 9(b)는 밸브와 연소실벽 사이가 먼 쪽의 연소실 내에 형성된 와류의 중심 부근을 통과하는 반경-원주 방향 평면에서의 유동장을 나타내고 있다. 와류의 중심 부근에서는 선회류의 강도가 약화되지만 거의 전평면에 걸쳐서 초기 유동장에 주어진 반시계 방향의 선회류의 영향이 계속되는 것을 볼수



(a) planes J=2 and J=8



(b) plane K=13



(c) plane K=21

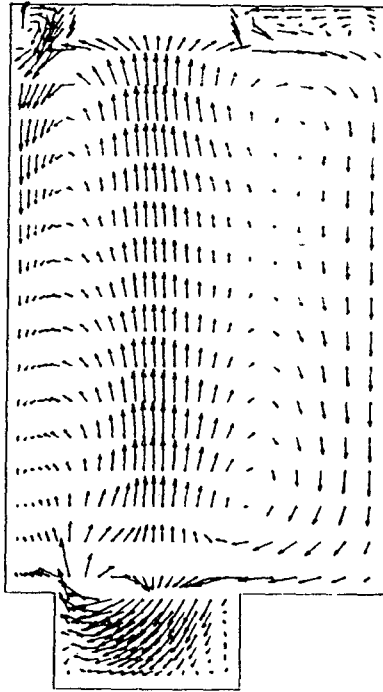
Fig. 9 Predicted velocity fields at $\theta=60^\circ$ ATDC with swirl ratio 4
 $U_{max}=59.5$ [m/s], $V_{max}=91.0$ [m/s],
 $W_{max}=46.5$ [m/s]

있다.

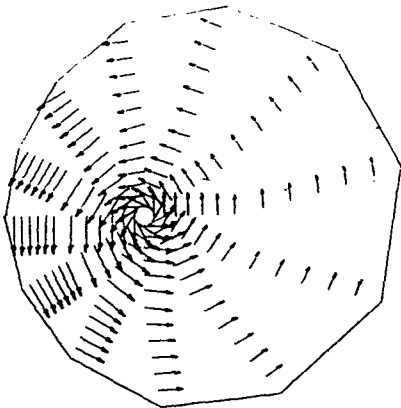
Fig. 9(c)는 피스톤 헤드 바로위를 통과하는 평면에서의 유동장을 나타낸다. 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 강한 연소실 중심축 방향으로의 유동 때문에 연소실벽 부근에서는 반시계 방향의 선회류의 영향이 계속되지만 연소실 중심축에 가까워지면

중심축 방향으로 향하는 유동이 형성된다. 이러한 두가지 유동의 상호작용으로 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 중간쯤에 A로 표시한 작은 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다.

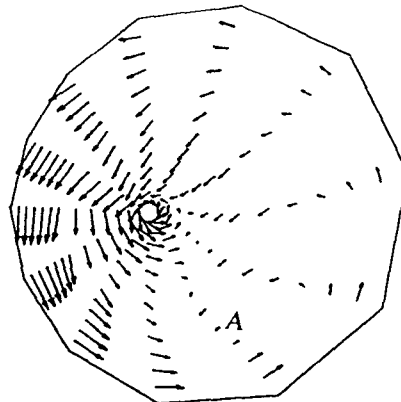
Fig. 10은 하사점(BDC)인 ATDC 180도에서의 유동장을 나타낸다.



(a) planes J=2 and J=8

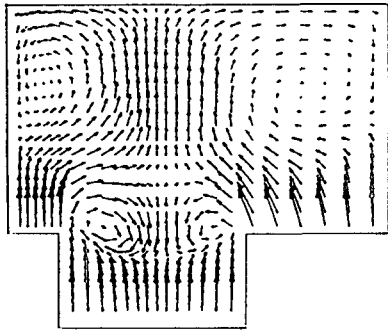


(b) plane K=13



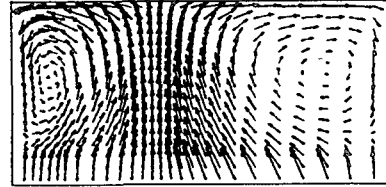
(c) plane K=21

Fig. 10 Predicted velocity fields at $\theta=180^\circ$ ATDC with swirl ratio 4
 $U_{max}=11.2$ [m/s], $V_{max}=31.0$ [m/s], $W_{max}=11.4$ [m/s]

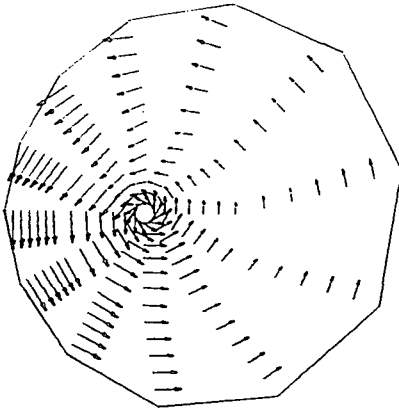


(a) planes J=2 and J=8

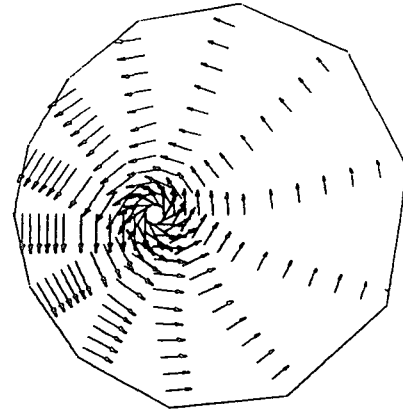
Fig. 10(a)에서는 피스톤의 팽창운동과 실린더 중심축 부근의 강한 상향유동의 영향으로 밸브와 실린더 벽사이가 먼쪽에는 두개의 와류가 형성 되는데 피스톤헤드 부근의 와류는 크게 팽창되지만 밸브 바로 밑의 와류는 강도가 약화되는 것을 볼 수 있다. 반면 밸브와 실린더벽 사이가 먼쪽에서는 와



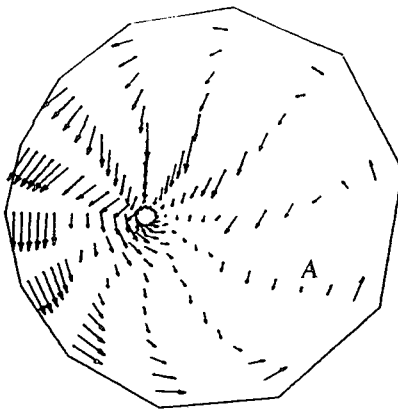
(a) planes J=2 and J=8



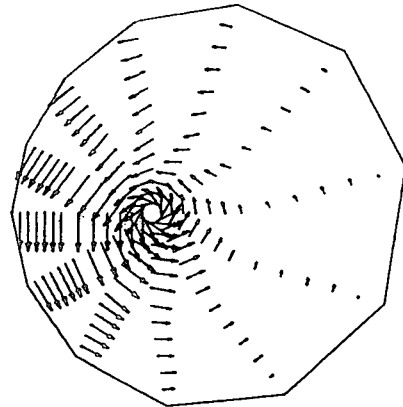
(b) plane K=13



(b) plane K=13



(c) plane K=21



(c) plane K=21

Fig. 11 Predicted velocity fields at $\theta=300^\circ$ ATDC with swirl ratio 4
 $U_{max}=10.6$ [m/s], $V_{max}=21.2$ [m/s],
 $W_{max}=10.8$ [m/s]

Fig. 12 Predicted velocity fields at $\theta=300^\circ$ ATDC with swirl ratio 4
 $U_{max}=10.4$ [m/s], $V_{max}=20.6$ [m/s],
 $W_{max}=6.5$ [m/s]

류의 중심이 거의 피스톤 헤드 부근으로 이동하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 10(b)에서는 연소실 중심축 부근에서 선회류의 강도가 증가되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 10(c)에서는 10(a)에 나타난바와 같이 밸브와 실린더 벽 사이가 먼쪽의 피스톤헤드 부근에서 실린더 중심축 방향으로 향하는 유동의 강도가 강하기 때문에 실린더벽에 아주 가까운 부근에서만 반시계 방향으로 회전하는 초기 선회류의 영향이 계속되고 대부분의 영역에서는 실린더 중심축 방향으로의 유동이 강하게 나타난다. 이러한 영향으로 A로 표시한 와류는 실린더 벽쪽으로 치우치고 크기와 강도가 증가하는 것을 볼 수 있다.

4.3 연소실 형상 및 선회비에 따른 유동장 변화

Fig. 11과 12는 압축 행정 말기인 ATDC 300도에서의 보울 피스톤 연소실과 피스톤 헤드가 평평한 연소실의 유동장을 나타낸다.

Fig. 11(a)에서는 피스톤 보울의 영향으로 스쿼시 유동이 시작되어 보울 상단에 반대방향으로 회전하는 또다른 두개의 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 이와같은 스쿼시 유동의 영향으로 Fig. 11(c)에서 보는바와 같이 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 연소실 중심축 방향으로 향하는 유동의 강도가 증가하여 A로 표시한 와류의 크기와 강도가 증가하는 것을 볼 수 있다.

반면에 피스톤 헤드가 평평한 Fig. 12(a)에서는 흡입 행정중 생성된 두개의 와류가 피스톤의 상향

운동의 영향으로 상당히 변형되며 연소실 헤드쪽으로 와류의 중심이 이동하는 것을 볼 수 있다. 또한 Fig. 12(b)와 12(c)에서는 흡입 유동에 주어진 선회류가 압축 행정이 진행되면서 벽면 마찰등의 영향으로 변형되며 연소실 중심축 부근의 선회류의 강도가 상대적으로 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 13은 연료 분무 직전인 ATDC 340도에서의 유동장을 나타낸다. Fig. 13(a)의 보울 피스톤 연소실에서는 스쿼시 유동의 강도가 증가하여 스쿼시 영역뿐만 아니라 보울내에도 와류가 생성되어 연료

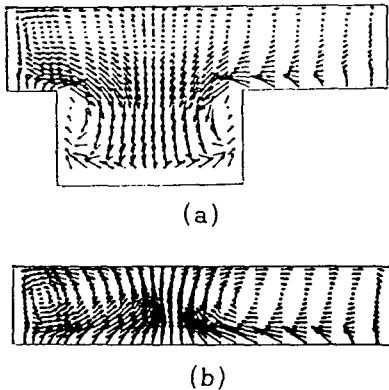
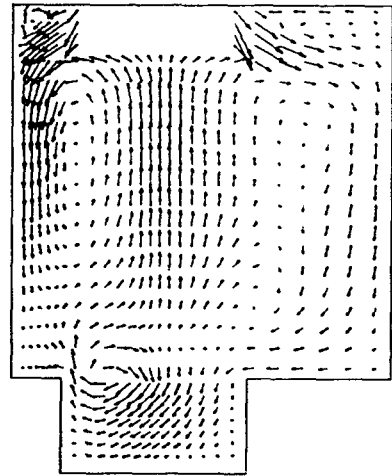
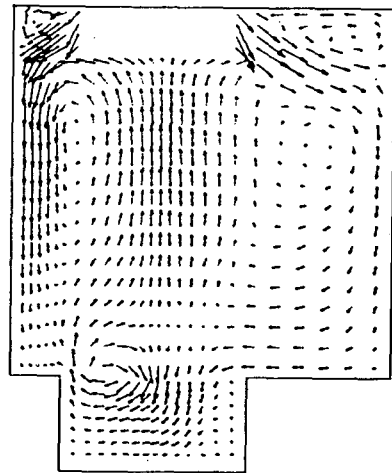


Fig. 13 Predicted velocity fields at $\theta=340^\circ$ ATDC with swirl ratio 4
 $U_{max}=10.5$ [m/s], $V_{max}=21.0$ [m/s],
 $W_{max}=6.0$ [m/s]

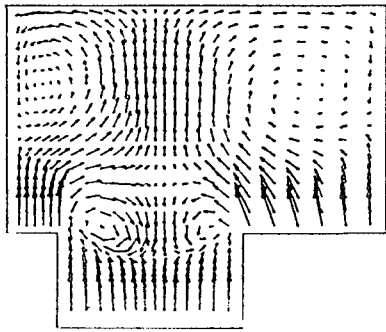


(a) swirl ratio 4

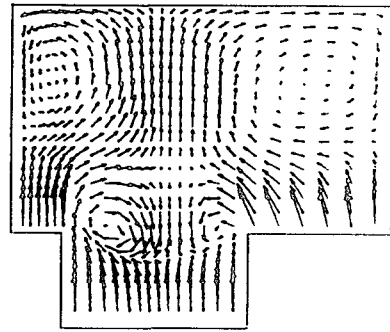


(b) swirl ratio 2

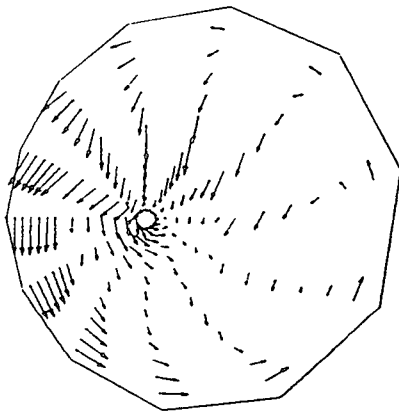
Fig. 14 Predicted velocity fields at $\theta=90^\circ$ ATDC
 $U_{max}=46.5$ [m/s], $V_{max}=83.9$ [m/s],
 $W_{max}=42.2$ [m/s]



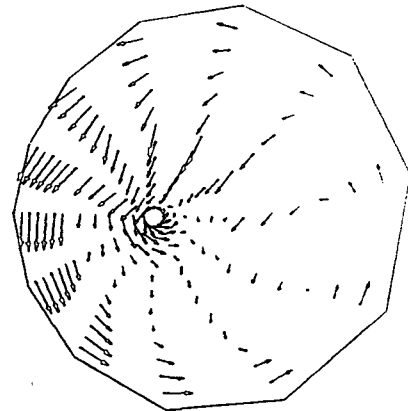
(a) planes J=2 and J=8



(a) planes J=2 and J=8



(b) plane K=21



(b) plane K=21

Fig. 15 Predicted velocity fields at $\theta=300^\circ$ ATDC with swirl ratio 4

Fig. 16 Predicted velocity fields at $\theta=300^\circ$ ATDC with swirl ratio 2

분무시 연료와 공기의 혼합을 원활하게 할것으로 생각된다. 반면에 Fig. 13(b)의 피스톤 헤드 가 평평한 경우는 기존의 두개의 와류만이 강도가 약화되어 존재하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 14는 흡입 행정중인 ATDC 90도에서의 선회비에 따른 유동장 변화를 나타낸다. 여기서 선회비란 원주방향속도/반경방향속도로써 정의되므로 오리피스 유동원리에 의해서 밸브출구에서의 반경방향속도가 결정되면 선회비와 반경방향속도의 곱을 원주방향속도의 초기조건으로 주어 선회류를 가정하게 된다. 선회비 4인 Fig. 14(a)에서는 선회비 2인 Fig. 14(b)에서와는 달리 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 피스톤 헤드 바로 윗쪽에 또다른 와류가 생성 되는것을 볼 수 있다.

Fig. 15와 16은 ATDC 300도에서의 선회비에 따른 유동장 변화를 나타낸다. 선회비 4인 Fig.

15(a)에서는 연소실 헤드와 피스톤 헤드 사이에 형성된 와류의 중심이 Fig. 16(a)의 선회비 2인 경우보다 아래쪽에 위치하여 와류 크기가 상대적으로 커지는 것을 알 수 있다. Fig. 15(b)와 Fig. 16(b)에서는 선회비가 4인 경우가 선회비 2인 경우 보다 연소실 중심축 방향으로의 유동의 강도가 증가하기 때문에 더 크고 강한 와류가 형성되는 것을 볼 수 있다.

5. 결론

내연기관의 연소실 내부 유동장은 연료와 공기의 혼합을, 화염전파율 그리고 연소율등의 연소과정에 중요한 영향을 미치지만 비 정상적이고 3차원적이며, 복잡한 난류 특성을 갖고 있기 때문에 수반되는 물리적 현상들이 대단히 복잡하여 실험적으로나

수치적으로 해석하는데 어려움이 따른다. 그러나 효율적인 연소실 설계를 위해서는 연소실 내부 유동장에 대한 해석이 필요하다.

본 연구에서는 연료와 공기의 혼합을 원활하게 하여 완전연소가 가능하도록 하기 위하여 이용되는 스윙 및 스퀴시 유동이 연소실 내부 유동장 변화에 미치는 영향을 조사하기 위하여 Fig. 1의 편심 밸브를 갖는 두가지 연소실 형상에 대해 3차원 유동장 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 편심밸브의 영향으로 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 연소실 코너 부근에 생성된 와류의 크기가 증가하여 밸브 아래쪽에 생성된 와류와 상호작용하게 되므로써 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽에는 강한 속도구배가 나타난다.

(2) 압축행정에서는 피스톤의 상향운동이 내부 유동장에 직접적인 영향을 미치게 되어 밸브유동의 영향을 받는 흡입행정의 난류강도와는 달리 비교적 균일한 분포를 갖게 되는 것을 알 수 있다.

(3) 보울 피스톤 형상의 연소실에서는 압축행정시 스퀴시 유동이 발생하게 되어 피스톤 헤드가 평평한 경우보다는 연료와 공기의 혼합이 원활할 것으로 예측된다.

(4) 피스톤 헤드가 평평한 연소실에서는 선회류가 있는 경우 압축행정이 진행되는 동안에도 강제회전이 유지되지만 보울 피스톤 연소실에서는 보울의 영향으로 강제회전의 형태가 변형되어 반경-원주 방향 평면에서도 와류가 생성되는 것을 볼 수 있으며, 선회비가 증가할수록 연소실 벽쪽으로 부터 연소실 중심축 방향으로 향하는 유동의 강도가 증가하여 반경-원주 방향 평면에 형성된 와류의 크기와 강도가 증가하는 것을 알 수 있다.

(5) 내연기관의 연소실 내부 유동장에 대한 실험적 연구의 어려움으로 말미암은 실험결과와 미비와 난류모델의 타당성에 대한 의문점 때문에 수치해석의 정량적인 결과에 대한 신뢰성은 의문시 되지만 정성적인 예측 결과의 이용은 연소실 설계 기간의 단축 및 설계 비용의 절감에 도움이 되리라 생각된다. 또한 연소실 내부의 난류 유동장 해석에 응용될 수 있는 물리적 타당성을 갖는 난류모델의 개발이 시급한 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 장기 기초연구 과제

(과제번호: 90-5-06)의 일부로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드리는 바입니다.

참고문헌

- (1) Ekchian, A. and Hoult, D.P., "Flow Visualization Study of the Intake Processes of an Internal Combustion Engine," SAE 790095.
- (2) Hirotoomi, T., Nagayama, I., Kobayashi, S. and Yamamasu, "Study of Induction Swirl in a Spark Ignition Engine," SAE 810496.
- (3) Arcoumanis, C., Bicen A.F. and Whitelaw J.H., 1982, "Measurements in a Motored Four Stroke Reciprocating Model Engine," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 104, pp. 235~241.
- (4) Bicen, A.F., Vafidis C. and Whitelaw, J.H., 1985, "Steady and Unsteady Airflow through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 413~420.
- (5) Arcoumanis, C., Vafidis, C., Vorropoulos, G. and Whitelaw, J.H., 1987, "Correlation between Valve and In-cylinder Flow in a Motored Reciprocating Engine," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, pp. 1~9.
- (6) Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., 1987, "Valve and In-cylinder Flow Generated by a Helical Port in a Production Diesel Engine," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.109, pp. 368~375.
- (7) Wagner, T.C. and Kent, J.C. 1988, "Measurement of Intake Valve/Cylinder Boundary Flows Using a Multiple Orientation Hot-Wire Technique," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 110, pp. 361~336.
- (8) Butler, T.D., Cloutman, L.D., Dukowicz, J.K. and Ramshaw, J.D., 1979, "CONCHAS: An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computer Code for Multicomponent Chemically Reactive Fluid Flow at All Speeds," Los Alamos Scientific Laboratory report LA-8129-MS.
- (9) Cloutman, L.D., Dukowicz, J.K., Ramshaw J.D. and Amsden, A.A., 1982, "CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel

- Sprays," Los Alamos National laboratory Report LA-9294-MS.
- (10) Amsden, A.A., Ramshaw, J.D., O'Rourke, P.J. and Dukowicz, J.K., 1985, "KIVA:A Computer Program for Two-and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays," Los Alamos National Laboratory Report LA-10245-MS.
- (11) Amsden, A.A., O'Rourke, P.J. and Butler, T. D., 1989, "KIVA- II : A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays," Los Alamos National Laboratory Report LA-11560-MS.
- (12) Wakisaka, T., Shimamoto, Y. and Isshiki, Y., "Three-Dimensional Numerical Analysis of In-cylinder Flows in Reciprocating Engines," SAE 860464.
- (13) Reynolds, W.C., 1980, "Modeling of Fluid Motions in Engines:An Introductory Overview," Symposium on Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Press, pp. 131~155.
- (14) Morel, T. and Mansour, N.N., "Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines," SAE 820040.
- (15) El Thary, S.H., 1983, "k- ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows," J. Energy, Vol.7, NO.4, pp. 345~353.
- (16) Shah, P. and Markatos, N.C., 1987, "Computer Simulation of Turbulence in Internal Combustion Engines," Int. J. Numerical Methods in Fluids, Vol.7, pp. 927~952.
- (17) Gosman, A.D., Tsui, Y.Y. and Watkins, A.P., "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engine," SAE 840229.
- (18) Brandstatter, W., Johns, R.J.R. and Wigley, G., "The Effect of Inlet Port Geometry on In-cylinder Flow Structure," SAE 850449.
- (19) Schapertons, H. and Thiele, F., "Three Dimensional Computations for Flowfields in DI Pistion Bowls," SAE 860463.
- (20) Haworth, D.C., El Thary, S.H., Huebler M.S. and Chang, S., "Multidimensional Port-and-Cylinder Flow Calculations for Two-and Four-Valve per Cylinder Engines:Influence of Intake Configuration on Flow Structure," SAE 900257.
- (21) 최영진, 양희천, 유홍선, 최영기, 1991, "보울 형상과 선회비에 따른 디젤기관 실린더내의 유동장 해석", 한국자동차공학회지, 제13권, 제 2 호, pp. 50~66.
- (22) Tabaczynski, R.J., "Effects of Inlet and Exhaust System Design on Engine Performance," SAE 821577.