

보울형상과 선회비에 따른 디젤기관 실린더내의 유동장 해석

Calculation of the Flow Field in the Cylinder of the Diesel Engine for Different Bowl Shapes and Swirl Ratios

최 영 진*, 양 희 천*, 유 흥 선**, 최 영 기***
Y. J. Choi, H. C. Yang, H. S. Ryou, Y. K. Choi

ABSTRACT

There are many factors which influence on the performance of a diesel engine. The piston bowl shape and swirl ratio are important factors to enhance the fuel-air mixing and flame propagation.

In this study, calculations of the flow field in the cylinder of the diesel engine were carried out using the CONCHAS-SPRAY code for different bowl shapes and swirl ratios.

In the case of constant swirl ratio, vortices which affect fuel-air mixing, evaporation and flame propagation are generated more strongly and consistently in the bowl-piston type combustion chamber than in the flat piston type. With this strong squish effect, injected fuel droplets are widely diffused and rapidly evaporated in the bowl-piston type combustion chamber. Especially a strong squish is developed and large and strong vortices are generated in the edge cutted bowl piston chamber.

As the swirl ratio increases, it is found that a large and strong squish and vortices are generated in the combustion chamber and also fuel droplets are diffused into the entire combustion chamber.

기 호 설 명

C_v : 정적 비열

D : 확산 계수

D_k : 항력 함수

F : 액적에서 유체로 전달되는 단위 시간당
단위부피당 운동량

G : 단위질량당 작용하는 외력

H : 순수 액체의 비엔탈피

h_k : k 성분의 비엔탈피

I : 내부에너지

J : 열유속 벡터

L : 잠열

m : 질량

* 중앙대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 중앙대학교 공대 기계공학과

*** 중앙대학교 공대 기계공학과

- P : 유체의 압력
- \dot{Q}_c : 화학반응에 의한 열방출율
- \dot{Q}_s : 액적과 유체의 상호작용에 의한 생성량
- R : 좌표계 지시자
- r_k : 액적의 반경
- U : 액적의 2차원 속도 벡터
- W : 액적의 선회속도
- u : 유체의 2차원 속도 벡터
- w : 유체의 선회속도
- ρ : 전체기체의 밀도
- ρ_k : k 성분의 밀도
- $\dot{\rho}_k^c$: 화학반응에 의한 k 성분의 밀도변화
- $\dot{\rho}_s$: 분사연료의 기화와 응축에 의한 밀도 변화율
- $\underline{\sigma}$: 2차원 점성응력 텐서
- σ_0 : 원통형 점성응력
- τ : 선회응력 벡터
- δ_{ij} : Kronecker delta
- <상첨자>
- * : 액적표면 조건
- <하첨자>
- l : l 성분
- k : k 성분
- o : 성분 l 을 제외한 유체혼합물

1. 서 론

내연 기관중에서 연료를 직접 연소실내에 분사하는 디젤기관은 연료와 공기의 원활한 혼합과 확산을 위해서 복잡한 형상의 보울을 갖는 연소실을 이용하게 되는데 작동중인 디젤기관 실린더내에서는 여러가지 물리적인 현상들이 발생하여 상호작용하게 된다. 이러한 여러가지 현상들중에서 연료와 공기의 혼합, 실린더 벽면을 통한 열전달, 화염전파 및 확산, 난류생성등을 지배하는 유동현상은 연료의 효율적인 이용과 기관 설계시에 필요한 자료 제공을 위해 여러 학자들에 의해 실험과 수치해석 방법을 통해 꾸준히 연구되고 있다. 특히 기관의 열효율을 증대시키고 배기 가스를 통해 배출되는 에너지를 줄이기 위해서 여러가지 복잡한 장치들을 이용하여 유동장을

제어하려는 수많은 연구들이 시도되고 있다. 예를 들면 흡입행정시 선회류를 주기 위하여 헬리컬 포트를 이용한다든지, 압축 행정시 강한 반경방향 유동(“스퀴시 유동”)으로 인한 와류를 발생시키기 위하여 여러 형상의 피스톤 보울을 이용한다. 이와 같은 포트 설계나 보울 설계를 위해서는 실린더내의 유동장 예측이 필요하다. 유동장 예측을 위하여 실험적인 방법을 이용하는 경우 실린더내의 유동특성이 비정상적이고, 3차원적이며, 난류 특성을 갖고 있는 고온 고압 상태이므로 모델기관을 제작하여 측정장치를 실린더내에 장치시키고 작동조건에 맞도록 유지, 이동시키는 것이 대단히 어렵다. 그러나 수치해석 방법을 이용하면 여러가지 형상의 연소실과 여러 작동조건을 모델링하여 복잡한 난류특성의 예측이 가능하다. 특히 최근에는 컴퓨터의 발달로 복잡한 현상에 대한 수치해석이 가능해졌으며 기관 시뮬레이션에서도 여러가지 수치해석 방법들이 개발되어 응용되고 있다.¹⁻⁷⁾

디젤기관과 같은 직접 분사기관에서 흡입행정중 생성된 선회류는 여러가지 보울-피스톤 형상의 연소실을 이용하여 스퀴시 유동을 야기시킴으로써 증폭시킬 수 있다. 따라서 디젤기관에서는 분무된 연료와 공기의 혼합을 빠르게 하기 위하여, 불꽃 점화기관에서는 연소를 가속시키기 위하여 선회류를 이용하게 된다. 이와 같은 연료와 공기의 혼합이나 완전연소등은 선회비나 보울 형상에 의해서 크게 영향을 받는 실린더내 유동장에 의해서 결정된다고 할 수 있다. 한편 실용기관의 연소실내 유동장은 흡입행정중 밸브를 통해서 유입되는 공기 및 피스톤의 하향 운동에 의해서 야기되기 때문에 밸브의 위치나, 밸브의 갯수, 그리고 밸브 시트각도등 여러 요인에 의해서 영향을 받는다고 할 수 있다. 그러나 본 연구에서 이용한 CONCHAS-SPRAY 코드에서는 이와 같은 밸브 운동등의 영향을 고려하지 않고 압축행정중인 어느 순간의 피스톤 속도에 의해서만 연소실내의 유동장이 야기되므로 실제 연소실내의 유동장과는 물리적으로 다른 결과를 발생시킬 수 있다. 한편 압축행정 말

기의 연료 분무문제에 대한 해석은 실험적으로나 수치적으로 대단히 어려워 단순화시킨 모델을 이용하는 경우가 대부분이다. 따라서 CONCHAS-SPRAY 코드에서도 단순화시킨 모델을 이용하여 연료액적의 기화 (evaporation) 현상등을 처리하고 있는데 비록 연료 분무시의 연소실내 유동장이 압축행정으로부터 시작되어 실제 상황과는 다른 경우라 하더라도 연료 분무에 따르는 제반 문제들을 전산 시간 및 컴퓨터 기억용량등을 고려해서 경제적으로 예측한 결과들이 실험치와 잘 일치하는 것을 알 수 있다.⁸⁻¹⁰⁾

본 연구에서는 ICED-ALE 방법을 이용한 기존의 2차원 수치해석 코드인 CONCHAS-SPRAY 코드를 이용하여 디젤기관에서 연료와 공기의 혼합을 원활하게 하기 위하여 사용되는 여러가지 보울-피스톤 형상의 연소실 중에서 일반적으로 해석되고 있는 그림 1에 나타낸 5가지 보울형상에 대해 보울 형상과 선회비에 따른 스쿼시 유동의 발생과 생성된 와류의 크기 및 강도, 연료액적의 분포등에 미치는 영향을 정성적으로 예측하고자 한다.

2. 기본방정식

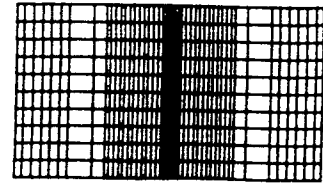
2.1 기체상 해석

각 성분 k 에 대한 연속방정식은 다음과 같다.

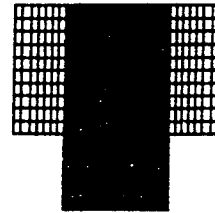
$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho \underline{u}) \\ = \frac{1}{R} \nabla \cdot [R \rho D \nabla (\rho_k / \rho)] + \dot{\rho}_k^c + \dot{\rho}_s \delta_{kl} \end{aligned} \quad (1)$$

기체 혼합물의 운동량 방정식은 다음과 같다.

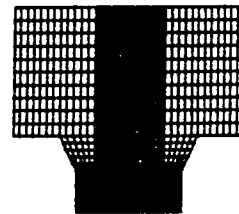
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \underline{u}) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho \underline{u} \underline{u}) \\ = -\nabla P + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \underline{\underline{g}}) \\ - \frac{(\sigma_o - \rho w^2)}{R} \nabla R + \underline{F} + \rho \underline{G} \end{aligned} \quad (2)$$



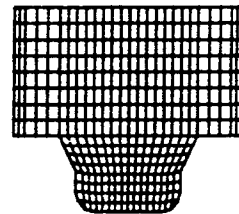
Bowl Type (a)



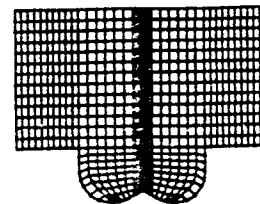
Bowl Type (b)



Bowl Type (c)



Bowl Type (d)



Bowl Type (e)

Fig. 1 Computational Mesh Systems

선회속도를 결정하는 각 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(R\rho w) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R^2 \rho w \underline{u}) \\ = \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \underline{\tau}) + N \end{aligned} \quad (3)$$

내부에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho I) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho I \underline{u}) \\ = -\frac{P}{R} \nabla \cdot (R \underline{u}) + \underline{\sigma} : \nabla \underline{u} + \underline{\tau} \cdot \nabla (w/R) \\ + \frac{\sigma_o}{R} \underline{u} \cdot \nabla R - \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \underline{J}) + \dot{Q}_c + \dot{Q}_s \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 $P, I(T), C_v(T), h_k(T)$ 등은 이상기체 상태방정식들로부터 구할 수 있다.

2.2 액적상 해석

분무된 액적들의 분무운동방정식은 라그랑지안(Lagrangian) 형태로 주어진다. 액적 k 의 위치는 xy -평면에서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$X_k = X_k \underline{i} + Y_k \underline{j} \quad (5)$$

xy -평면에서 액적 k 의 속도는 다음과 같다.

$$\underline{U}_k = \frac{dX_k}{dt} = U_k \underline{i} + V_k \underline{j} \quad (6)$$

액적 k 의 질량 m_k 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dm_k}{dt} = \left(1 - \frac{y_o}{y_o^*}\right) \left[\frac{2+0.6(Re^* Sc^*)^{1/2}}{2+0.6(Re^* Pr^*)^{1/2}} \right] \\ \frac{q_k Le^*}{y_1(h_1-h_1^*) + y_o(h_o-h_o^*)} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 무차원 변수들은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} Re^* &= 2\rho[(u-U_k)^2 + (v-V_k)^2 \\ &\quad + (w-W_k)^2]^{1/2} r_k/\mu \\ Pr^* &= c_p^* \mu^*/K^* \\ Sc^* &= \mu^*/(\rho^* D^*) \\ Le^* &= Pr^*/Sc^* \end{aligned} \quad (8)$$

액적 k 의 속도는 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \underline{U}_k = \frac{D_k}{m_k} (\underline{u} - \underline{U}_k) + \frac{W_k^2}{R} \nabla R + \underline{G} \quad (9)$$

여기서 항력함수 D_k 는 Stokes 항력과 공기역학적 항력의 합이다.

액적 k 의 선회속도는 다음과 같다.

$$\frac{dW_k}{dt} = \frac{D_k}{m_k} (w - W_k) - \frac{U_k W_k}{X_k} \quad (10)$$

액적 k 의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$m_k \frac{dH_k}{dt} = L(T_k) \frac{dm_k}{dt} + q_k \quad (11)$$

기체와 액체사이의 상호작용에 관계된 항들은 다음과 같다.

$$\dot{\rho} = \frac{1}{R} \sum_k \frac{dm_k}{dt} \delta(x - X_k) \delta(y - Y_k)$$

$$\underline{F} = \frac{1}{R} \sum_k \left[D_k (\underline{U}_k - \underline{u}) - U_k \frac{dm_k}{dt} \right] \delta(x - X_k) \delta(y - Y_k)$$

$$N = \sum_k \left[D_k (W_k - w) - W_k \frac{dm_k}{dt} \right] \delta(x - X_k) \delta(y - Y_k) \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s = \frac{1}{R} \sum_k \left[-\frac{d}{dt} (m_k H_k) + \left(D_k - \frac{1}{2} \frac{dm_k}{dt} \right) \right. \\ \left. [(u - U_k)^2 + (v - V_k)^2 + (w - W_k)^2] \right] \delta(x - X_k) \delta(y - Y_k) \end{aligned}$$

2.3 난류 모델링

2.3.1 Subgrid Scale 난류 점성계수

난류장의 영향은 Deardorff⁽¹¹⁾가 제시한 Subgrid Scale (SGS) 난류 점성계수를 이용하여 모델링한다. SGS 난류 점성계수는 다음과 같이 주어진다.

$$\mu_t = \frac{1}{\sqrt{2}} \rho K_D^2 \Lambda^2 (D_{11}^2 + D_{22}^2 + D_{33}^2 + 2D_{12}^2 + 2D_{13}^2 + 2D_{23}^2)^{1/2}$$

여기서,

$$D_{11} = 2 \frac{\partial u}{\partial x}, \quad D_{22} = 2 \frac{\partial v}{\partial y}, \quad D_{33} = \frac{2}{R} \underline{u} \cdot \underline{\nabla} R$$

$$D_{12} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad D_{13} = \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R},$$

$$D_{23} = \frac{\partial w}{\partial y}$$

이며, K_D 는 무차원 상수로서 대략 0.17을 이용하며, A 는 대략 격자의 가장 긴쪽면의 길이로 취한다.

2.3.2 난류 경계층의 처리

일반적으로 벽면 근처의 경계층은 전산시간 및 컴퓨터 기억용량을 고려한 실질적인 격자계내에서 처리하기 곤란하다. 따라서 이러한 문제점을 극복하기 위하여 다음과 같은 벽법칙을 이용하여 처리한다.

$$\frac{u}{u^*} = 2.5 \ln \left(\frac{yu^*}{\nu} \right) + B \quad (13)$$

여기서 u 는 벽으로부터 수직거리 y 만큼 떨어진 지점에서의 점선속도이며 B 는 벽의 거칠기에 관계되는 상수로서 대략 5.5의 매끈한 벽으로 가정한다. u^* 는 전단 속력(shear speed)으로 다음과 같이 벽의 전단 응력과 관계된다.

$$\tau_w = \rho u^{*2}$$

그러나 (13)식의 u^* 를 반복적으로 계산해야 하는 어려움을 피하기 위하여 보통 1/7 법칙을 이용하여 u^{*s} 를 다음과 같이 가정한다.

$$\frac{yu^{*s}}{\nu} = 0.15 \left(\frac{yu}{\nu} \right)^{7/8}$$

따라서 (13)식은 다음과 같이 explicit 하게 처리할 수 있는 형태로 주어진다.

$$\frac{u}{u^*} = 0.75 + 2.19 \ln \left(\frac{yu}{\nu} \right)$$

2.4 초기조건 및 경계조건

초기조건은 격자 생성을 위한 연소실의 기하학적인 형상에 대한 입력 데이터, 피스톤 속도, 액적의 직경, 액적의 분무 각도, 매 사이클당 분무되는 액적수, 연료분무의 시작과 끝의 크랭크 각도와 그밖의 물성치이다. 경계조

건으로는 벽면에서의 속도와 온도를 필요로 한다. 속도 경계조건은 No Slip Condition과 벽함수 모델(wall function model)을 이용한다. 온도 경계조건은 실린더 벽과 피스톤 헤드에 대해 일정하게 주어진다.

3. 수치해석

세부적인 내용은 본 연구에서 이용한 기존의 CONCHAS-SPRAY 코드⁶⁾을 참고하고 여기에서는 간략하게 기술한다.

3.1 시간차분 (Temporal Differencing)

시간에 대한 차분방법은 ICE 방법^{12,13)}에 기초를 둔다. 이 방법은 explicit방법의 경우에 필요한 수렴조건의 제한이 없는 partial implicit 방법이다.

한 사이클은 다음 세단계로 수행된다.

단계 1 : explicit Lagrangian 계산

단계 2 : 압력반복 (pressure iteration) 계산

단계 3 : rezone 계산

이때 중간과정 값들은 상첨자 1, 2로서 각각 단계 1, 2를 나타낸다.

상첨자 3은 필요하지 않은데 이것은 상첨자 $n+1$ 과 같기 때문이다.

3.2 공간차분 (Spatial Differencing)

공간차분은 ALE 방법^{14,15)}에 기초하고 있다. 이 방법에서는 임의의 사변형으로 구성되는 격자를 사용한다. 공간차분 근사법은 검사체적 근사법이나 적분 평형(integral balance) 근사법에 의해 구성된다. 이 방법은 각 위치마다의 미분방정식의 보존성격을 유지한다.

3.3 분무 액적 해석

분무의 상호작용 해석을 위해 Monte Carlo 방법을 사용하였다. 분무는 각각의 계산입자들로 구성되어 있다. 연료분사기에 의해 생성된 액적들의 크기, 속도, 분무형태, 온도등의 분포함수는 통계학적으로 처리되고 생성된 액적들은 주변가스와 상호작용하고 질량, 운동량, 에너지를 교환한다. 이 방법을 응용하

는데 필요한 기초기술은 각 분사기로부터 생성된 액적의 크기, 속도에 대한 분포함수로부터의 샘플링 기술이다.

4. 수치결과 및 고찰

4.1 격자 생성

계산에 사용된 격자계는 그림 1에 나타낸 바와 같다. 본 연구에서 이용된 코드에서는 연소실의 기하학적 차원 및 보울형상에 대한 간단한 데이터를 입력시켜 주변 주 프로그램에서 자동적으로 전체 형상에 대한 격자계를 생성시킨다.

해석에 소요된 계산시간은 ABDC 90도에서 ABDC 200도까지의 계산에 한 모델당 PC 386 컴퓨터로 대략 18시간 정도 소요된다.

4.2 보울 형상에 따른 해석

보울 형상이 연소실내의 유동장에 미치는 영향을 조사하기 위하여 실험적, 수치해석적 연구에서 일반적으로 이용되는 그림 1에 나타낸 5가지 보울 형상에 대해 연구하고자 한다. 형상(a)의 피스톤 헤드가 평평한 경우는 스쿼시 유동의 발생 및 와류 생성 여부와 분무된 액적이 실린더 헤드에 쌓여 불완전 연소에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 형상(b)의 보울 벽면 모서리 각기가 되지 않은 경우는 모서리 각기가 된 형상보다 상대적으로 약하고 늦은 와류 생성으로 보울 벽면에 액적이 부착되는 현상을 조사하기 위하여, 형상(c)와 (d)의 보울 벽면 모서리 각기가 된 경우에는 모서리 각기가 된 벽면의 영향에 의한 유동의 발생으로 인한 스쿼시 유동 및 역 스쿼시 유동이 와류 생성에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 형상(e)는 방사상으로 전파되는 화염 전면과 일치하는 보울 형상이 연소 효율에 미치는 영향을 조사하기 위하여 일반적으로 연구되어 왔다.¹⁶⁻²⁰⁾

4.2.1 유동장 해석

선회비가 1인 경우에 대해 고찰하고자 한다. 여기서 선회비란 각속도에 대한 기관 회전수의 비로서 정의된다. 흡입 행정이 끝나고

압축행정 중인 ABDC 90도에서 계산을 시작하며 연소실내에 유동을 야기시키는 초기조건은 순간 피스톤 속도이다. 이때의 속도분포가 그림 2에 나타나 있다.

그림 3의 연료의 분사가 끝나는 ABDC 130도에서는 형상(a)의 연소실에서 대칭축부근의 실린더 헤드쪽에 강한 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 이와같은 와류의 생성은 피스톤의 압축과 분사노즐을 통한 연료의 분사에 기인하는 것으로 생각된다. 보울-피스톤 형상의 연소실에서는 스쿼시 유동과 연료의 분사에 기인하는 와류가 보울 상부 대칭축 부근에 형성되며 이 와류의 영향으로 그 바로 아래쪽 보울내에 작은 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 그러나 아직 보울 밑면 부근에는 스쿼시 유동의 영향이 미치지 못하여 와류가 생성되지 못한다. 이는 또한 분사된 연료 액적이 아직 보울 밑면 부근까지 도달하지 못한 결과로 생각된다. 이 단계에서의 와류는 보울 벽면 모서리를 각은 형상(c)와 (d)의 연소실에서 크고 강하게 생성되는 것을 볼 수 있다. 이는 분사된 연료액적의 혼합과 기화를 가속시켜 연소시 화염의 전파를 원활하게 한다.

그림 4의 ABDC 150도인 경우, 형상(a)의 연소실에서는 와류가 소멸된다. 이후의 계산 결과에서도 와류의 생성을 볼 수 없는데, 이는 분사된 연료와 공기의 혼합에 비효율적인 영향을 미칠 것으로 생각된다. 보울-피스톤 형상의 연소실에서는 강한 스쿼시 유동이 대칭축 부근의 피스톤 운동에 기인한 상향 유동을 극복하여 보울 상단에서부터 보울 밑면에 이르는 크고 긴 와류가 대각선 방향으로 생성되는 것을 볼 수 있다. 특히 형상(d)와 (e)의 연소실에서 크고 강한 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 그러나 형상(d)의 연소실에서는 벽면 모서리 각기가 되지않은 하단 부근에 와류의 영향이 미치지 못하여 밑면 부근에 확산된 액적의 혼합이 원활하지 못할 것으로 생각된다.

그림 5의 ABDC 180도인 경우, 형상(b)와 (c)의 보울 밑면 모서리를 둥글게 각지 않은 경우에는 불규칙하고 작은 와류생성을 볼

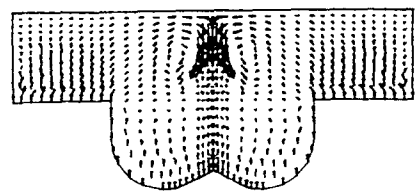
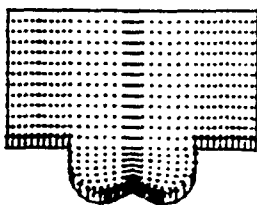
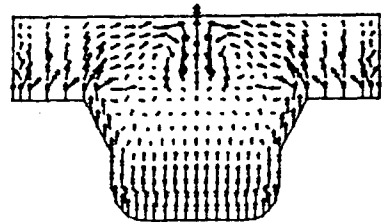
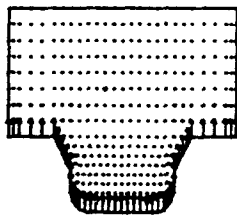
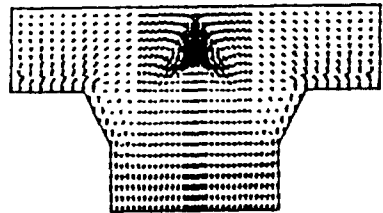
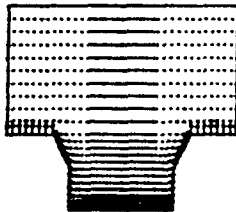
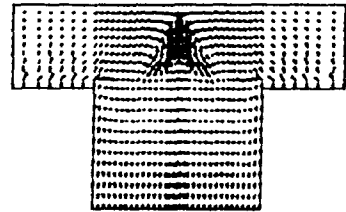
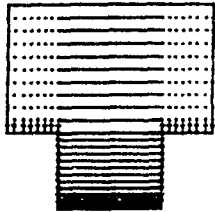
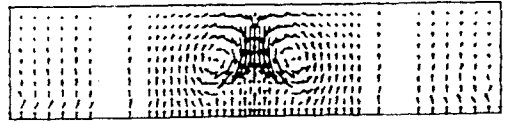
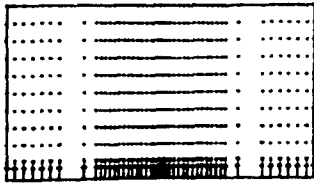


Fig. 2 Velocity Vector at 90° ABDC for Swirl Ratio 1

Fig. 3 Velocity Vector at 130° ABDC for Swirl Ratio 1

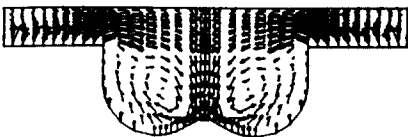
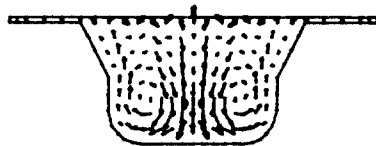
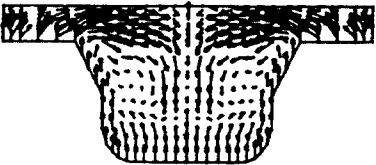
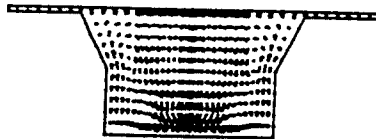
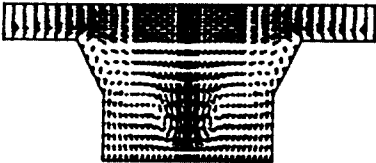
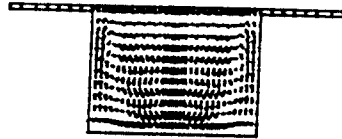
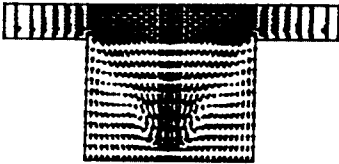


Fig.4 Velocity Vector at 150° ABDC for Swirl Ratio 1

Fig.5 Velocity Vector at 180° ABDC for Swirl Ratio 1

수 있으며, 형상(d)와 (e)의 연소실에서는 커다란 와류가 보울 전체에 걸쳐 생성되는 것을 볼 수 있다.

그림 6의 ABDC 200도인 경우, 피스톤의 팽창운동에 의해서 보울내에 생성되었던 와류는 거의 소멸되거나 작고 불규칙한 와류로 변하며, 강한 역스퀴시 유동이 발생한다. 특히 형상(d)와 (e)의 연소실에서 강한 역스퀴시 유동을 볼 수 있다.

이상의 결과로 볼 때 형상(c)와 (d) 같이 벽면 모서리 각기가 된 연소실에서 크고 강한 와류가 생성되는 것을 알 수 있다.

4.2.2 액적의 분포 및 연료 질량비 분포

연료분사가 시작되는 ABDC 118도에서는 6개의 연료액적이 분사노즐 부근에 분포되며, 이에 따라 연료 질량비도 분사노즐 출구 부근에 집중되는 것을 볼 수 있다.

그림 7, 8의 ABDC 130도인 경우, 형상(a)의 연소실에서는 분사된 연료액적이 피스톤 헤드에 도달하여 쌓이기 시작되는 것을 볼 수 있다. 따라서 연료 질량비가 집중되는 곳이 피스톤 헤드 부근으로 이동함으로써 연료와 공기의 혼합이 원활하지 못할 것으로 생각되며 불완전 연소의 가능성도 높다고 할 수 있다. 반면에 보울-피스톤 형상의 연소실에서는 스퀴시 유동과 와류의 영향으로 액적들이 형상(a)의 연소실에서보다 더 넓게 확산되는 것을 볼 수 있다.

그림 9, 10의 ABDC 150도인 경우, 형상(a)의 연소실에서는 많은 액적들이 피스톤 헤드에 쌓여 있으며, 나머지 액적들도 넓게 확산되지 못하고 피스톤 헤드 부근 두곳에 집중 분포되어 있는 것을 볼 수 있다. 이는 유동장 해석의 결과에서 본 것과 같이 와류가 생성되지 못한 결과로 생각된다. 반면에 보울-피스톤 형상의 연소실에서는 와류와 기화의 영향으로 보울 상부에는 거의 액적이 존재하지 않으며 보울 하단부로 확산되는 것을 볼 수 있다. 보울-피스톤 형상의 연소실 중에서도 형상(c)와 (d)의 모서리를 깎은 경우에 액적이 매우 넓게 분포되며, 보울벽에 부착되거나 보울 밑면에 쌓인 액적수가 훨씬 적은 것

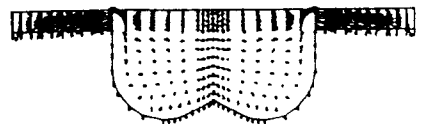
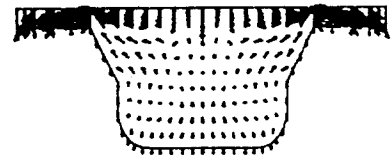
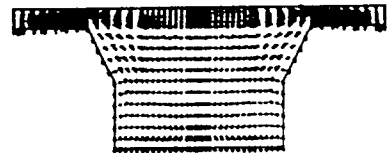


Fig. 6 Velocity Vector at 200° ABDC for Swirl Ratio 1

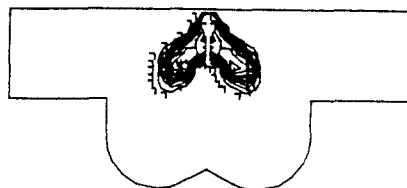
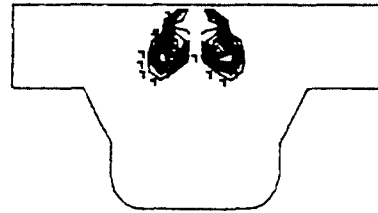
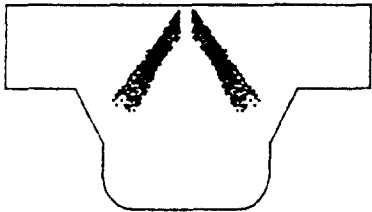
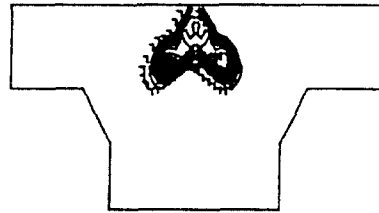
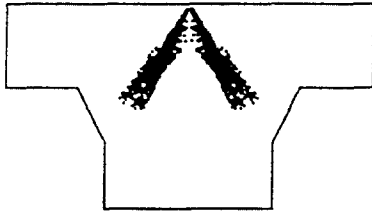
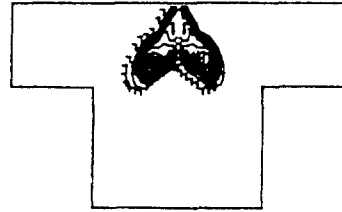
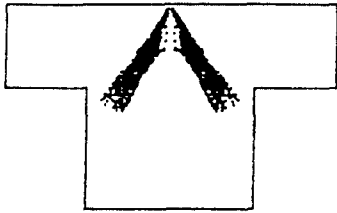


Fig.7 Fuel Droplets Distribution at 130° ABDC for Swirl Ratio 1

Fig.8 Fuel Mass Fraction Distribution at 130° ABDC for Swirl Ratio 1

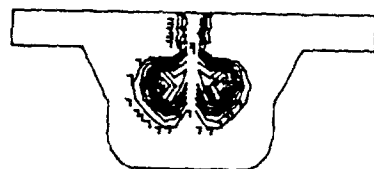
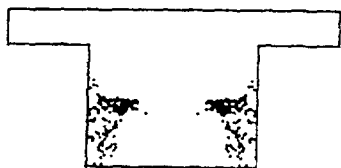


Fig.9 Fuel Droplets Distribution at 150°
ABDC for Swirl Ratio 1

Fig.10 Fuel Mass Fraction Distribution at
150° ABDC for Swirl Ratio 1

을 알 수 있다.

그림 11, 12의 ABDC 200도인 경우 강한 역 스퀴시 유동의 영향으로 남은 액적들이 보울 전체로 넓게 확산되며, 연료 질량비 분포 중심도 보울 하단에서 윗쪽으로 이동되는 것을 볼 수 있다. 특히 형상(d)의 연소실에서 남은 액적수가 가장 적은 것을 알 수 있다.

4.3 선회비에 따른 해석

흡입행정동안 생성되는 선회류는 연료와 공기의 혼합, 화염의 전파등에 크게 영향을 미치게 되므로 압축행정동안 여러가지 보울형상등을 이용하여 증폭시켜 기관효율 향상에 이용하고 있다. 본 연구에서는 앞 절의 선회비가 1인 경우의 결과에서 보는 바와 같이 벽면 모서리 각기가 된 경우 크고 강한 와류가 생성되어 연료액적의 혼합과 기화를 가속시킨다는 사실을 알 수 있으므로 보울의 상하단 모서리 각기가 된 형상(d)의 연소실을 중심으로 선회비 2, 3, 4, 5인 경우에 대해서 해석하고자 한다.

그림 13의 ABDC 130도인 경우 선회비가 2인 경우에는 스퀴시 유동의 강도가 더 커져서 보울 상부 실린더 헤드 부근과 보울 상단에 커다란 두개의 와류가 생성된다.

그림 14의 ABDC 150도인 경우에는 모든 선회비에서 강한 스퀴시 유동의 영향으로 보울내에 커다란 와류가 생성된다. 그러나 선회비 4와 5인 경우에는 증가한 원심력의 작용으로 스퀴시 영역의 유동장은 불규칙한 형태를 갖게 된다. 선회비가 증가할수록 기화가 잘되어 노즐 출구 부근에 남아 있는 액적의 수는 감소하며, 남아 있는 전체 액적수도 선회비가 5인 경우에 가장 적다. 또한 연료 질량비 분포도 선회비가 증가할수록 더 넓게 분포되는 것을 볼 수 있는데, 선회비가 작을수록 보울 하단 대칭축 부근에 집중되며, 선회비가 커질수록 보울 전체에 걸쳐서 대각선 방향으로 길게 형성된 와류의 영향으로 대각선 방향으로 넓게 분포되는 것을 볼 수 있다.

그림 15의 ABDC 180도인 경우 선회비가 작을수록 크고 규칙적인 와류가 생성되며 선

회비가 증가하면 와류의 크기는 작아지며 불규칙한 형태를 갖게 된다.

그림 16의 ABDC 200도에서는 선회비가 2와 3인 경우에는 강한 역 스퀴시 유동이 발생하며 선회비가 4와 5인 경우에는 원심력의 작용에 편승하여 역 스퀴시의 강도가 너무 커져서 그 반작용으로 역 스퀴시 유동 후면에 스퀴시 유동이 생성되는 것을 볼 수 있다. 한편 그림 17의 ABDC 150도에서 선회비 4와 5인 경우 형상(b)와 (c)와 (e)의 스퀴시 영역의 실린더 헤드 부근과 실린더 벽면 부근에서 벽면 마찰에 의해 에너지를 손실한 스퀴시 유동이 원심력의 작용을 극복하지 못하고 역 스퀴시 유동이 발생하여 와류가 생성되는 것을 볼 수가 있다. 이러한 영향으로 스퀴시 영역에서의 연료와 공기의 혼합이 가속된다. 일반적으로 선회비가 증가함에 따라서 모든 보울-피스톤 형상의 연소실에서 액적은 보울 전체에 걸쳐서 더 넓게 분포되는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

디젤기관의 연소실내에서 발생하는 현상들은 비정상적이며, 3차원적인 난류 특성을 갖고 있어 해석하기에 대단히 복잡하나 효율적인 기관 개발을 위해서는 연소실내의 여러 현상들에 대한 예측이 필수적 요건이라 하겠다. 특히 분무된 연료와 공기의 혼합, 화염의 전파, 벽면을 통한 열전달, 난류 생성등을 지배하고 있는 유동장 해석 및 연료액적 분포 예측은 적절한 연소실 설계를 위해서 중요하다. 본 연구에서는 그림 1에 나타낸 5가지 형상의 연소실에 대해 선회비 1, 2, 3, 4, 5인 경우의 유동장, 액적의 분포, 연료 질량비 분포 등에 대해 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 선회비가 일정한 경우 연료와 공기의 혼합, 기화, 화염의 전파등에 큰 영향을 미치는 와류는 평평한 피스톤 헤드를 갖는 연소실 형상 보다 보울-피스톤 형상의 연소실에서 보다 강하고 지속적으로 생성되는 것을 알 수

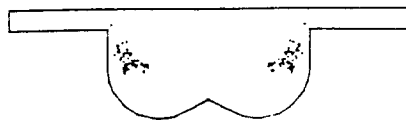
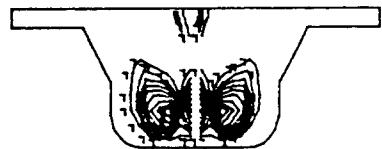
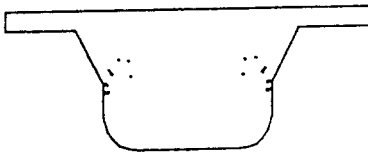
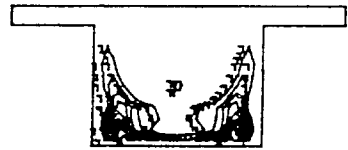
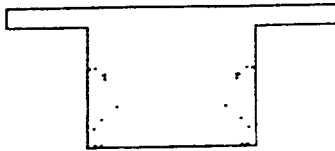
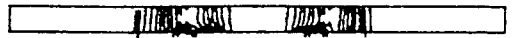
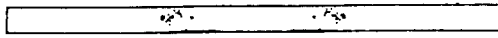
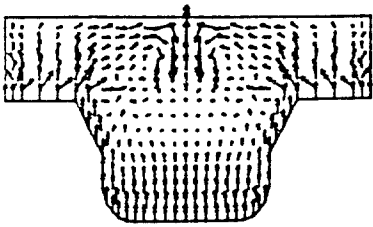
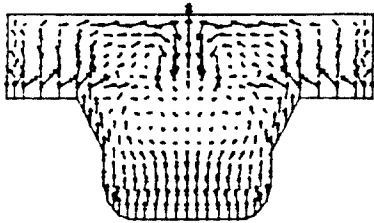
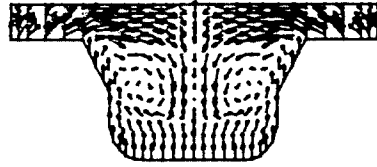


Fig.11 Fuel Droplets Distribution at 200° ABDC for Swirl Ratio 1

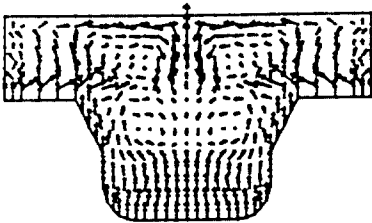
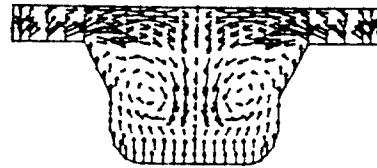
Fig.12 Fuel Mass Fraction Distribution at 200° ABDC for Swirl Ratio 1



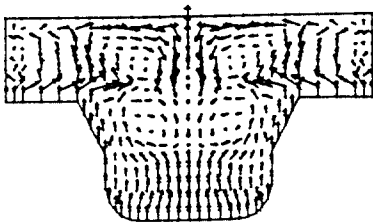
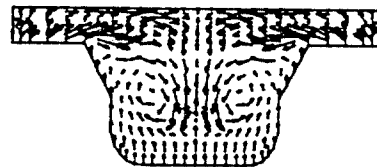
Swirl Ratio 2



Swirl Ratio 3



Swirl Ratio 4



Swirl Ratio 5

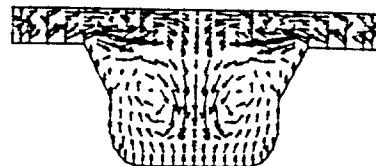
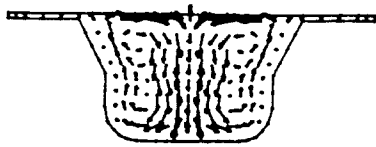
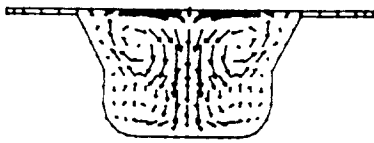


Fig. 13 Velocity Vector at 130° ABDC for Bowl Type(d)

Fig. 14 Velocity Vector at 150° ABDC for Bowl Type(d)



Swirl Ratio 2



Swirl Ratio 3



Swirl Ratio 4



Swirl Ratio 5

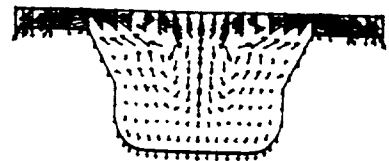
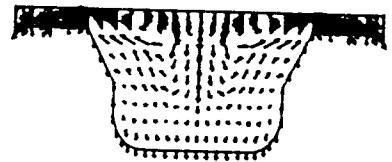
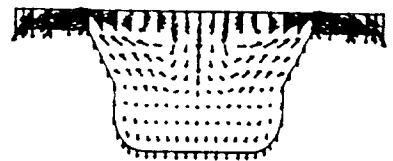
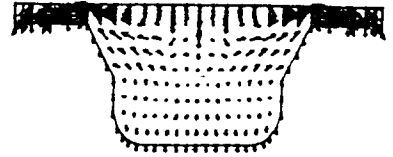


Fig. 15 Velocity Vector at 180° ABDC for Bowl Type(d)

Fig. 16 Velocity Vector at 200° ABDC for Bowl Type(d)

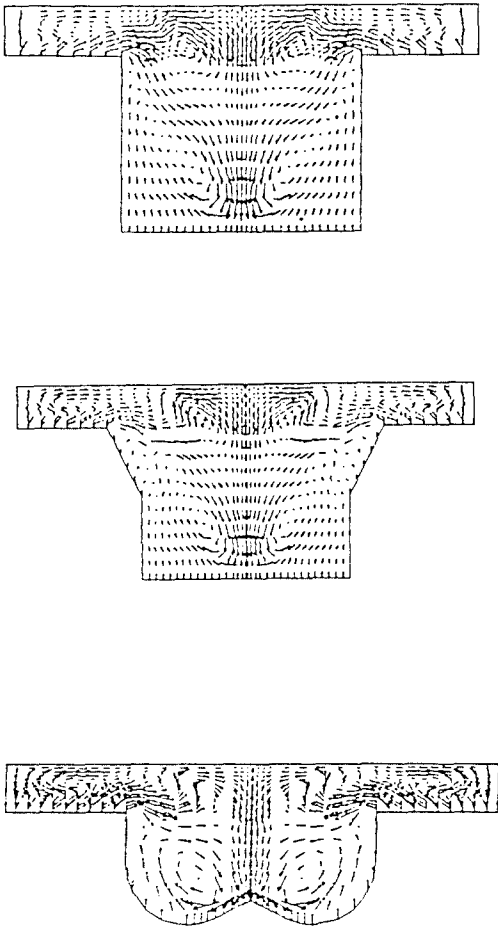


Fig.17 Velocity Vector at 150° ABDC for Swirl Ratio 4 and 5

있다. 특히 형상(c)와 (d)에서와 같이 보울 벽면 모서리 각기가 된 경우, 모서리 각기가 된 벽면에서 야기된 유동장에 의해 강한 스쿼시 유동이 발생하여 크고 강한 와류가 생성된다.

2) 선회비가 일정한 경우 분무된 연료 액적의 확산 및 기화는 스쿼시 유동에 의해서 생성된 와류의 영향을 크게 받게 되는데 평평한 피스톤 헤드를 갖는 경우 보다는 상대적으로 크고 강한 와류가 생성되는 보울 - 피스톤 형상의 연소실에서 넓게 확산되며 빠르게 기화하는 것을 볼 수 있다. 특히 형상(c)와 (d)의 벽면 모서리 각기가 된 경우에 보울 벽면에 부착되는 액적의 수도 적고 넓게 확산되는

것을 볼 수 있다.

3) 선회비가 증가하게 되면 상대적으로 원심력이 증가하기 때문에 그에 대한 반작용으로 압축행정 초기에는 빠른 스쿼시 유동의 발생과 와류 생성을 볼 수 있고, 압축행정 후기로 갈수록 스쿼시 유동에 대한 반작용이 강하게 되어 역스쿼시 유동이 발생하여 스쿼시 영역내에 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 그리고 보울내에도 크고 강한 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다.

4) 선회비가 증가하게 되면 액적은 진 연소실에 걸쳐 더 넓게 확산되며 연료의 분무가 끝난 압축행정 말기에 연료 질량비 분포 중심이 보울 하단에서 상부로 이동되는 것을 볼 수 있다.

후 기

본 연구는 한국기계연구소 부설 해사기술연구소의 연구비 일부 지원으로 수행되었음을 밝히며, 모든 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. W.C.Rivard, O.A.Farmar, and T.D.Butler, "RICE: A Computer Program for Multi-Component Chemically Reactive Flows at All Speeds", Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-5812, 1975.
2. H.C.Gupta and S.A.Syed, "REC-P3 (Reciprocating Engine Combustion, Planar Geometry, Third Version): A Computer Program for Combustion in Reciprocating Engines", MAE Report No. 1431, Mechanical and Aerospace Engineering Department, Princeton University, 1979.
3. T.D.Butler, L.D.Cloutman, J.K.Dukowicz, and J.D.Ramshaw, "CONCHAS: An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computer Code for Multicomponent Chemically Reac-

- tive Fluid Flow at All Speeds", Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-8129-MS, 1979.
4. P.J.O'Rourke and F.V.Bracco, "Modeling of Drop Interaction in Thick Sprays and a Comparison with Experiments", Institution of Mechanical Engineers Paper C404/80, 1980.
 5. P.J.O'Rourke, "Collective Drop Effects in Vaporizing Liquid Sprays", Los Alamos National Laboratory Report LA-9069-T, 1981.
 6. L.D.Cloutman, J.K.Dukowicz, J.D.Ramshaw, and A.A.Amsden, "CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Sprays", Los Alamos National Laboratory Report LA-9294-MS, 1982.
 7. A.A.Amsden, J.D.Ramshaw, P.J.O'Rourke, and J.K.Dukowicz, "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, 1985.
 8. S.H.El Tahry, "K- ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows", J. Energy, Vol. 7, No. 4, July-August, pp. 345-353, 1983.
 9. S.H.El Tahry, "A Numerical Study on the Effects of Fluid Motion at Inlet-Valve Closure on Subsequent Fluid Motion in a Motored Engine", SAE 820035, 1982.
 10. J.K.Dukowicz, "A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays", J. Comput. Phys., Vol. 35, No. 229, 1980.
 11. J.W.Deardorff, J. Comput. Phys., Vol. 7, No. 120, 1971.
 12. F.H.Harlow, and A.A.Amsden, "Numerical Calculation of Almost Incompressible Flow", J. Comput. Phys., Vol. 3, No. 80, 1968.
 13. F.A.Harlow, and A.A.Amsden, "A Numerical Fluid Dynamic Calculation Method for All Flow Speeds", J. Comput. Phys., Vol. 8, No. 197, 1971.
 14. C.W.Hirt, A.A.Amsden, and J.L.Cook, "An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds", J.Comput. Phys., Vol. 14, No. 227, 1974.
 15. W.E.Pracht, "Calculating Three-Dimensional Fluid Flow at All Speeds with an Eulerian-Lagrangian Computing Mesh", J. Comput. Phys., Vol. 17, No. 132, 1975.
 16. A.D.Gosman, Y.Y.Tsui, A.P.Watkins, "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engines", SAE 840229, 1984.
 17. A.D.Gosman, "Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines", SAE 850344, 1985.
 18. T.Kondoh, A.Fukumoto, K.Ohsawa, Y. Ohkubo, "An Assessment of a Multi-Dimensional Numerical Method to Predict the Flow in Internal Combustion Engines", SAE 850500, 1985.
 19. K.R.Beshay, A.D.Gosman, A.P.Watkins, "Assessments of Multidimensional Diesel Spray Predictions", SAE 861570, 1986.
 20. J.B.Heywood, "Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines-The 1986 Freeman Scholar Lecture", J. of Fluid Engineering, March 1987, Vol. 109, No. 3, 1987.