

〈논문〉 SAE NO. 943703

## 저레이놀즈수 $k-\epsilon$ 난류모형에 의한 축대칭 모형기관 실린더내 유동의 수치해석

Numerical Simulation of In-Cylinder Flow for the Axi-symmetric Model Engine by Low Reynolds Number  $k-\epsilon$  Turbulence Model

김 원 갑\*, 최 영 돈\*\*  
W. K. Kim, Y. D. Choi

### ABSTRACT

To improve the efficiency of internal combustion engines, it is necessary to understand mixed air-fuel in-cylinder flow processes accurately at intake and compression strokes. There is experimental and numerical methods to analyse in-cylinder flow process. In numerical method, standard  $k-\epsilon$  model with wall function was mostly adopted in in-cylinder flow process. But this type model was not efficiently predicted in the near wall region. Therefore in the present study, low Reynolds number  $k-\epsilon$  model was adopted near the cylinder wall and standard  $k-\epsilon$  model in other region. Also QUICK scheme was used for convective difference scheme.

This study takes axisymmetric reciprocating model engine motored at 200rpm with a centrally located valve, incorporated 60 degree seat angle, and flat piston surface excluding inlet port.

Because in-cylinder flow processes are undergoing unsteady and compressible, averaged cylinder pressure and inlet velocity at arbitrary crank angle are determined from thermodynamic analytic method and in-cylinder states at that crank angle are iteratively determined from the numerical analytic method.

주요기술용어 : Axi-Symmetric Model Engine(축대칭 모형기관), Low Reynolds Number Turbulence Model (저레이놀즈수 난류모형), Turbulent Intensity(난류강도), Reversible Adiabatic Expansion Process(가역단열팽창과정)

### 1. 서 론

디젤기관 등 직접 분사식 기관의 실린더내의 흡입과 압축과정에서의 유동의 형태는 연료의 혼합과 연소에 많은 영향을 주게되며 따라서 기관의 효율, 배기가스의 조성과 실린더 벽면으로의

열전달에 영향을 미치게 된다. 특히 실린더내의 유동형태는 Homogeneous charge spark-ignition 엔진에서의 화염 전파율과 연료와 공기의 혼합, 연소율에 많은 영향을 준다고 알려져 있다.<sup>1)</sup>

기존의 많은 수치해석적인 연구들에서는 실린더 내부의 유동형태에 대한 접근 방식으로서 난

\* 고려대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, 고려대학교 기계공학과

류운동의 해석에서 선택해야 할 난류모형의 선정에 있어서 주로 표준 k-ε 난류모형을, 또 실린더 벽면에서의 처리에 있어서 수치해석시 일반적으로 사용되고 있는 벽법칙과 혼합거리 이론등을 사용하고 있다. 그러나 표준 k-ε 난류모형은 재순환 유동이 있는 2차원의 유동에서 비교적 정확한 해를 줄 수 있지만 다차원의 유동에서는 해의 정확도가 떨어진다고 알려져 있으며 벽면의 처리에 있어서도 벽법칙과 혼합거리이론 등은 벽면 부근에서 큰 변화가 없는 경우의 유동에 대하여 비교적 정확한 해를 줄 수 있지만 복잡한 유동형태를 가지고 벽면에서의 변화가 큰 경우의 유동에 대하여는 이러한 벽법칙이나 혼합거리이론의 적용이 어렵게 된다. 본 연구에서 해석하고자 하는 축대칭기관의 경우에도 흡입과과정중 실린더내로 작업유체가 유입되면서 실린더 벽면에 충돌하기 때문에 기존의 벽법칙을 그대로 사용할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 저레이놀즈수 k-ε 난류모형을 적용하여 실린더 벽면에서 기존의 벽법칙과 혼합거리 이론의 사용을 배제하고 실린더 벽면에서의 유동의 거동을 자세히 관찰하기 위하여 실린더 벽면에 미세격자를 생성하였으며 대류항 처리법으로 오류확산을 최소화하기 위하여 QUICK(Quadratic Upstream Interpolation Kinematics) Scheme을 사용하여 수치해석을 수행하였다.

본 연구에서는 과거에 기관의 해석시 사용되어왔던 열역학적 해석방법과 수치해석적인 방법

을 매칭하여 흡기포트를 제외하고 각각의 시간 단계마다 열역학적인 방법으로 실린더내의 평균 압력과 유입유량, 유입속도등을 결정한 후 수치해석적인 방법으로 임의의 시간에서의 실린더내의 유동을 해석하였다. 이러한 해석의 결과를 참고문헌<sup>2)</sup>의 실험치와 수치해석의 결과와 비교하였으며 또한 기존의 수치해석 결과<sup>3)</sup>와도 비교하였다.

본 연구에서 사용한 축대칭 모형기관의 사양을 Table 1에 나타내었다.

## 2. 수치해석

앞절에서 언급한 바와 같이 본 연구에서는 시트각도 60°의 밸브가 실린더의 중심축상에 있고 바울이 없는 편평한 피스톤을 가진 축대칭 왕복 모형기관을 선택하여 해석하였으며 본 해석에 사용한 모형기관의 개략도는 Fig.1과 같다.

본 연구에서 사용한 코드는 RPM코드를 근간으로 하여 작성하였으며 계산에 사용한 격자계는 50×50으로 생성하여 시간에 따라 수축, 팽창하도록 하였고 그 배치는 Fig.2와 같다.

Table 1. Geometric details of model engine.

Bore	75.0mm
Stroke	94.0mm
Compression Ratio	3.5mm
Connecting rod length	363.5mm
Intake valve ;	
Diameter	34.0mm
Maximum lift	7.3mm
Seat angle	60.0°
Opens at	6.0° BTDC
Closes at	44.0° ABDC
Engine speed	200rpm

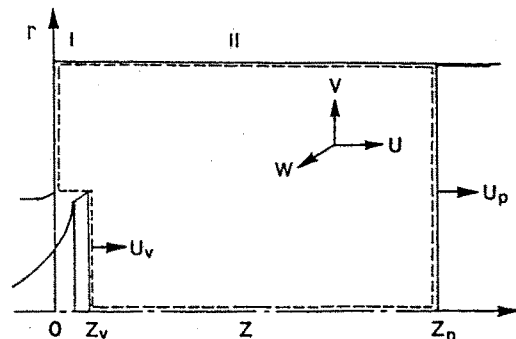


Fig.1 Coordinate system

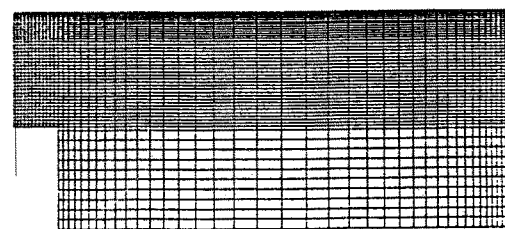


Fig.2 Grid arrangement

## 2.1 지배방정식

실린더 내의 유동을 수치해석적으로 해석함에 있어서 일반화된 지배방정식이 필요하고 이러한 유체의 거동을 지배하는 기본식은 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식으로 텐서형태로 표시하면 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial \rho U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( -\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho u_{ij} \right] - \frac{2}{3} \mu \theta \quad (3)$$

에너지 방정식 :

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i T}{\partial x_i} = \frac{1}{C_p} \frac{Dp}{Dt} + \frac{1}{C_p} \Phi + \frac{\partial T}{\partial x_j} \left( \frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho u_{ij} \right) \quad (4)$$

이 방정식들은 고정좌표계에 대하여 유도된 식이므로 본 연구에서 필요한 운동좌표계에 대한 식으로 수정하여 사용하였으며 난류모형에 실린더 대칭축부근에 표준 k-ε 모형과 벽면부근에 다음절에 기술한 저레이놀즈수 모형으로 모형화하여 해석하였다.

## 2.2 저레이놀즈수 k-ε 난류모형

이 모형은 시간평균된 운동량방정식의 레이놀즈 응력항을 와점성계수와 속도구배의 형태로 나타내고 와점성계수를 난류운동에너지방정식과 소산율방정식을 풀어 구하는 방법인 표준 k-ε 난류모형의 모형상수  $C_1$ 과  $C_2$ 를 저레이놀즈수 영역에 적합하도록 수정하는 방법으로서 근래에

연구가 많이 진행되고 있다.

본 연구에서 적용한 저레이놀즈수 k-ε 모형에 대하여 간단하게 설명하면 다음과 같다. Boussinesq의 와점성 계수의 가설을 이용하면 레이놀즈 응력은

$$\left( -\rho u_{ij} \right) = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial x_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho_k + \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) \quad (7)$$

로 나타내어지고 난류 열유속은

$$\left( -\rho u_{ij}^T \right) = \rho \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (8)$$

과 같이 나타내어지며 여기서의 난류 와점성계수  $\mu_t$ 는

$$\mu_t = C_f \mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

으로 정의되며  $f_\mu$ 는 김<sup>7)</sup>에 의하여

$$f_\mu = \frac{1}{2} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{47.4}{R_t}} \right) \left[ 1 - \exp\left( -\frac{y^+}{36.93} \right) \right] \quad (10)$$

와 같이 주어진다. 여기서  $R_t$ 는 국부 레이놀즈수로

$$R_t = \frac{k^2}{\nu \varepsilon} \quad (11)$$

와 같이 정의된다.

본 연구에서 사용한 난류운동에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (12)$$

또 난류운동에너지 소산율방정식은

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_{eff}}{\sigma \epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \\ &+ C_{1\mu} \rho \frac{\epsilon}{k} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \\ &C_{2f} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{3\mu} \rho \epsilon \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (13)$$

를 사용하였으며 식(13)의  $f_2$ 는 김<sup>7)</sup>에 의하여

$$f_2 = \left( 1 - 0.3 \exp(-R_i^2) (1 - \exp(-\frac{y^+}{C_d})) \right)^2 \quad (14)$$

로 정의되었다. 식(14)의  $C_d$ 는 5.32이며 식(13)의 계수  $C_3$ 는 압축성효과를 나타내는 항으로 본 연구에서는 1을 사용하였다.

Table 2는 본 연구에서 사용한 k-ε 모형의 상수들이다.

Table 2 Values of k-ε model coefficients.

$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$\kappa$
0.09	1.44	1.92	1.0	$\frac{\kappa^2}{(C_2 - C_1) C_\mu 0.05}$	0.4187

### 2.3 차분방정식

기본 지배방정식을 수치해석하기 위하여 이것을 미소체적에 대하여 체적적분하고 차분방정식을 유도하면 차분식의 일반형은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_P \Phi_P &= A_E \Phi_E + A_W \Phi_W + A_N \Phi_N + A_S \Phi_S + S_P \Phi_P \\ &+ S_U \end{aligned} \quad (15)$$

각 지배방정식의 원천항을 다음의 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Source terms of the governing equation

$\phi$	$S_\phi$
U	$-\frac{\partial}{\partial z} \left( P + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial X} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu_{eff} \theta)$
V	$-\frac{\partial}{\partial r} \left( P + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial r} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial r} (\mu_{eff} \theta) - \frac{2 \mu_{eff}}{r^2} V + \frac{\rho W^2}{r}$
W	$-\frac{W \theta}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_{eff}) - \frac{\rho V W}{r}$
k	$P_k - \rho \epsilon$
ε	$C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k}$
T	$\frac{1}{C_p} \left( \frac{Dp}{Dt} + \Phi \right)$

### 3. 경계조건

비정상 타원형 편미분방정식을 해석하기 위해서는 경계조건 및 초기조건이 필요하다. 기관내의 벽면에서는 no-slip 조건을 사용하였으며 벽면의 온도는 340°K로 일정하게 사용하였다.

기관내 유동의 수치해석에 있어서 각각의 시간단계에 따라 밸브와 피스톤의 변위가 변화하고 특히 실제기관의 경우 크랭크 각도에 따른 밸브의 양정은 실린더내의 유동형태에 많은 영향을 주게 된다. 그러므로 기관내의 유동을 수치해석하기 위하여 크랭크 각도에 따른 밸브의 양정에 대한 관계식이 필요하다. 본 연구에서는 참고문헌(2)에서와 같이 다음과 같은 밸브 양정식을 사용하였다.

$$Z_v = 0.0063 \frac{\theta + 6}{76} \quad -6 < \theta < 70$$

$$Z_r = 0.0063 + 0.001 \operatorname{SIN} \left( \pi \frac{\theta - 70}{60} \right) \quad 70 < \theta < 130 \quad (16)$$

$$Z_r = 0.0063 \frac{224 - \theta}{94} \quad 130 < \theta < 224$$

여기서  $\theta$ 는 크랭크 각도를 표시한다.

밸브를 통한 유입유량은 압축성효과를 고려하여 가역단열팽창과정으로 가정하여 다음식을 사용하였다.

$$\dot{m} = \frac{C_d A_d P_u \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{1/\gamma}}{(RT_u)^{1/2} \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{1/\gamma}} \left[ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{(1-\gamma)/\gamma} \right\} \right]^{1/2} \quad (17)$$

여기서 하첨자  $u$ 와  $d$ 는 각각 상류와 하류를 의미하고 밸브를 통한 유입유량의 계산에서 필요한 유량계수  $C_d$ 는 Bicen<sup>10)</sup>의 실험값을 무차원된 밸브의 양정에 따라 보간하여 사용하였으며 유입속도  $V_{in}$ 은 위 식에 의한 유량으로부터 유입면에 걸쳐 일정하게 가정하였다. 밸브시트 각도  $\alpha$ 에 의하여 축방향 유입속도 성분  $U_{in}$ 은 유입면에 걸쳐 일정하게 가정하였다.

흡입난류에너지  $k_m$ 은  $0.01 U_{in}^2$ ·흡입 소산을  $\epsilon_m$ 은  $3.65 k_m^{3/2}$ 로 가정하였으며 여기서 1은 순간 밸브 양정을 표시한다.

기관내의 유동의 거동을 정확히 해석하기 위하여는 우선 정확한 경계조건이 필수적이다. 본 연구에서는 시간단계에 따른 유입경계조건을 결정하기 위하여 Runge-Kutta 해법을 이용한 열역학적 해석법을 취하여 각 시간단계마다 실린더 내의 평균압력과 유입 질량을 계산하여 유동장의 경계 조건을 결정하고 이에 따라 각 시간 단계에서의 유동을 수치해석적인 방법으로 해석하였다.

이상기체 상태방정식은

$$P_c V = M R T \quad (18)$$

이것을 시간에 대하여 미분하고 정리하면

$$\frac{dP_c}{P_c dt} + \frac{dV}{V dt} = \frac{dM}{M dt} + \frac{dT}{T dt} \quad (19)$$

이상기체의 열역학 제1법칙은

$$MC_v \frac{dT}{dt} + C_v T \frac{dM}{dt} = \frac{dQ}{dt} - P_c \frac{dV}{dt} + C_p T \frac{dM}{dt} \quad (20)$$

이 두식에서  $dT/dt$ 를 소거하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\frac{dP_c}{dt} = -\gamma \frac{P_c}{V} \frac{dV}{dt} - \frac{\gamma-1}{V} hA \left( \frac{P_c V}{MR} - T_w \right) + \gamma \frac{P_c}{M} \frac{dM}{dt} \quad (21)$$

여기서  $h$ 는 대류 열전달 계수이고  $T_w$ 는 평균 벽면 온도이다.

위식의 우변 두번째 항은 유체의 열전달을 표시하며 이것은 Annand<sup>6)</sup>에 의하여 다음과 같이 구한다.

Annand 열전달 방정식은

$$\frac{q}{A} = a \frac{k}{D} (Re)^b (T - T_w) + c(T_w - T_w^*) \quad (22)$$

여기서 복사 열전달 항은 작으므로 무시하고 대류 열전달계수를 구하면

$$h = a \frac{k}{D} (Re)^b \quad (23)$$

으로 구할 수 있다. 여기서  $a$ ,  $b$ 는 경험상수로  $a$ 는 0.26이며  $b$ 는 0.6~0.9의 값을 갖는다. 본 연구에서는  $b$ 의 값으로 0.7을 사용하였다.

앞에서 구한 질량 유입 속도식과 위의 식을 합수형태로 나타내면

$$\frac{dM_c}{dt} = F(P_d)$$

$$\frac{dP_c}{dt} = G(P_c, V, dV/dt, dM/dt, M) \quad (24)$$

로 되고, 위의 두 식을 연립으로 풀기 위해서는 실린더내의 평균압력  $P_c$ 와 국부압력  $P_s$ 의 관계를 알아야 한다. 그러므로 본 연구에서는  $P_c$ 와  $P_s$ 의 관계를 다음과 같이 정의하였다.

$$P_s = P_c + \Delta P \quad (25)$$

이 식을 위의 두 식에 대입하면 이 두 미분식을 Runge-Kutta 해법에 의하여 연립하여 풀 수 있고 각 시간단계에서의 실린더내 평균압력과 질량, 유입속도 등을 구할 수 있다. 여기서  $\Delta P$ 는 전 시간단계에서 구한 값을 사용하였다. 이렇게 구한 유입속도를 경계조건으로 사용하였으며 반복계산시 실린더내의 평균압력을 Runge-Kutta 해법에 의해 구한 평균압력값으로 수정하였다. 또 이 평균압력과 평균밀도로부터 이상기체방정식을 이용하여 평균밀도를 구하여 반복계산시 밀도를 수정하였다. 이 열역학적 해석법을 풀기위해 사용한 시간증분은 0.1°로 하여 다음 시간단계의 조건들을 결정하였다.

또한 벽면에서의 경계조건은 실린더벽면을 제외한 모든 벽면에 대하여 벽으로부터 첫번째 격자점까지는  $C_\mu$ 를 수정한 벽법칙을 사용하였다.

실제기관에서의 초기조건은 연소, 팽창 및 배기과정 이후의 잔여가스 상태가 되겠으나 본 연구에서는 초기조건으로서 유동은 정체되어있고 온도는 295°K로 일정하다고 보았다.

한편, 본 연구의 격자계가 엇갈림격자를 취하고 있으므로 속도  $u$ 와  $v$ 의 검사체적이 밸브탑의 상단과 측면에 놓이게 되고 이러한 위치의 처리가 부정확하면 전체적인 해도 부정확해질 것이므로 이 위치에서 속도성분  $U, V$ 의 특별한 처리가 요구된다. 본 연구에서는 이<sup>10)</sup>의 모서리 해법을 난류운동에 맞추어 수정하여 적용하였다.

#### 4. 수치해석 방법

이산화된 대수방정식들을 각 시간단계에 따라

풀게 되며 각 시간단계마다 Karki<sup>9)</sup>에 의해 압축성유동의 해석에 적합하도록 제안된 수정 SIMPLER 해법을 사용하여 해석하였다. 수정 SIMPLER 해법은 1차와 2차 압력수정식을 풀어 다음과 같이 압력과 속도를 수정한다.

$$P = P^* + P' \quad ; \text{일차 압력 수정식}$$

$$U_i = U_i^* + d_i(P'_i - P'_E) \quad ; \text{이차 압력 수정식}$$

- (1) 밀도는 현재의 압력과 온도장의 값들로부터 구한다.
- (2) 운동량방정식의 계수들과 원천항의 값을 현재의 변수값으로 구한다.
- (3) 일차 압력수정방정식을 풀어  $P'$ 을 구하고 이것으로 압력과 밀도를 수정한다.
- (4) 이 새로운 압력을 이용하여 운동량 방정식을 풀어  $U, V, W$ 를 구한다.
- (5) 이차 압력수정방정식을 풀어  $P'$ 를 구하고 이것으로 질량유동율과 속도를 수정한다.
- (6) 에너지방정식을 풀어 온도를 구한다.

이 과정을 매 시간간격마다 비선형 연립 차분방정식의 해가 수렴할때까지 반복한다. 수렴조건은 다음의 식을 이용하여 반복계산에 따른 변수 즉, 축방향 속도, 반경방향속도, 압력의 변화량의 최대값으로 사용하였다. 즉

$$\frac{\text{MAX} |\phi - \phi^*|}{\text{MAX} |\phi|} \leq 0.01 \quad (26)$$

#### 5. 결과 및 토론

본 연구에서 계산에 486PC를 사용하여 계산한 결과 전체적인 계산시간에 117, 298초가 소요되었다. 흡입과정과 압축과정을 압축성, 비정상 유동으로 크랭크각도의 간격을 3°로 하여 계산하였으며 기관의 회전수는 200rpm, 작업유체는 공기로 하여 이상기체로 취급하였으며 유체의 점성계수와 비열은 일정하다고 가정하였다.

일반적으로 수치적 해석결과와 실험, 기존의 수치적 연구의 결과와 비교하기 위해서는 실험

에서와 같은 경계조건을 대입하여야 하지만 참고문헌(2)에서는 밸브유입면에서 실험자료를 측정하지 않았고 측정된 실린더내의 압력을 가역단열과정으로 가정하여 수치해석시에 적용하였다. 그러나 수치해석만 수행하는 경우 수치해석의 특성상 실린더내의 압력은 상대압력값만 계산되므로 흡기포트까지 포함해서 해석하지 않는다면 유입유량의 결정에 필요한 절대평균압력을 구할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 유입경계조건을 결정하기 위하여 식(17)~식(25)의 열역학적 해석법을 이용하여 경계조건을 결정하였다. 이렇게 결정한 유입경계조건과 실험에 의한 것과의 비교는 실린더내의 유동해석의 정확성에 대한 근거를 제시하게 될 것이다. Fig.3은 크랭크각도의 변화에 따른 유입속도의 변화를 비교한 것으로 참고문헌(3)의 수치해석 결과는 흡입초기에 실험치보다 작고 흡입중반부터 말기에서 실험치보다 큰 값을 가지며 변화하고 있다. 본 연구의 결과도 이와같은 경향을 보이고 있으나 흡입과정 전반에서 실험치에 상당히 근접하고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 열역학적인 해석방법이 실제기관의 해석에서 정확한 유입경계조건을 구하고자 할때 흡기포트까지 포함해서 풀어야 하는 어려움을 충분한 정확성을 가지는 유입조건을 구하기 위해 열역학적 해석방법을 사용함으로써 해결할 수 있는 장점을 가지는 것으로 생각된다. 실제로 유입유량은 실린더내의 열전달에 의해 큰 영향을 받기 때문에<sup>3)</sup> 본 연구에서는 수행하지 않았지만 좀더 정확한 유입유량을 결정하기 위하여는 식(23)에서의 상수  $b$ 의 값을 좀더 정확한 값으로 수정하는 방법도 가능할 것으로 생각된다. 참고문헌(2)의 실험에 의한 실린더내의 평균압력은 압축상사점에서 520kPa를 나타내고 있으나 본 연구에 의한 결과는 551kPa로 약 5.6%의 오차를 보이고 있다.

기관의 실린더내에서는 밸브로 유입된 유동이 실린더 벽면에 충돌하게 되어 이 위치에서 유동의 변화 폭이 크므로 본 연구에서는 표준  $k-\epsilon$  모형보다 저레이놀즈수  $k-\epsilon$  모형보다 저레이놀즈수  $k-\epsilon$  모형을 적용하고 이외의 부분에는

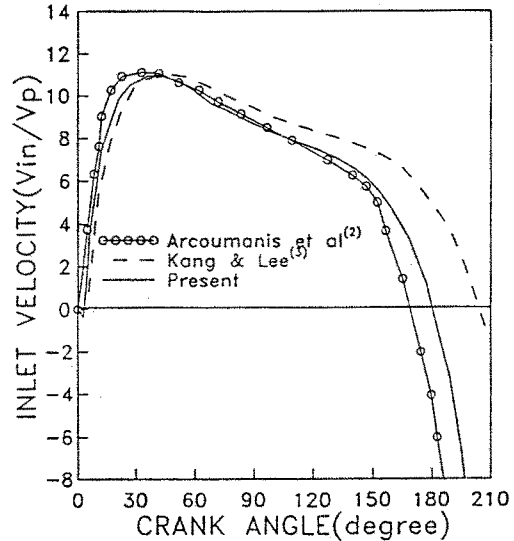


Fig.3 Variation of inlet velocity with crank angle

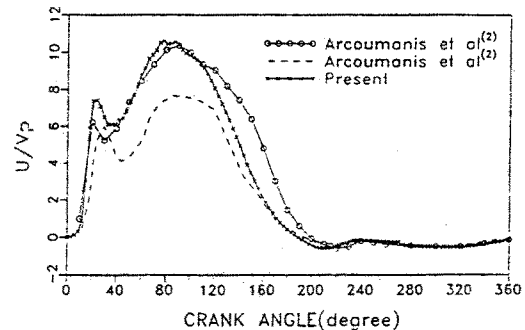


Fig.4 Temporal profiles of axial mean velocity at  $z=15\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$

○ ○ ○ ○ ○ : Experiment  
 - - - - - : High Reynolds number  $k-\epsilon$  model, hybrid scheme  
 × × × × × : Low Reynolds number  $k-\epsilon$  model, QUICK scheme

표준  $k-\epsilon$  모형을 적용하여 해석하였다.

Fig.4는 실린더헤드로부터  $z=15\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ 의 위치에서 축방향 속도를 비교한 것으로 그림으로부터 본 연구의 결과가 이 위치에서의 흡입과 압축과정 전반에서 참고문헌(2)의 결과보다 정성적으로나 정량적으로나 실험치에 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Fig.5는 같은 위

치에서의 크랭크각도에 따른 난류강도의 변화를 나타낸 그림이다. 본 연구의 계산결과는 실험치보다 정량적으로 작은 값을 가지며 변화하는 것으로 나타나고 있으나 참고문헌(2)의 결과보다는 약간 개선된 것을 보이고 있다. Fig.4와 Fig.5로부터 본 연구의 결과가 속도분포에 있어서의 예측이 개선되고 난류강도의 예측은 기존의 결과와 별다른 차이를 보이지 않는 것은 본 연구에서 적용한 저레이놀즈수 난류모형과 QUICK 해법에 의한 효과를 고려할때 전자보다 후자의 영향이 크다고 생각된다.

Fig.6은 크랭크각 36°의 경우 실린더 헤드로부터 15mm 떨어진 위치에서의 축방향속도( $U/V_p$ )의 분포를 나타낸 것으로 최대속도는 참고문헌(2)의 실험값보다 조금 크게 예측되었으나 최대속도의 위치는 참고문헌(3)의 경우보다 실험값에 가깝게 예측하였다. 최대속도의 실험값과의 차이는 참고문헌(11)에서 지적한 바와 같이 불확실한 초기 조건의 영향으로 생각되어진다. 실린더 벽면부근의 재순환 유동에 의한 최대속도는 실험값보다 크게 예측하였으나 실험값의 위치에서 본 연구에서 계산된 속도분포는 참고문헌(3)의 경우보다 실험값에 매우 근접해 있음을 알 수 있다. 이는 유입된 공기가 실린더 벽면에 재부착되는 위치를 비교적 정확히 포착

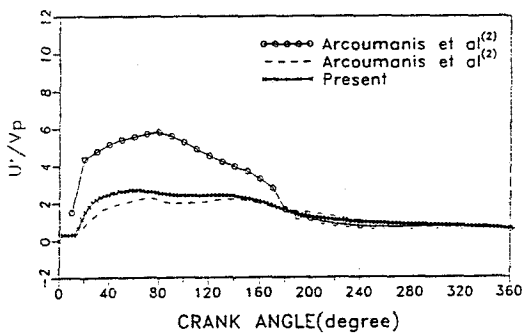


Fig.5 Temporal profiles of turbulence intensity at  $z=15\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$   
 ○○○○○○ : Experiment  
 - - - - - : High Reynolds number k-ε model, hybrid scheme  
 ×××××× : Low Reynolds number k-ε model, QUICK scheme

하였음을 나타내는 것이다.

Fig.7은 크랭크각 90°인 경우  $z=15\text{mm}$ 에서의 축방향 속도의 분포를 나타낸 것으로 최대속도의 크기가 위치에 있어서 실험치와 잘 일치하는 것을 알 수 있으며 실린더 벽면의 재순환 유동에 있어서도 최대 재순환 속도의 크기는 실험치보다 크게 예측되었지만 실험의 속도분포 측정위치에서 실험치와 상당히 가깝게 근접함을 알 수

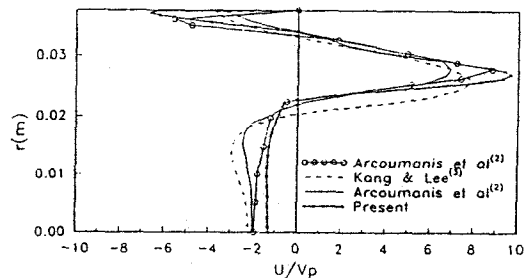


Fig.6 Radial distribution of axial mean velocity at  $z=15\text{mm}$ , at crank angle=36deg.  
 ○○○○○○ : Experiment  
 - - - - - : High Reynolds number k-ε model, hybrid scheme  
 - - - - - : High Reynolds number k-ε model, hybrid scheme  
 ×××××× : Low Reynolds number k-ε model, QUICK scheme

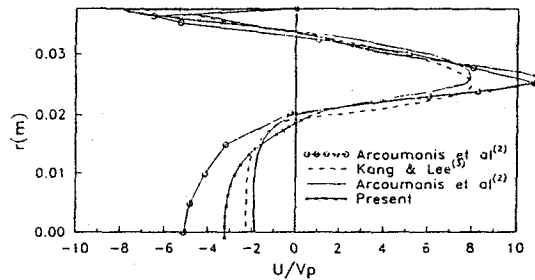


Fig.7 Radial distribution of axial mean velocity at  $z=15\text{mm}$ , at crank angle=90deg.  
 ○○○○○○ : Experiment  
 - - - - - : High Reynolds number k-ε model, hybrid scheme  
 - - - - - : High Reynolds number k-ε model, hybrid scheme  
 ×××××× : Low Reynolds number k-ε model, QUICK scheme



있다. 대칭축 부근의 재순환 유동에 있어서도 크랭크각 36°의 경우와 마찬가지로 실험치와 차이는 있으나 실험치에 잘 근접해 있어 속도 분포에 있어서 전반적으로 본 연구의 결과가 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

Fig.8은 크랭크각 36°의 경우  $z=15\text{mm}$ 에서의 난류강도( $\sqrt{2/3k}$ )의 분포를 나타낸 그림으로 실험치가 실린더 벽면 부근에서 이중극대를 나타내고 있지만 고레이놀즈수 표준 k- $\epsilon$  모형을 사용한 경우 이러한 현상을 예측하지 못한 반면에 본 연구의 저레이놀즈수 모형은 정성적으로 실험의 이중극대 형태를 띄고 있어 저레이놀즈수 모형이 난류강도의 예측에서 고레이놀즈수 모형보다 우수함을 보여주고 있다. 그러나 정량적으로 고레이놀즈 모형이나 저레이놀즈 모형의 수치해석결과가 실험치보다 작게 나타나고 있다. 이것은 난류모델자체의 문제도 있겠지만 밸브유입면에서의 경계조건이 실제의 경우에 모든 크랭크 각도에서 적합하지 않은 것이라 생각되며 또 유입유동의 비등방성의 영향도 이러한 차이를 줄 수 있을 것이다. 따라서 좀더 정확한 난류강도의 예측을 위해서는 근래에 많이 연구되고 있는 저레이놀즈수 대수용력 모형이나 레이놀즈 응력방정식 모형을 적용하여

해석하는 것도 고려해 볼 수 있다.

Fig.9은 크랭크각 90°의 경우 역시  $z=15\text{mm}$ 에서의 난류강도분포를 나타낸다. 이 그림에서 실험값을 난류강도의 세기는 증가하였으나 형태는 크랭크각 36°의 경우와 마찬가지로 이중극대를 보이고 있다. 본 연구의 계산결과는 대칭축부근에서 실험값의 난류강도와 비슷하게 예측하였으나 36°의 경우처럼 분명하게 이중극대 형태를 보이지 못하고 있다. 실린더 벽면부근에서는 표준 k- $\epsilon$  모형의 경우와 거의 일치하고 있는데 이것은 유동이 실린더 벽면부근이라 할지라도 이 위치에서의 유동의 상태가 고레이놀즈수의 난류가 되어 저레이놀즈수 난류모형의 극한특성 즉, 레이놀즈수가 증가하면 고레이놀즈수 난류모형의 결과와 같게되는 현상을 보이는 것으로 생각된다.

Fig.10은 크랭크각 270°에서의 속도분포의 비교로 고레이놀즈수 모형이나 저레이놀즈수 모형이 두 경우 모두 실제의 실험치보다 와류의 강도를 과대평가하고 있지만 본 연구의 결과가 실험치에 근접하고 있다. 이는 Fig.3에서 보는 바와같이 흡입말기에 실험의 경우보다 유입속도가 크게 됨으로써 실린더 중앙부의 와류가 실제보다 강하게 발생하였기 때문으로 생각된

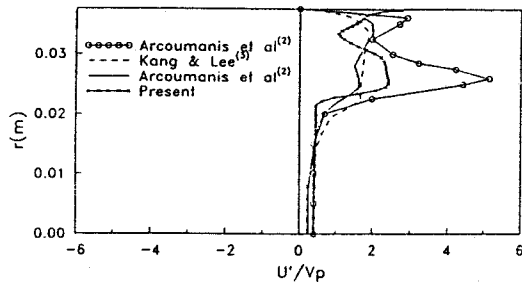


Fig.8 Radial distribution of turbulence intensity at  $z=15\text{mm}$ , at crank angle=36deg.  
 ○○○○○○ : Experiment  
 - - - - - : High Reynolds number k- $\epsilon$  model, hybrid scheme  
 ————— : High Reynolds number k- $\epsilon$  model, hybrid scheme  
 \* \* \* \* \* : Low Reynolds number k- $\epsilon$  model, QUICK scheme

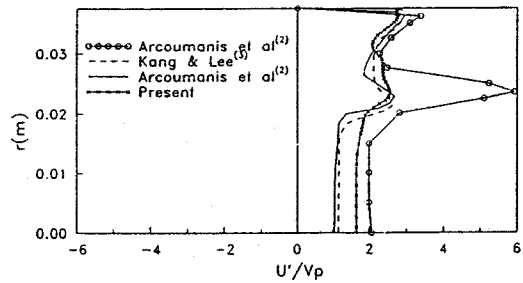


Fig.9 Radial distribution of turbulence intensity at  $z=15\text{mm}$ , at crank angle=36deg.  
 ○○○○○○ : Experiment  
 - - - - - : High Reynolds number k- $\epsilon$  model, hybrid scheme  
 ————— : High Reynolds number k- $\epsilon$  model, hybrid scheme  
 \* \* \* \* \* : Low Reynolds number k- $\epsilon$  model, QUICK scheme

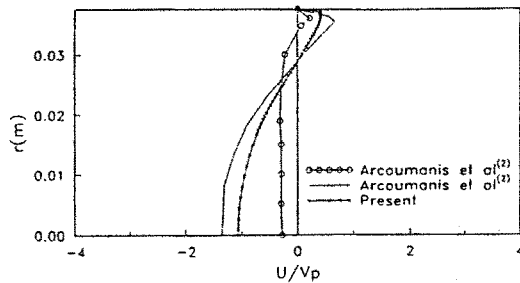


Fig.10 Radial distribution of axial mean velocity at  $z=15\text{mm}$ , at crank angle= $270$  deg.

- ○ ○ ○ ○ : Experiment
- : High Reynolds number  $k-\epsilon$  model, hybrid scheme
- × × × × × : Low Reynolds number  $k-\epsilon$  model, QUICK scheme

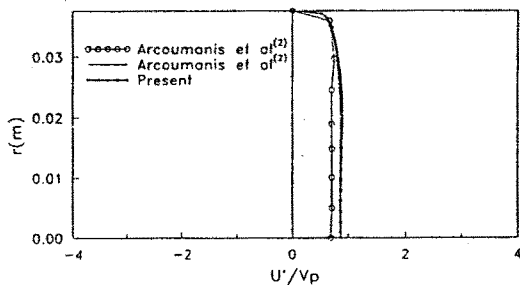


Fig.11 Radial distribution of turbulence intensity at  $z=15\text{mm}$ , at crank angle= $270$  deg.

- ○ ○ ○ ○ : Experiment
- : High Reynolds number  $k-\epsilon$  model, hybrid scheme
- × × × × × : Low Reynolds number  $k-\epsilon$  model, QUICK scheme

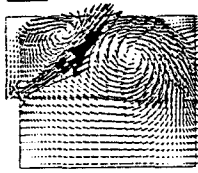
다. Fig.11는 같은 각도에서의 난류강도로서 고 레이놀즈수 모형과 본 연구의 결과가 거의 같은 예측을 하고 있다.

Fig.12는 흡입과 압축과정중의 유동의 형태를 크랭크각  $36^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 360^\circ$ 에서 벡터 선도로 나타낸 것이다. 흡입과정 초기의 크랭크각  $36^\circ$ 의 경우 실린더 내부에는 두개의 와류장이 형성되고 있으며 실린더벽면과 실린더헤

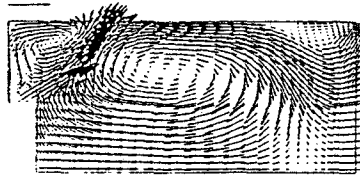
드의 모서리에 위치한 와류의 중심은 유입된 유체가 실린더 벽면과 충돌하는 위치에 가깝게 위치하다가 흡입과정이 진행되면서 헤드쪽으로 중심이 이동하는 것을 알 수 있다. 또한 흡입중반으로가면서 실린더 벽면과 피스톤의 모서리에 약하게 반시계 방향으로 새로운 와류장이 형성되는데 이러한 현상은 와류의 강도는 약하지만 참고문헌(2)의 수치해석에서도 관찰되어지고 있다. 이 와류장은 흡입말기로 가면서 세기는 거의 변하지 않으나 와류의 영역이 점차 증가하여 흡입말기에서는 피스톤 부근에 큰 와류장을 형성하게 된다. 그러나 이 와류장은 흡입과정이 끝나고 압축과정이 시작되면서 곧 사라지고 크랭크각 $270^\circ$ 에서는 실린더 헤드부에 시계 방향의 재순환 유동만 약하게 남아 있게되지만 이후의 압축과정중 계속하여 세기가 감소하여 압축말기에는 헤드부근에 약하게 남아있게 된다.

Fig.13은 흡입과 압축과정의 난류강도분포를 크랭크각  $36^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 360^\circ$ 에서 나타낸 것이다. 평균적으로 난류강도는 흡입 중반에서 최대값을 가지며 흡입말기까지 감소하다가 압축과정중에 실린더의 운동으로 인하여 거의 일정하게 유지된다. 압축과정의 난류강도분포는 흡입과정의 밸브탑 부근에서 최대값이던 것이 압축과정을 거치면서 헤드에 가까운 실린더 중심축 부근으로 이동하는 것을 볼 수 있다.

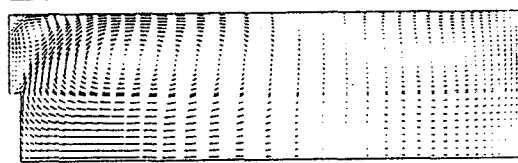
Fig.14는 크랭크각도  $36^\circ$ 와  $90^\circ$ 에서 실린더벽면의 재부착점부근의 속도분포를 확대하여 나타낸 것이다. 이 결과로부터 재부착점에서의 속도는 벽법칙에 크게 벗어나있어 수치해석시 일반적으로 사용되는 벽함수를 적용할 수 없음을 알 수 있다. Fig.15는 크랭크각  $36^\circ$ 의 경우에 실린더 벽면을 따라 재부착점이후에 축방향 속도분포의 변화를 나타낸것으로 벽법칙이 비교적 만족되는 위치는  $x/Z_p=0.714$ 로 나타내고 있다. 그러나 피스톤쪽으로 접근하면서 약한 재순환영역으로 인하여 이러한 현상이 계속되지 못하는 것을 Fig.12에서 대략적이거나 알 수 있다. 따라서 실린더내부의 유동해석에 벽법칙을 적용하는 것은 부적절하다.



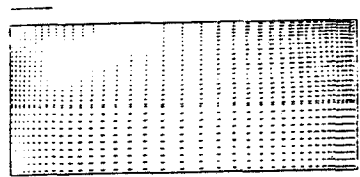
(a)



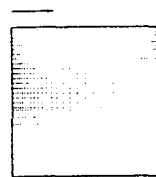
(b)



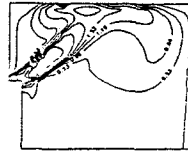
(c)



(d)



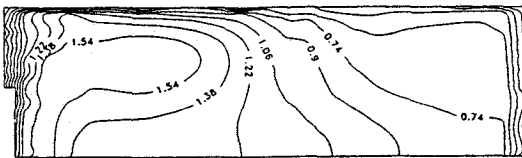
(e)



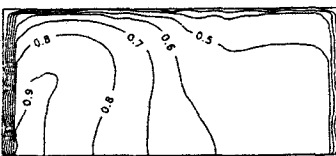
(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

Fig.12 Predicted velocity vectors at selected crank angle :  
 a) 36deg, b) 90deg,  
 c) 180deg, d) 270deg,  
 e) 360deg.

Fig.13 Predicted turbulence intensity at selected crank angle :  
 a) 36deg, b) 90deg,  
 c) 180deg, d) 270deg,  
 e) 360deg.

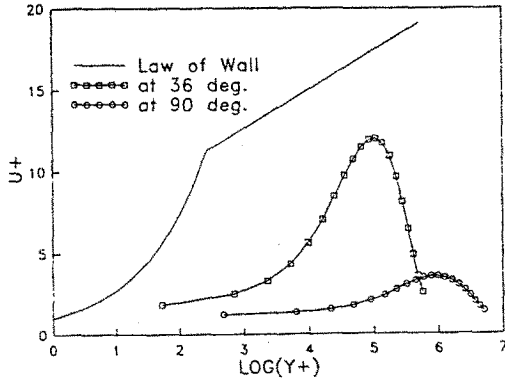


Fig.14 Mean velocity profiles near the re-attachment point.  
( $X/V_p=0.463$  at 36deg.,  $X/V_p=0.258$  at 90 deg.)

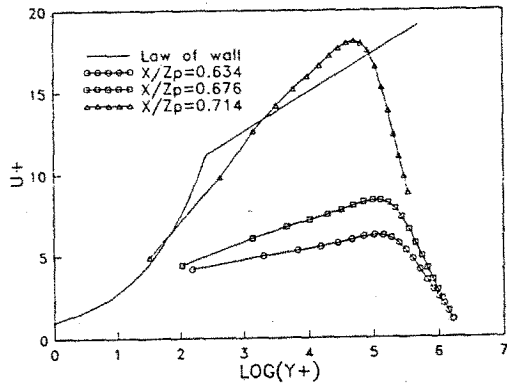


Fig.15 Velocity profiles near the cylinder wall at 36deg.

5. 결 론

QUICK scheme과 저레이놀즈수 k-ε 난류모형을 적용한 축대칭 모형기관의 흡입과 압축과정에 대한 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기관의 해석에 있어서 기존의 열역학적 해석방법과 수치해석적인 해석방법의 매칭에 의한 수치해석은 밸브를 통한 유입 경계조건과 실린더내의 평균압력을 실험에 상당히 근접하는 결과를 예측하여 실제기관의 해석에서 흡기포트부분을 제외

하고 실린더내의 유동만 해석할 수 있는 가능성을 제시하였다.

- 2) 기관의 유동해석에 QUICK Scheme과 저레이놀즈수 난류모형을 적용한 결과 속도 분포에 있어서 흡입과 압축과정 전반에서 고레이놀즈수 모형의 결과보다 실험치에 잘 근접하고 있다.
- 3) 흡입과정에서 표준 k-ε 난류모형보다 난류강도의 예측이 정성적으로 좋은 결과를 예측하는 것으로 나타났으며 압축과정중에서 고레이놀즈수 모형과 거의 같은 결과를 예측하였다. 따라서 기관의 경우와 같이 벽면 부근에서 변화가 큰 유동에 대하여 벽법칙이나 혼합거리이론과 고레이놀즈수 난류모형을 혼합하여 적용하는 것보다 저레이놀즈수 난류모형을 사용하는 것이 적절하다고 판단된다. 그러나 여전히 정량적으로 실험치와 차이를 보이고 있어 이에 대한 연구가 필요하다.
- 4) 흡입과정중 실린더 벽면에서의 속도분포는 일반적으로 사용되는 벽법칙을 벗어나 있어 기관의 해석시에 벽법칙을 사용하는 것은 부적절하다.

참 고 문 헌

1. Heywood, J.B., "Fluid Motion within the Cylinder of Internal Combustion Engines—The 1986 Freeman Scholar Lecture", Journal of Fluids, Vol.109, pp.3-35, 1987.
2. Ahmadi-Befrui, B., Arcoumanis, C., Bicen, A. F., Gosman, A.D., Jahanbakhsh, A. and Whitelaw, J.H., "Calculations and Measurements of the Flow in a Mortored Model Engine and Implications for Open-Chamber, Direct Injection Engine", in Three Dimensional Shear Flows, ASME, 1982.
3. 강신형, 이창훈, "축대칭 왕복엔진의 흡입 및 압축과정에서의 유동 및 열전달의 수치해석" 대한기계학회 논문집 제11권 제3호 pp.395-408, 1987.

4. A.P. Morse, J.H. Whitelaw, M. Yianekis, "Turbulent Flow Measurements by Laser-Doppler Anemometry in Motored Piston-Cylinder Assemblies." Trans of the ASME, Vol.101, June, 1979.
5. KAILASH, CHANDRA KARKI, 1988, "A Calculation Procedure for Viscous Flows at All Speeds in Complex Geometries"
6. W.J.D, Annand, B.Sc "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines"
7. 최영돈, 김명호, "저 레이놀즈수 난류모형 개발에 관한 연구" 고려대학교 박사학위논문, 1991.
8. 이병곤, "인공조도를 갖는 이중동심원관의 난류재순환유동과 열전달 해석", 고려대학교 박사학위 논문, 1984.
9. B.P. Leonard, "Simple High-Accuracy Resolution Program for Convective Modelling of Discontinuities", Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol.8, pp.1291-1318, 1988.
10. A.F. Bicen, C. Vafidis and J. H Whitelaw, "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", J. of Fluid Eng., Vol.107, pp.413-420, 1985.
11. 김영환, 유정열, 강신형, "축대칭 실린더 내의 유동장에 관한 수치해석적 연구", 대한기계학회논문집 제17권 제2호, pp.467-474, 1993.