

엔진 흡입 · 압축과정의 유동해석을 위한 난류모델의 평가

박권하† · 김재곤*

(원고접수일 : 2008년 8월 4일, 원고수정일 : 2008년 11월 11일, 심사완료일 : 2008년 11월 14일)

Assessment of Turbulence Models for Engine Intake and Compression Flow Analysis

Kweon-Ha Park† · Jae-Gon Kim*

Abstract : Many turbulence models have been developed in order to analyze the flow characteristics in an engine cylinder. Watkins introduced $k-\epsilon$ turbulence model for in-cylinder flow, and Reynolds modified turbulence dissipation rate by applying rapid transformation theory, Wu suggested $k-\epsilon-\tau$ turbulence model in which length scale and time scale are separated to introduce turbulence time scale, and Orszag proposed $k-\epsilon$ RNG model. This study applied the models to in-cylinder flow induced by intake valve and piston moving. All models showed similar flow fields during early stage of intake stroke. At the end of compression stroke, $k-\epsilon$ Watkins, $k-\epsilon$ Reynolds and $k-\epsilon$ RNG predicted well second and third vortex, especially $k-\epsilon$ RNG produced new forth vortex near central axis at the lower part of cylinder which was not predicted by the other models.

Key words : Turbulence model(난류모델), Engine intake and compression(엔진 흡입 · 압축), Flow analysis(유동해석)

1. 서 론

엔진 실린더 내부의 유동특성은 불꽃 점화기관의 경우에 점화성능과 화염 전파속도에 영향을 미치며, 압축 착화기관의 경우 분무 연료분포와 증발 및 혼합에 중요한 영향을 미치는 등 화염특성 및 엔진성능을 지배하는 중요한 인자이다. 엔진의 유동계산에서 가장 널리 사용되는 것은 $k-\epsilon$ 난류모델이다. 이 모델은 적용이 간단하며 복잡한 유동의

경우에도 예측성이 우수하지만, 강한 압력구배나 곡률효과에 의하여 부가적으로 생성되는 변형률과 실린더 내 유동과 같이 난류 시간스케일과 길이스케일이 계속적으로 변하는 유동에 대한 적절한 모사가 어렵다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 압축성 효과를 난류 소산율 방정식의 생성항에 포함시킨 수정 $k-\epsilon$ 모델들이 제안되었다.

Watkins^[1]는 최초로 피스톤 운동을 고려한 엔진 실린더 내 유동에 맞는 $k-\epsilon$ 난류모델을 유도하

† 교신저자(한국해양대학교 기계정보공학부, E-mail: khpark@hhu.ac.kr, Tel: 051/410-4367)

* 신라공업고등학교 교사

였으며, Reynolds^[2]는 이 모델에 급속 변형이론을 적용하여 난류 소산을 방정식을 수정하였다. Wu 등^[3]은 난류 길이스케일과 시간스케일을 분리하여 κ - ε - τ 모델을 발표하였으며, Orszag 등^[4]은 적분스케일의 에디로 부터 매우 작은 크기의 에디까지 적절히 모사할 수 있는 격자 크기의 한계를 극복할 수 있는 RNG 방법^[4~10] (Renormalization Group Method)을 제시하였다. 하지만 이들 모델을 유동이 복잡하고 연속적인 변화가 있는 실린더 내에 적용하여 종합적으로 비교 평가한 연구는 부족하다.

본 논문에서는 비교적 널리 사용되고 있는 κ - ε Watkins 모델, κ - ε Reynolds 모델, κ - ε - τ 모델, κ - ε RNG 모델을 엔진유동에 적용하여 흡입초기, 흡입과정, 압축과정 및 압축말기에 어떠한 특성을 갖는지, 그 예측결과를 실험치와 비교하고 적절한 모델을 제시하고자 한다.

2. 수학적 모델

2.1 전달방정식

연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho v r) = 0 \tag{1}$$

운동량, 에너지, 난류에너지, 난류에너지 소산율에 대한 전달방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \psi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u \psi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho v r \psi) = \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_{\psi} \frac{\partial \psi}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \Gamma_{\psi} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right] + S_{\psi(z,r)} \end{aligned} \tag{2}$$

여기서 Γ_{ψ} 는 각 성분에 대한 확산계수이고, S_{ψ} 는 생성항이다.

2.2 난류모델

Watkins^[1]는 밸브 및 피스톤의 압축 및 팽창에 따른 밀도변화가 수반되는 실린더 내부유동 해석을 위해 수정 κ - ε 난류모델을 처음으로 도입하였다.

그는 압축성 효과를 고려하기 위하여, $\rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u}$ 와 같은 형의 팽창항을 ε -방정식에 추가하였다.

그러나 이 모델에서는 시간경과에 따른 밀도변화의 영향만을 고려하였을 뿐 다른 조건하에서의 압축 및 팽창에 따른 밀도변화의 영향을 고려하지 않았다. 그 후 Reynolds^[2]는 Watkins모델에서 이 용한 난류 운동에너지 소산을 방정식의 형태로는 급속 구형압축시의 거동을 정확하게 예측할 수 없음을 지적하고, 난류 운동에너지 소산을 방정식에 새로운 난류 모델상수를 도입하여 급속 구형압축에 따른 팽창의 영향을 고려한 모델을 제시하였다. 이들이 제안한 수정 κ - ε 난류모델에서 κ 에 대한 전달방정식은 모두 다음과 같이 동일하게 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \\ + 2 \mu_T s_{ij} s_{ij} - \frac{2}{3} (\mu_T D^2 + \rho k D) - \rho \varepsilon \end{aligned} \tag{3}$$

그러나 ε -방정식은 서로 다르며, 이들을 종합적인 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_T}{\sigma \varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left[2 C_{1\mu} \mu_T s_{ij} s_{ij} - \frac{2}{3} (C_{1\mu} \mu_T D^2 + C_{1\rho} \rho k D) \right] \\ + C_3 \rho \varepsilon D + C_4 \frac{\rho \varepsilon}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial t} - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{4}$$

여기서 ρ 는 밀도, σ 는 난류 플랜틀 수, u_j 및 x_j 는 각각 j -방향속도 및 좌표방향이고, s_{ij} 는 변형율 텐서로 다음과 같다.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{5}$$

D 는 속도발산계수로

$$D = s_{ij} \equiv \nabla \cdot \mathbf{u} \tag{6}$$

난류점성 μ_T 는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_T = \frac{C_{\mu} \rho k^2}{\varepsilon} \tag{7}$$

여기서 C_{μ} 는 경험상수이다.

κ - ε - τ 난류모델은 소산과 시간스케일을 분리한 난류 시간스케일에 대한 모델 식으로, 시간스케일 방정식에는 등방성 난류감쇠, 변형이 제거된 후의 등방성 난류로의 복귀, 여러 종류의 변형에 대한 영향을 반영하는 항들이 포함된다. 난류 운동에너지와 소산율을 지배하는 다른 두 방정식은 κ - ε 난류모델의 경우와 유사하지만, 소산식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dk}{dt} = P_{INC} + P_{DIL} - \varepsilon \quad (8)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = -\frac{\varepsilon}{\tau} + C_1 \frac{P_{INC}\varepsilon}{k} + C_4 \frac{P_{DIL}\varepsilon}{k} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\tau}{dt} = & \frac{5}{11} + C_5 \left(\frac{\varepsilon\tau}{k} - \frac{6}{11} \right) \\ & + C_{6,ISO} S_{6,ISO} \tau + C_{6,AXI} S_{6,AXI} \tau \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 $P_{INC} = -R_{i,j} \left(\overline{u_{i,j}} - \frac{1}{3} \overline{u_{k,k}} \delta_{i,j} \right)$, $P_{DIL} = -\frac{2}{3} k \overline{u_{k,k}}$

이고, S 는 변형율이고, (8)식은 난류 운동에너지의 식이고 식(9)는 소산율 ε 에 대한 모델식이다. 식(9)의 우변 첫 번째 항은 소멸항이다. 두번째 항 및 세 번째 항은 평균류의 비 압축성 및 팽창에 기인하는 소산항이다. 모델상수 C_1 과 C_4 는 각각 축대칭 팽창과 등방성 압축유동 시뮬레이션 결과로부터 구해지며, 각각 $C_1=2$ 과 $C_4=1$ 이다. 식(10)은 난류 시간스케일의 변화를 나타낸다. 우변 제1항은 등방성 감쇠유동에서 난류의 성질을 기술한다. 제2항은 평형으로의 복귀항이고, 나머지 항들은 난류 시간스케일에 대한 평균변형의 영향을 표현한다. Wu et al.^[3]은 수치계산으로부터 $C_5=-1.1$, $C_{6,\infty}=-0.5$, $C_{6,AXI}=-2$ 로 정하였다.

Orszag 등^[4]은 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성에 따른 격자 세분화의 한계를 극복할 수 있는 접근방법 중의 하나로 RNG 방법을 제시하였다.

RNG 방법^[4-10]은 에너지 스펙트럼이 $E(k) \propto k^{-5/3}$ 의 Kolmogorov법칙을 따르는 작은 에디들의 평형영역에 대한 이론을 제공한다. 한편 κ - ε 난류모델에서의 국부적 평형 및 등방성의 가정은 Kolmogorov의 평형이론^[11]에 의해 큰 에디들의 운

동에 의한 에너지 공급율은 작은 에디들에서 점성의 영향에 의한 에너지 소산율과 같아야만 한다는 것을 의미한다. 이는 작은 에디들이 점성계수를 분자 점성계수에서 유효 에디 점성계수로 증가시키는 역할을 하게 되는 것을 의미하므로, 국부적 평형 및 등방성의 가정을 근거로 한, κ - ε 난류모델에서는 유효 점성계수가 과도하게 예측되게 된다.

난류 운동에너지 방정식은 수정 κ - ε 모델의 형태와 같고, 난류 운동에너지 소산율 방정식은 식(11)에 나타낸바와 같이 소산율 방정식에 다른 형태의 생성항($-\rho R$)이 추가된 형태이다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_T}{\sigma\varepsilon} \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right) \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \left[2 C_1 \mu_T s_{ij} s_{ij} - \frac{2}{3} (C_1 \mu_T D^2 + C_1 \rho k D) \right] \\ & + C_3 \rho\varepsilon D + C_4 \frac{\rho\varepsilon}{\mu} \frac{\partial\mu}{\partial t} - C_2 \frac{\rho\varepsilon^2}{k} - \rho R \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 변형율 항 R 은 다음과 같이 주어진다.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} - \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (12)$$

여기서 $s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$, $\eta = \frac{Sk}{\varepsilon}$, $S = \sqrt{2 s_{ij} s_{ij}}$, $\beta = 0.012$, $\eta_0 = \sqrt{\frac{C_2 - 1}{C_\mu (C_1 - 1)}}$ 이다.

이상의 모델에서 사용한 상수항은 Table 1과 같다.

Table 1 Values of coefficients

Models	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
κ - ε Watkins Model	1.44	1.92	1	0	-
κ - ε Reynolds Model	1.44	1.92	-0.373	0	-
κ - ε - τ Model	2.0	1.92	0	1.0	-1.1
κ - ε RNG Model	1.42	1.68	-0.373	0.0	-1.1

3. 계산조건 및 계산격자

3.1 모델엔진의 사양 및 계산조건

실험에 의하여 난류해석을 수행한 Ahmadi-Befrui 등^[12]의 실험에진과 동일한 조건을 적용하여 계산을 수행하고 그 결과를 실험결과와 비교 분석한다.

실험에 사용된 모델 엔진의 제원은 Table 2 개략도는 Fig. 1과 같다. 모델 엔진은 직경 75mm의 투명 실린더 내에서 피스톤이 구동모터 및 커넥팅로드에 의해 왕복 운동하는 구조이다. 구동모터는 200rpm으로 정속 회전하며 오차범위는 $\pm 0.5\%$ 이다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 실린더 헤드 중심에 직경 34mm의 밸브가 위치한다.

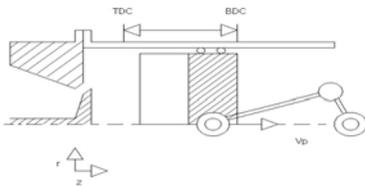


Fig. 1 Diagram of a model engine

Table 2 Geometric details of a model engine

Bore	75 mm
Stroke	94 mm
Compression ratio	3.5
Connecting rod length	363.5 mm
Intake valve	
Diameter(D)	34.0 mm
Maximum lift(L)	7.3 mm
Dimensionless lift(L/D)	0.21
Seat angle	60°
Open at	6°BTDC
Close at	44°ABDC

3.2 격자계

계산에 사용한 격자는 Fig. 2와 같다. 실린더 내 유동 계산시 격자수에 관계없이 변화되지 않는 수렴된 해를 얻기 위해 강 등^[13]의 연구에서 권고한 최소값인 40 x 40 보다 조밀한 50 x 50 격자로 계산하였고, 시간증분은 크랭크 각 0.125°로 하였

다. 유동이 복잡하게 형성되는 곳의 유동을 좀더 정확히 파악하기 위하여, 실린더 내를 몇 개의 영역으로 나누어 격자간격을 다르게 설정하였다. 격자계의 r 좌표는 실린더 중앙과 밸브사이를 일정간격으로 설정하고, 유동이 더욱 복잡하게 형성될 것으로 예상되는 밸브와 실린더 벽사이를 더욱 조밀한 간격으로 설정하였다. z 좌표는 피스톤과 밸브의 움직임에 따라 축방향으로 수축 또는 팽창하도록 설정하였으며, 유동이 더욱 복잡하게 형성될 것으로 예상되는 밸브와 실린더 헤드 사이를 더욱 조밀하게 설정하였다.

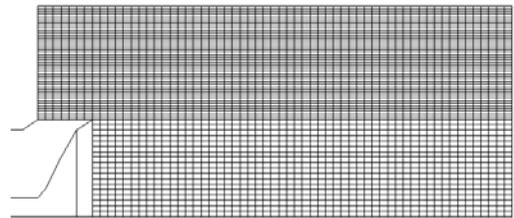


Fig. 2 Grids for numerical calculation

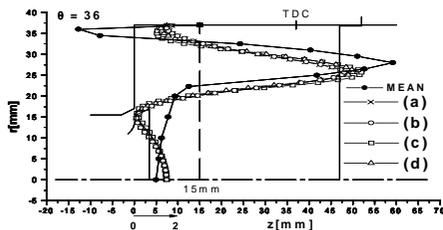
4. 결과 및 고찰

4.1 U-방향 평균유동의 단면분포

Figs 3~6은 흡입밸브가 열리는 순간에서 압축 말기까지의 과정에서 크랭크 각이 36°, 90°, 270°, 360° 일 때의 실린더 내 평균유동을 실린더 중심축에서 벽면까지, 평균 피스톤 속도 $\overline{V_p} = 0.6267 \text{ ms}^{-1}$ 로 무차원화 된 U-방향 평균유동의 Z=10mm, 15mm, 32mm 단면에서 계산값과 Ahmadi-Befrui 등^[12]의 실험값을 비교하였다.

Fig. 3은 흡입을 시작하는 36°의 결과로 실린더 중심축에서는 피스톤 운동의 반대방향으로 유동을 보이며, 중심축에서 멀어지면서 중심축과 벽면의 중앙지점까지 점점 유동의 강도가 줄어든다. 실린더 중심축과 벽면의 1/2지점에 이르면 유동의 방향이 바뀌면서 2/3지점까지 급속히 속도가 증가된다. 실린더 중심축과 벽면의 2/3지점에서는 다시 유동의 방향이 바뀌면서 급속히 속도가 줄어든다. 벽면근처에 이르게 되면 다시 반대방향의 유동을

나타내는데, 이는 앞장에서 살펴본 흡입초기의 강한 공기흡입 제트 유동특성을 설명하고 있다. 모든 모델의 예측도 실험치와 매우 유사한 경향을 보이고 있다. 실린더 중심축 부근에서는 모든 모델들이 실험치와 유사하나 축으로부터 떨어질수록 과도한 해석결과를 나타낸다. 유동의 방향이 바뀌기 전인 실린더 중심축과 벽면의 1/2지점에서는 모든 모델이 실험치와 유사한 결과를 보여준다. 제트유동 중심의 강한 유동이 발생하는 실린더 중심축과 벽면의 2/3지점에서는 모든 모델들이 유사한 결과를 보이나, $\kappa-\varepsilon-\tau$ 모델이 실험치에 가장 근접하는 것을 나타내며, 실험치에는 미치지 못하나 유동의 방향이 바뀌는 것을 잘 예측하는 것을 보여준다. 와 유동 영역인 실린더 벽면으로 갈수록 모든 모델들이 실험치에 미치지 못하나, $\kappa-\varepsilon-\tau$ 모델과 $\kappa-\varepsilon$ RNG 모델이 실험치에 가장 근접한다. 밸브가 열리면서 강한 제트유동이 발생하는 구간으로 주유동의 좌우에 2개의 강한 와유동을 동반한다. 실험은 중심부에 위치한 제2의 와유동 중심부근을 지나는 단면에서 수행되었으며, 제트유동 좌우에 매우 강한 와유동을 갖는다. 계산 결과는 모든 모델이 유사함을 보여 주는데 실린더 벽면의 강한 와유동을 예측하는 데에 부족함을 보이고 있으며, 실린더 중앙부의 와유동이 실린더 중심축에 이르기까지 점점 강화되는 실험치 결과를 적절히 예측하지 못하고 있다. 하지만 큰 유동의 형태는 적절히 모사한 것으로 판단된다.

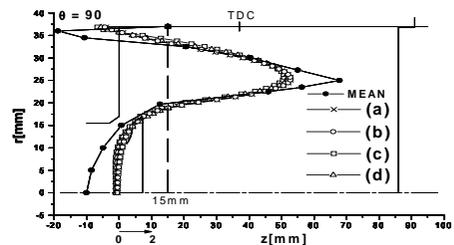


(a) $\kappa-\varepsilon$ Watkins Model (b) $\kappa-\varepsilon$ Reynolds Model
(c) $\kappa-\varepsilon-\tau$ Model (d) $\kappa-\varepsilon$ RNG Model

Fig. 3 Mean velocities at $\Theta=36^\circ$, $Z=15\text{mm}$

Fig. 4는 흡입과정이 중반인 90° 에서의 평균속도로, 실린더 중심축과 벽면의 1/3지점까지는 모든

모델들이 실험치에 미치지 못하나, 중앙부로 갈수록 모든 모델들이 실험치에 근접하여 적절하게 예측을 한다. 실린더 중심축과 벽면의 2/3지점에서도 모든 모델들이 실험치와 매우 유사한 경향을 보이며, 유동의 방향이 바뀌면서 급속히 속도가 줄어든다. 벽면근처에 이르게 되면 다시 반대방향의 유동을 나타낸다. 실린더 중심축 부근에서는 실험치에 미약하나, $\kappa-\varepsilon-\tau$ 모델과 $\kappa-\varepsilon$ RNG 모델이 근접하며, 유동의 방향이 바뀌기 전인 실린더 중앙부에서는 모든 모델이 실험치와 유사한 결과를 보이나, $\kappa-\varepsilon-\tau$ 모델과 $\kappa-\varepsilon$ RNG 모델이 실험치에 가장 근접한다. 제트유동 중심의 강한 유동이 발생하는 실린더 중심축과 벽면의 2/3지점에서는 모든 모델들이 유사한 결과를 보이나, $\kappa-\varepsilon$ Watkins 모델과 $\kappa-\varepsilon$ Reynolds 모델이 실험치에 가장 근접하는 것을 나타내며, 실험치에는 미치지 못하나, 유동의 방향이 바뀌는 것을 잘 예측하고 있다. 와 유동 영역인 실린더 벽면으로 갈수록 모든 모델들이 실험치에 미치지 못하나, $\kappa-\varepsilon-\tau$ 모델과 $\kappa-\varepsilon$ RNG 모델이 실험치에 가장 근접한다. 흡입초기인 36° 의 경우와 유사한 실린더 중앙부의 와유동이 더욱 넓게 퍼지고 있다. 아직 미흡하지만 계산값 예측이 점점 실험치에 접근하고 있다.

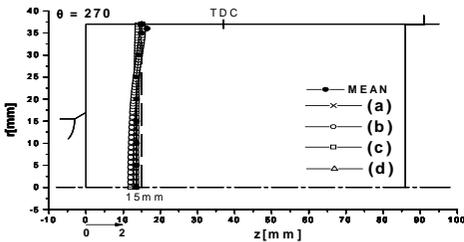


(a) $\kappa-\varepsilon$ Watkins Model (b) $\kappa-\varepsilon$ Reynolds Model
(c) $\kappa-\varepsilon-\tau$ Model (d) $\kappa-\varepsilon$ RNG Model

Fig. 4 Mean velocities at $\Theta=90^\circ$, $Z=15\text{mm}$

Fig. 5는 압축과정이 중반인 270° 에서의 결과로, 실험결과를 볼 때 15mm 지점에서 모든 유동이 매우 약화되며, 흡입과정에서 강하게 발생한 2개의 와유동도 실린더 벽면으로 밀리면서 약화된다. 계산값 결과는 흡입과정과 함께 급속히 약화되는 유동특성을 적절히 예측하지 못하고 과도한 유동을

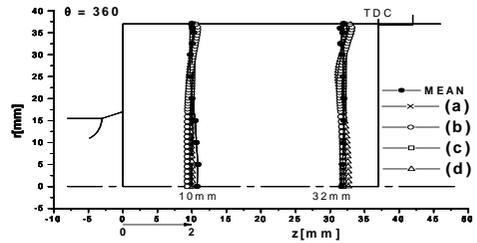
갖는다. κ - ϵ - τ 모델과 κ - ϵ RNG 모델은 예외적으로 실험치와 유사한 값을 보여 주는데, κ - ϵ - τ 모델의 경우에는 아직 남아 있어야 할 2개의 와유동을 예측하지 못하고 있다. κ - ϵ RNG 모델만이 2개의 와유동을 보여 주면서 압축에 의한 유동약화를 적절히 예측한다.



(a) κ - ϵ Watkins Model (b) κ - ϵ Reynolds Model
(c) κ - ϵ - τ Model (d) κ - ϵ RNG Model

Fig. 5 Mean velocities at $\Theta=270^\circ$, $Z=15$ mm

Fig. 6은 압축을 완료하고 연소가 본격적으로 진행되는 상사점인 360° 에서의 실린더 헤드에서 10mm 지점과 32mm 지점에서의 U-방향 단면 유동속도를 보여준다. 실험값을 살펴보면, 10mm 지점의 경우 실린더 중앙부에서 양(+)의 속도를 보여 주며, 실린더 중심축과 벽면의 1/2지점에서 속도의 방향이 바뀌고 다시 2/3지점에서 유동방향이 바뀐다. 32mm 지점에서는 실린더 중심축 부위에 미세한 음(-)의 방향 속도를 갖으며, 이후 바로 방향이 바뀌고 실린더 벽면 부근에서는 음의 방향 속도와 양의 방향 그리고 음의 방향으로 유동이 변화된다. 이러한 유동거동을 종합적으로 정리하면, 실린더 중심축과 벽면의 2/3지점에서 제2와유동이 2개의 와유동으로 분리되어, 실린더 상부 벽면에서 제2-1와유동과 실린더 하부 벽면에서 제2-2와유동이 발생되며, 이 유동의 영향으로 실린더 벽면에 밀착된 제1와유동과 제3와유동이 예측된다. 한편 실린더 중심축과 벽면의 1/3지점에서 제4의 와유동이 발생되며, 이 유동의 영향으로 실린더 중심축에 밀착된 제5와유동과 제6와유동이 예측된다. 이 밖에도 실린더 벽면구석에 더욱 작은 와유동의 발생이 있을 것으로 예상된다. κ - ϵ RNG모델만이 이러한 실험결과에 근접한 결과를 보여준다.



(a) κ - ϵ Watkins Model (b) κ - ϵ Reynolds Model
(c) κ - ϵ - τ Model (d) κ - ϵ RNG Model

Fig. 6 Mean velocities at $\Theta=360^\circ$, $Z=10, 32$ mm

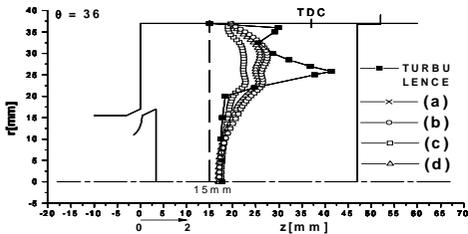
이상을 종합하면 흡입초기에 강한 제트유동에 대한 예측에는 모든 모델들이 부족함을 보이며, 흡입 중기인 90° 에서는 점점 실험치에 접근하고 있다. 특히 κ - ϵ RNG 모델이 흡입, 팽창과정에서 빠르게 실험치에 접근한다. 압축이 시작되면 유동이 급속히 약화되는데 계산에서는 이를 적절히 예측하지 못 한다. κ - ϵ - τ 모델과 κ - ϵ RNG 모델만이 압축초기에 적절한 예측을 한다. 하지만 압축이 더욱 진행되면 κ - ϵ - τ 모델의 경우에는 지나치게 유동을 약화시킴으로써 압축말기에 발생하는 여러 개의 와유동을 예측하지 못한다. 다른 모델들은 압축유동의 소멸은 적절히 예측하지 못하고, 과도한 유동을 보이며 와유동 역시 적절히 예측하지 못한다. κ - ϵ RNG 모델만이 적절한 압축유동의 약화와 주와유동에서 파생되는 제2-1와유동과 제2-2와유동, 새로운 제4와유동을 예측한다. 즉 κ - ϵ Watkins 모델과 κ - ϵ Reynolds 모델은 흡입과정 중에 빠른 유동을 예측하는 데에 부족함이 있고, 압축에 의한 유동소멸의 예측도 적절치 않으며, 특히 압축말기 와유동을 적절히 예측하지 못한다. κ - ϵ - τ 모델은 흡입과정 동안은 빠른 유동 예측을 하지만, 압축이 진행되면 지나친 유동소멸을 가져와서 압축말기에 발생하는 와유동을 생성하지 못한다. κ - ϵ RNG 모델은 흡입팽창의 진행과 함께 강한 유동을 적절히 예측하며, 압축과정에서는 유동소멸을 적절히 예측함과 동시에 압축말기의 제2-1와유동과 제2-2와유동, 제4와유동을 적절히 잘 예측한다. 물론 그 외의 작은 와유동들인 제1와유동, 제3와유동, 제5와유동, 제6와유동은 예측 못하지만 유동의 속도와

와유동 발생에서 실험치와 가장 접근한 결과를 나타낸다.

4.2 난류강도의 단면분포

Figs 7~10은 흡입밸브가 열리는 순간에서 압축 말기까지의 과정에서 크랭크 각이 36°, 90°, 270°, 360° 일 때의 실린더 내 난류강도를 실린더 중심축에서 벽면까지, 무차원화 된 난류강도의 Z=10mm, 15mm, 32mm 단면에서 계산값과 Ahmadi-Befruí 등^[12]의 실험값을 비교하였다.

Fig. 7은 흡입을 시작하는 36°에서의 결과로서 모든 모델들이 실험치와 많은 차이를 나타내고 있다. 실험치에서는 실린더 벽면부에서 1차 난류강도를 강하게 예측하고, 실린더 중심축에서 벽면의 2/3지점에서 2차 난류강도를 아주 강하게 예측하고 있다. 그 이후 실린더 중심축에서 벽면의 1/2지점까지는 난류강도가 급속히 줄어든다. 실린더 중심축에서 벽면의 1/2지점에서 실린더 중심축까지는 약간의 난류강도가 유지되고 있음을 나타낸다. 그러나 각 모델들의 계산치는 실린더 중심축에서 벽면의 4/5지점과 2/3지점에서 1, 2차 난류강도를 강하게 나타내나, 실험치의 난류강도에 비해 아주 적게 나타내고, 또한 난류의 위치가 실험치에 비해 실린더 중심축으로 내려간 것을 나타내고 있다. 실린더 중심축 부근에서는 모든 모델들이 실험치에 비해 조금 낮은 강도를 예측하고 있다. κ-ε-τ 모델은 다른 세가지 모델에 비해 매우 낮은 난류강도를 나타낸다.

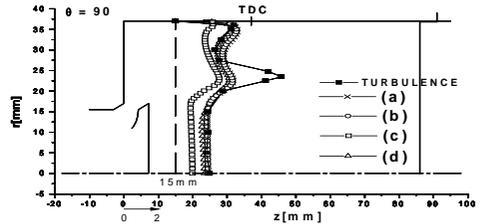


(a) κ-ε Watkins Model (b) κ-ε Reynolds Model
(c) κ-ε-τ Model (d) κ-ε RNG Model

Fig. 7 Turbulence intensities at Θ=36°, Z=15mm

Fig. 8은 흡입중기로 흡입이 어느 정도 진행된

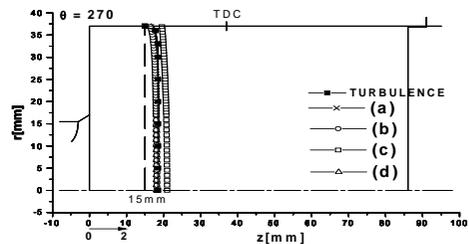
90°에서의 결과이다. 두번째의 난류강도 피치가 실린더 중심축에서 벽면의 2/3지점에서 나타난다. 모든 모델들이 실린더 중심축에서 벽면의 2/3지점에서 큰 난류강도를 실험치에 비해 아주 낮게 예측하고 있다. 실린더 중심축 부근에서는 실험치와 유사한 계산치를 나타내고 있지만, κ-ε-τ 모델만이 36°의 경우와 마찬가지로 매우 낮은 결과를 보여준다.



(a) κ-ε Watkins Model (b) κ-ε Reynolds Model
(c) κ-ε-τ Model (d) κ-ε RNG Model

Fig. 8 Turbulence intensities at Θ=90°

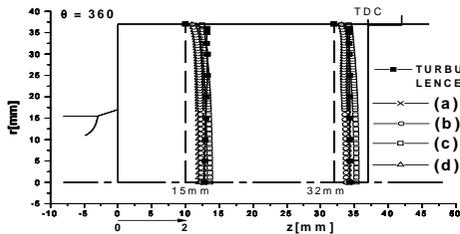
Fig. 9는 압축중기로 압축이 어느 정도 진행된 270°에서의 결과이다. 난류강도가 실린더 벽면에서 급속히 높아져서 실린더 중심축까지 계속 난류강도가 일정하게 높은 예측을 한다. 모든 모델들이 실험치에 근접하고 있다. κ-ε Watkins 모델과 κ-ε Reynolds 모델은 실린더 벽면부근에서 난류강도가 실험치에 비해 조금 낮게 예측을 하고, 그 외의 부분은 실험치를 잘 예측을 하고 있다. κ-ε-τ 모델은 전반적으로 난류강도가 실험치에 비해 계산치가 높게 예측을 한다. κ-ε RNG 모델은 실린더 전부위에서 계산치가 실험치에 가장 접근한 결과를 보여준다.



(a) κ-ε Watkins Model (b) κ-ε Reynolds Model
(c) κ-ε-τ Model (d) κ-ε RNG Model

Fig. 9 Turbulence intensities at Θ=270°

Fig. 10은 압축이 종료되는 상사점인 360°에서의 결과이다. 실린더 중심축에서 벽면까지 일정한 난류강도를 나타낸다. 실린더 헤드로부터 15mm에서는 각 모델들이 실린더 벽면부근에서는 계산치가 실험치 보다 작게 나타나고, 실린더 중심축까지 계산치가 서서히 증가하지만 실험치에 비해 조금 작은 예측을 한다. 32mm에서는 각 모델들이 난류강도가 실험치에 유사한 계산치가 예측되고 있다. $\kappa-\epsilon$ Watkins 모델, $\kappa-\epsilon$ Reynolds 모델, $\kappa-\epsilon$ RNG 모델은 전반적으로 난류강도가 실험치에 비해 조금 낮은 예측을 하는 반면, $\kappa-\epsilon-\tau$ 모델은 실린더 중심축 부근에서 난류강도가 실험치에 비해 높은 예측을 한다.



(a) $\kappa-\epsilon$ Watkins Model (b) $\kappa-\epsilon$ Reynolds Model
(c) $\kappa-\epsilon-\tau$ Model (d) $\kappa-\epsilon$ RNG Model

Fig. 10 Turbulence intensities at $\Theta=360^\circ$

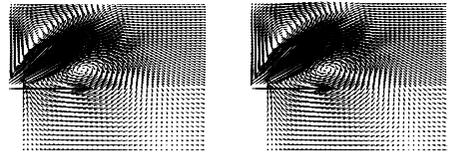
이상을 살펴보면 모든 모델들은 흡입, 팽창과정에서 제트유동 좌우의 높은 난류강도를 적절히 예측하는데 실패하고 있지만, 그 외의 영역은 비교적 잘 예측하고 있다. $\kappa-\epsilon$ RNG 모델이 가장 적절하게 예측한 반면, $\kappa-\epsilon-\tau$ 모델은 가장 좋지 못한 결과를 보여준다. 압축중기에서는 전반적으로 양호한 예측을 하고 있지만, 압축말기에는 $\kappa-\epsilon-\tau$ 모델이 과도한 예측을 보여준 것을 제외하면, 대부분 실험치와 유사한 예측을 한다.

4.3 흡입 및 압축과정의 유동분포

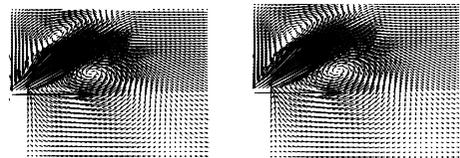
Figs 11~14는 흡입밸브가 열리는 순간(0°)에서 압축말기(360°)까지의 과정에서 크랭크 각이 36°, 90°, 270°, 360° 일 때의 실린더 내 유동장의 속도를 실린더 중심축에서 벽면까지, 평균 피스톤 속도 $\bar{A}_p=0.6267 \text{ ms}^{-1}$ 로 무차원화 한 유동장 속

도를 벡터로 나타낸 그림이다.

Fig. 11의 (a)~(d)는 흡입밸브가 열리기 시작하는 36°에서의 유동으로, 모든 모델의 예측결과가 유사함을 알 수 있다. 흡입밸브 입구에서 강한 유동이 발생하면서 밸브각도 방향으로 제트유동을 나타낸다. 이 제트유동은 주유동의 내, 외 영역에 와류를 형성하는데, 실린더 벽면상부에는 시계 반대방향의 작은 제1와유동이 생성되고, 중심부에는 시계방향의 비교적 큰 제2와유동을 생성한다.

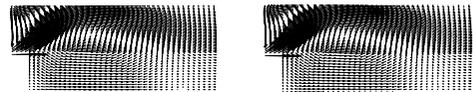


(a) $\kappa-\epsilon$ Watkins Model (b) $\kappa-\epsilon$ Reynolds Model

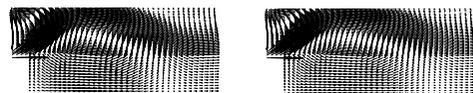


(c) $\kappa-\epsilon-\tau$ Model (d) $\kappa-\epsilon$ RNG Model

Fig. 11 Velocities fields at $\Theta=36^\circ$



(a) $\kappa-\epsilon$ Watkins Model (b) $\kappa-\epsilon$ Reynolds Model



(c) $\kappa-\epsilon-\tau$ Model (d) $\kappa-\epsilon$ RNG Model

Fig. 12 Velocities fields at $\Theta=90^\circ$

Fig. 12의 (a)~(d)는 흡입과정이 어느 정도 진행한 90°에서의 유동으로, $\kappa-\epsilon$ Watkins 모델과 $\kappa-\epsilon$ Reynolds 모델은 실린더 헤드부위의 제1와유동이 점점 강화된 모습을 나타내고, 실린더 중심부위의 제2와유동은 중심에서 길게 늘어지면서 뚜렷한 와류중심이 없어지고, 시계 반대방향의 제3와유동은 아직 예측을 못한다. $\kappa-\epsilon-\tau$ 모델과 $\kappa-\epsilon$ RNG

모델에서는 제1와유동과 제2와유동이 와류중심을 비교적 잘 보여주며, 또한 실린더 하부 벽면에서 다른 모델에서 볼 수 없는 시계 반대방향의 제3와유동이 생성되는 것을 예측하고 있다.

Fig. 13의 (a)~(d)는 압축중기로 접어든 270°에서의 유동으로, 모든 모델들이 비슷한 결과를 보여준다. 실린더 상부에서 제1와유동은 소멸되었고, 제2와유동은 실린더 상부 벽면으로 밀려 올라가 유동이 감소되며, 제3와유동은 완전히 소멸되었고, 압축으로 인한, 시계 반대방향의 제4와유동이 형성되고 있다.

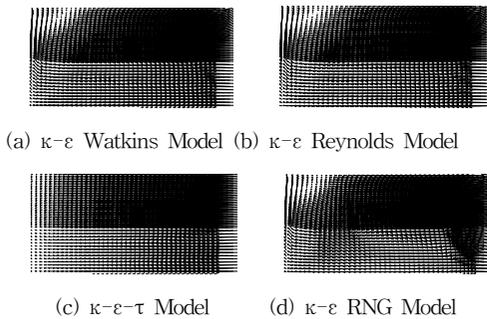


Fig. 13 Velocity fields at $\Theta=270^\circ$

Fig. 14의 (a)~(d)는 압축을 완료하고 연소가 본격적으로 진행되는 상사점인 360°에서의 유동으로, 엔진 연소성능에 매우 중요한 시점이며, 이때의 유동을 적절히 예측해야 한다. 모든 모델들이 와유동이 많이 소멸된 상태이며, 실린더 중앙 벽면에서 제2의 와유동이 예측되고, 실린더 하부 중앙에서 시계 반대방향의 제4와유동이 예측되었다. κ - ϵ Watkins 모델과 κ - ϵ Reynolds 모델은 제1와유동과 제3와유동이 소멸되었고, 제4와유동도 예측을 못하였다. 그러나 κ - ϵ Watkins 모델의 제2와유동은 실린더 중앙 벽면에서 피스톤 방향으로 길게 늘어져 있고, κ - ϵ Reynolds 모델의 제2와유동은 유동이 강하게 나타나고, 실린더 하부 벽면에서 실린더 헤드 방향으로 길게 늘어진 예측을 한다. κ - ϵ - τ 모델의 경우는 실린더 내에서 유동이 매우 약화되어 특별한 유동거동을 관찰할 수 없다. κ - ϵ RNG 모델은 제2와유동이 분리되어 실린더 상부 벽면에서 제2-1와유동과 실린더 하부 벽면에서

제2-2와유동을 적절히 예측하고 있으며, 특히 다른 모델에서 예측 못하는 실린더 하부 피스톤 면에서 시계방향의 새로운 제4의 와유동을 잘 예측한다.

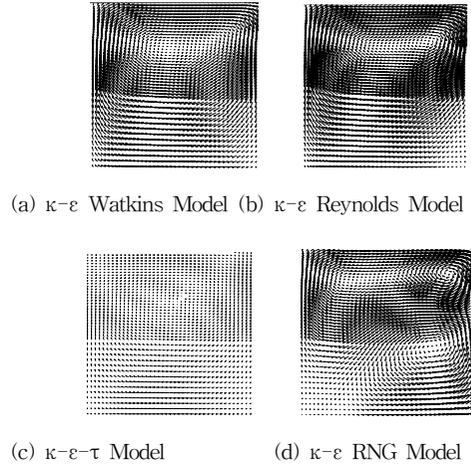


Fig. 14 Velocity fields at $\Theta=360^\circ$

4.4 흡입 및 압축과정의 난류 강도분포

Figs 15~18은 흡입밸브가 열리는 순간에서 압축말기까지의 과정에서 크랭크 각이 36°, 90°, 270°, 360°일 때의 실린더 내 난류강도를 무차원화 하여, 실린더 중심축에서 벽면까지의 난류 강도 분포를 나타낸다. 흡입초기 밸브를 통과하는 빠른 유동으로 인해 높은 난류강도가 흡입이 끝나고 압축이 되면 될수록 난류강도는 감소하는 것을 보여주고 있다.

Fig. 15의 (a)~(d)는 흡입을 시작하는 36°에서의 그림으로, 모든 모델들이 밸브입구에서 난류가 양분된 2개의 난류강도와 분포 모습을 보이고, 난류강도의 방향은 실린더 벽면으로 향하고 있는 모습을 예측하고 있다. κ - ϵ Watkins 모델, κ - ϵ Reynolds 모델, κ - ϵ RNG 모델은 밸브입구에서 난류강도가 가장 크며, 양분된 2개의 난류 강도분포를 나타내고, 실린더 벽면까지 난류 강도분포가 미치고 있으나, 실린더 중심부 및 피스톤 면에서는 난류 강도분포가 비교적 작은 편이다. κ - ϵ - τ 모델은 밸브입구에서 양분된 2개의 난류강도를 형성하고 있다.

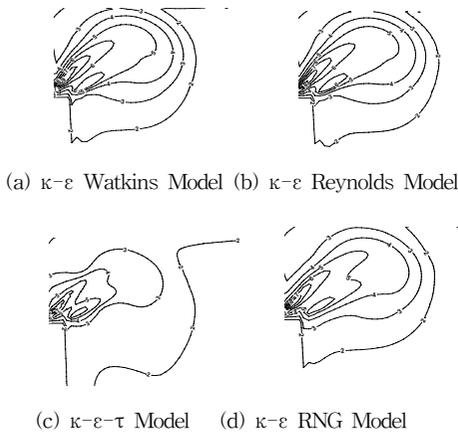


Fig. 15 Turbulence intensities at $\Theta=36^\circ$

Fig. 16의 (a)~(d)는 흡입이 중반에 들어서는 90°의 분포로, 밸브입구에서 흡입되는 공기에 의해 실린더 헤드 흡입구에서 큰 난류강도와 밸브선단에서 실린더 벽면 방향으로 늘어진 큰 난류강도, 그리고 실린더 상부 벽면에서 큰 난류강도를 예측하며, 실린더 전부위에서 중간 정도의 난류 강도분포를 폭넓게 예측을 하고있다. 단, $\kappa\text{-}\epsilon\text{-}\tau$ 모델은 실린더 전부위에서 난류강도가 낮게 분포되고 있다.

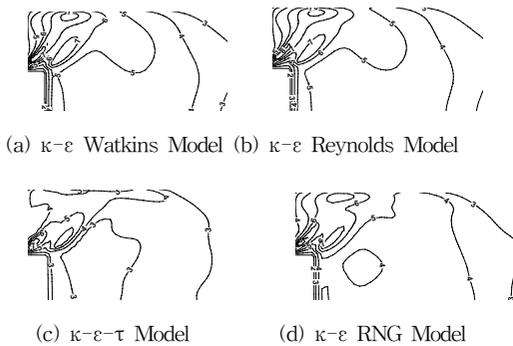


Fig. 16 Turbulence intensities at $\Theta=90^\circ$

Fig. 17의 (a)~(d)는 압축중기로 접어든 270°에서의 그림으로, 모든 모델들의 난류강도는 흡입 초기에 비해 1/3로 크게 줄어 있고, 난류분포는 실린더 전체로 확산된다. $\kappa\text{-}\epsilon\text{-}\tau$ 모델은 다른 모델과 달리 난류강도가 실린더 중앙에서 큰 원을 그리듯이 높고 넓게 실린더 헤드, 실린더 벽면, 피스톤 면까지 확산이 일어나는 것을 보여주고 있다.

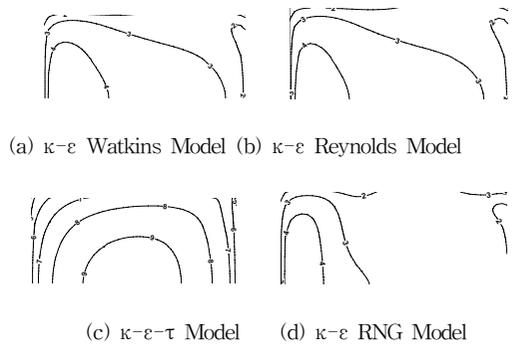


Fig. 17 Turbulence intensities at $\Theta=270^\circ$

Fig. 18의 (a)~(d)는 압축말기로 360°에서의 결과이다. 전반적으로 난류강도는 크게 약화되었고, 난류분포는 실린더 중앙 중심축에서 실린더 벽면 및 피스톤 방향으로 넓게 확산된다. $\kappa\text{-}\epsilon$ Watkins 모델과 $\kappa\text{-}\epsilon$ Reynolds 모델은 난류강도의 세기가 조금 차이는 있으나, 실린더 상부 중심축에서 실린더 벽면 및 피스톤 방향으로 확산이 일어나고 있다. $\kappa\text{-}\epsilon\text{-}\tau$ 모델은 난류강도가 다른 모델들에 비해 가장 크며, 난류분포는 실린더 중앙 중심축에서 실린더 헤드, 실린더 벽면, 피스톤 방향으로 확산이 일어나고 있다. $\kappa\text{-}\epsilon$ RNG 모델은 난류강도가 다른 모델에 비해 적고, 상대 난류강도가 비교적 적은 곡선의 분포가 실린더 벽면까지 확장됨으로써, 실험결과와 같이 실린더 벽면 직후부터 실린더 중앙에 이르기까지 일정한 난류강도를 나타낸다.

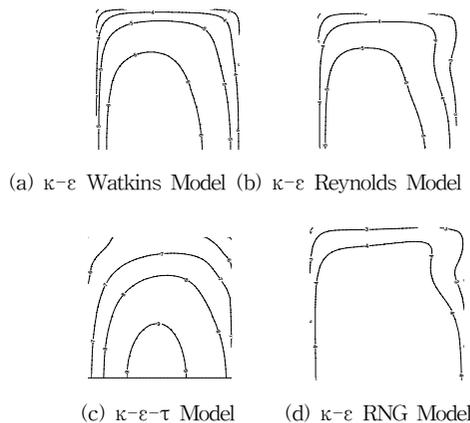


Fig. 18 Turbulence intensities at $\Theta=360^\circ$

5. 결 론

흡입 압축과정의 실린더 내부의 유동에 대한 난류모델의 평가를 종합하면 다음과 같다.

(1) 평균유동의 거동: 흡입과정의 계산에서 모든 모델이 유사한 결과를 나타내지만, 압축말기에는 $k-\epsilon$ RNG 모델만이 제2와유동이 두 개의 와유동으로 분리되는 것을 예측하였고, 다른 모델에서 볼 수 없는 시계 반대방향의 제4와유동을 예측하였다.

(2) 난류강도의 변화: $k-\epsilon-\tau$ 모델을 제외하고 모든 모델들이 실험치와 잘 맞는 결과를 보여주었다. 특히 RNG 모델은 압축말기에 약화되는 강도와 넓은 범위에 동일한 강도분포를 나타내는 실험결과를 잘 모사하고 있다.

(3) U-방향 평균유동의 단면분포: $k-\epsilon$ Watkins 모델과 $k-\epsilon$ Reynolds 모델은 흡입과정 중에 빠른 유동을 예측하는 데에 부족함이 있고, 압축과정동안 과도한 예측을 하였으며, 특히 압축말기 와유동을 적절히 예측하지 못한다. $k-\epsilon-\tau$ 모델은 흡입과정 동안은 실험치와 유사하게 빠른 유동예측을 하지만, 압축이 진행되면 지나친 유동소멸을 가져와서 압축말기에 발생하는 와유동을 생성하지 못한 반면, $k-\epsilon$ RNG 모델은 흡입팽창의 진행과 함께 강한 유동을 적절히 예측하였으며, 압축과정에서도 유동소멸을 적절히 예측함과 동시에 압축말기의 와유동을 비교적 잘 예측하였다.

(4) 난류강도의 단면분포: 모든 모델들은 흡입초기의 제트유동 좌우의 높은 난류강도를 적절히 예측하는데 실패하고 있지만, 그 외의 경우는 비교적 잘 예측하고 있다. 단 $k-\epsilon-\tau$ 모델은 흡입과정 중에는 낮은 결과를 압축과정 중에는 높은 결과를 나타내었다.

종합적으로 $k-\epsilon$ RNG 모델이 흡입 압축을 동반한 엔진 유동의 계산에서 가장 적절한 것으로 판단된다.

참고문헌

[1] Watkins, A. P., "Flow and Heat Transfer in Piston/Cylinder Assemblies",

Ph. D. Thesis, University of London, pp. 25-37, pp. 54-66, 1977.

[2] Reynolds, W. C., "Modeling of Fluid Motions in Engines - An Introductory Overview", Combustion Modeling in Reciprocating Engines, edited by Mattavi, J. N. and Amann, C. A., Plenum Press, pp. 41-65, 1980.

[3] Wu, C. T., Ferziger J. H. and Chapman, D. R., "Simulation and Modelling of Homogeneous Compressed Turbulence", Technical Report TF-21, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, pp. 1-80, pp. 89-150, 1985.

[4] Orszag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W. S., Boysan, F., Choudhury, D., Maruzewski, J. and Patel, B., "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations", Proceedings of the Int. Conference on Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, Arizona, U. S. A., 15-17 March, pp. 1031-1046, 1993.

[5] Yakhot, V. and Smith, L. M., "The Renormalization Group, the ϵ -Expansion and Derivation of Turbulence Model", Journal of Scientific Computing, Vol. 7, No. 1, pp. 35-61, 1992.

[6] 양희천, 유홍선, 임종한, "RNG $k-\epsilon$ 모델의 적용성에 대한 연구", 대한 기계학회 논문집(B), 제21권, 제9호, pp. 1149-1164, 1997.

[7] 박상규, 양희천, "RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용한 포트/밸브계 및 실린더 내의 유동해석", 한국박용기관학회지, 제22권, 제4호, pp. 436-444, 1998.

[8] Morel, T. and Mansour, N. N., "Modelling of Turbulence in Internal Combustion Engines", SAE 820040, 1982.

[9] El Tahry, S. H., "k- ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows", Journal of Energy, Vol. 7, No. 4, pp. 345-553, 1983.

- [10] 명현국, “이차적인 변형을 효과를 나타내는 새로운 변수의 제안,” 대한기계학회 논문집, Vol. 18, No. 1, pp. 184-192, 1994.
- [11] Tennekes, H. and Lumley, J. L., A First Course in Turbulence, The MIT Press, 1973.
- [12] Ahmadi-Befrui, B., Arcoumanis, C., Bicen, A. F., Gosman, A. D., Jahanbaksh, A. and whitelaw, J. H., “Calculation and Measurements of the flow in a Motored Model Engine and Implications for Open-Chamber, Direct-Injection Engines”, NTIS DE82019033, 1982.
- [13] 강신형, 이창훈, “축대칭 왕복엔진의 흡입 및 압축과정에서 유동 및 열전달의 수치해석”, 대한기계학회 논문집, 제11권, 제3호, pp. 395-408, 1987.

저 자 소 개



박권하(朴權夏)

1995년 UMIST(맨체스터대학) 대학원 기계공학과 졸업(박사), 1995-1998년 한국기계연구원 엔진환경연구부 선임연구원, 1998-현재 한국해양대학교 부교수, 내연기관 연구



김재곤(金在坤)

1990년 영남대학교 금속공학과 졸업(학사), 2001년 한국해양대학교 기계공학과 대학원 졸업(석사), 1992-현재 신라공업고등학교