エンジン定常吸気流における三次非線型乱流モデルの検証*

永岡 真^{*1}, 須賀 一彦^{*1}, 堀之内 成明^{*2}Validation of Cubic Nonlinear Eddy Viscosity Turbulence Models
for Engine Steady Intake FlowsMakoto NAGAOKA^{*3}, Kazuhiko SUGA and Nariaki HORINOUCHI^{*3} Toyota Central R & D Labs., Inc., 41-1 Nagakute-cho, Aichi-gun, Aichi, 480-1192 Japan

This paper presents discussions on predicting turbulent flow in a simplified internal combustion engine geometry consisting of an intake port, valve and cylinder. The low-Reynolds-number linear k - ϵ , cubic nonlinear k - ϵ and k - ϵ - A_2 turbulence models are applied to the flow field computation and evaluated against experimental data. The results suggest that the cubic nonlinear eddy viscosity modelling of turbulence is very successful for predicting mass flow rates and in-cylinder velocity distributions.

Key Words: Internal Combustion Engine, Intake Flow, Turbulence, Eddy Viscosity Model

1. 緒 言

エンジンの吸気流は、筒内での燃料混合気形成や燃焼過程に重要な影響を与えるため、エンジン内流れのシミュレーションにおいて吸気流をできる限り高精度に予測することが重要である。しかしながら、現状では筒内流の応用計算に用いられる乱流モデルのほとんどは、高レイノルズ数型の標準 k - ϵ モデルである。これまでの多くの検証例が示すように、壁関数を用いた計算では、壁関数を適用する際の制約条件のために、吸気管内の剥離流が対流項の差分法や格子点の分布によって大きく変わってしまう場合があり⁽¹⁾⁽²⁾、吸気系の設計因子を詳細に検討することが困難な状況にある。エンジン吸気流を高精度に予測しようとする試みは、これまでに低レイノルズ数型(線型) k - ϵ モデルやレイノルズ応力方程式モデルによる計算⁽³⁾⁽⁴⁾などがあり、最近では LES の適用例⁽⁵⁾も見られるが、計算コストと精度の両面で十分な成功を収めているとは言い難い。一方、最近の非線型渦粘性モデルの研究では、高精度かつロバストなモデルが提案されているが^{(6)~(9)}、著者らのグループ以外からはエンジン内流れに適用した報告はない。

非線型渦粘性モデルの議論は古くからあるが、CFD の応用計算の手段として注目されるようになったのは

ここ十年程のことである。多くの提案が二次項までの考慮であるが、流線曲がりに対する感度を持たせるためには、三次項が必須であることが明らかになっている⁽⁶⁾。したがって、エンジン筒内のような複雑な乱流場を精度良く解析しようとするには、三次非線型渦粘性モデルが有効であろうことは容易に推測できる。そこで、本研究では著者の一名らが開発した三次非線型渦粘性 k - ϵ , k - ϵ - A_2 モデル⁽⁶⁾⁽⁷⁾に焦点をあて、図1に示すようなエンジンのポート、バルブ、筒内を模擬した単純形状内の定常吸気流⁽¹⁰⁾に対する予測精度を評価する。なお、本解析対象は、これまでに市販ソフトのベンチマーク課題としても検討されている⁽¹¹⁾。

記 号

a_{ij}	$\overline{u_i u_j} / k - 2/3 \delta_{ij}$
A_2	レイノルズ応力の第2不変量 ($a_{ij} a_{ij}$)
C_f	流量係数
D	ポート直径
k	乱流エネルギー
L	バルブリフト量
l_{in}	流入乱れの混合長スケール
$\dot{m}$	流量
p	圧力
R	ポート曲率半径
S_{ij}	$\partial U_i / \partial x_j + \partial U_j / \partial x_i$
$\overline{u_i u_j}$	レイノルズ応力

* 原稿受付 2001年9月6日。

^{*1} 正員, (株)豊田中央研究所(〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町長湫 41-1)。^{*2} (株)豊田中央研究所。

E-mail: nagaoka@mosk.tytlabs.co.jp

Fig. 1 Simplified engine intake port-valve-cylinder model

U : 平均速度

u_{in} : 流入乱れ速度

Δp : 差圧 ($p_0 - p_{ex}$)

δ_{ij} : クロネッカーのデルタ

γ : 比熱比

μ_t : 渦粘性係数

ρ : 密度

τ : 乱流時間スケール

Ω_{ij} : $\partial U_i / \partial x_j - \partial U_j / \partial x_i$

添字

0 : 大気

in : 流入

ex : 流出

2. 数値解析手法

計算は著者らが開発した有限体積法非構造格子コード⁽¹²⁾を用いた。物理量をすべて節点で定義する Cell-Vertex 法で離散化し、Navier-Stokes(N-S) 方程式の非粘性流束差分スキームには二次精度中心差分法とマトリクス人工粘性スキームを用いた。差分式はデルタ形式で陰的に離散化し、SGS 前処理と Bi-CGSTAB 法を用いて解いた。解法の詳細は文献⁽¹³⁾を参照された

い。乱流モデルの陰的離散化法は N-S 方程式と同様としたが、別途時間積分を行い、解法には Bi-CGSTAB 法より計算負荷の少ない SOR 法を用いた。また、定常解への収束を加速するために局所時間刻み法を適用した。

乱流モデルは、低レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ モデルの標準的な Launder-Sharma (LS) モデル⁽¹⁴⁾と、Craft-Launder-Suga の非線型 cubic $k-\varepsilon$ モデル⁽⁶⁾、 $k-\varepsilon-A_2$ 三方程式モデル⁽⁷⁾の三つを比較した。以下に三次非線型渦粘性乱流モデルの概要を記述する。

2.1 三次非線型渦粘性乱流モデル (cubic NLEVIM) 渦粘性乱流モデルにおける応力-歪関係式は、渦粘性 $\mu_t (=c_\mu \rho k \tau)$ を用いて一般に以下のように記述できる。

$$\rho \overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k - \mu_t S_{ij} + Hot_{ij}, \quad (1)$$

ここで、 Hot_{ij} は非線型モデルに現れる高次項である。この高次項は歪テンソル $S_{ij} \equiv \partial U_i / \partial x_j + \partial U_j / \partial x_i$ と渦度テンソル $\Omega_{ij} \equiv \partial U_i / \partial x_j - \partial U_j / \partial x_i$ の積からなっていて、三次非線型モデル^{(6) (7)}における Hot_{ij} は一般に以下のように書ける。

$$\begin{aligned} Hot_{ij} = & c_1 \mu_t \tau (S_{ik} S_{kj} - 1/3 S_{kl} S_{kl} \delta_{ij}) \\ & + c_2 \mu_t \tau (\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki}) \\ & + c_3 \mu_t \tau (\Omega_{ik} \Omega_{jk} - 1/3 \Omega_{lk} \Omega_{lk} \delta_{ij}) \\ & + c_4 \mu_t \tau^2 (S_{ki} \Omega_{lj} + S_{kj} \Omega_{li}) S_{kl} \\ & + c_5 \mu_t \tau^2 (\Omega_{il} \Omega_{lm} S_{mj} + S_{il} \Omega_{lm} \Omega_{mj} \\ & \quad - 2/3 S_{lm} \Omega_{mn} \Omega_{nl} \delta_{ij}) \\ & + c_6 \mu_t \tau^2 S_{kl} S_{kl} S_{ij} + c_7 \mu_t \tau^2 \Omega_{kl} \Omega_{kl} S_{ij} \end{aligned} \quad (2)$$

ここで本研究で対象とする曲がり管のような流線曲がり流れに対しては、 $c_1 \sim c_3$ の二次項の効果は期待できないが、 c_4 項以下の三次項には効果があることがわかっており⁽⁶⁾、その係数の最適化に際しても流線曲がり流れが考慮されている。cubic $k-\varepsilon$ 二方程式モデルは、式 (2) の cubic NLEVIM を LS モデルに適用したものを基本としている。

cubic $k-\varepsilon-A_2$ 三方程式モデル⁽⁷⁾ は k, ε 方程式の他にレイノルズ応力の第 2 不変量 A_2 に対する輸送方程式を解く。 A_2 は乱流の非等方性の指標であり、非等方性が増す壁面近傍ではその値が増加する。したがって、モデル関数や非線型項の係数にその依存性を導入することで、壁からの距離等の幾何形状パラメータは全く必要としないことが特長のひとつである。 A_2 の

Fig. 2 Computational grid of a simplified intake port-valve-cylinder model ($R/D=1$)

厳密式は次式のように与えられる。

$$\frac{DA_2}{Dt} = \frac{1}{k} (2a_{ij}d_{ij} - A_2d_{kk} + 2a_{ij}P_{ij} - A_2P_{kk} + 2a_{ij}\phi_{ij} - 2a_{ij}\varepsilon_{ij} + A_2\varepsilon_{kk}), \quad (3)$$

ここで d_{ij} , P_{ij} , ϕ_{ij} , ε_{ij} はそれぞれレイノルズ応力 $\overline{u_i u_j}$ の乱流拡散項, 生成項, 圧力-歪相関項, 散逸項である。したがって, A_2 の輸送方程式はレイノルズ応力方程式モデルに使われるモデル式を用いることで閉じた形にすることができる。 k - ε - A_2 モデルでは最新のレイノルズ応力方程式モデルが使われている。なお, 使用されるモデル定数や関数の詳細については紙数の都合上本稿では記述しないため, 文献⁽⁶⁾⁽⁷⁾を参照されたい。

cubic k - ε 二方程式モデル⁽⁶⁾と k - ε - A_2 三方程式モデル⁽⁷⁾ の性能上の大きな違いは, 前者が壁面近傍の乱流の非等方性を十分に再現しないのに対し, 後者は前述のように A_2 の依存度を用いることでその欠点を改善していることにある。

3. 計算条件

計算条件を表1に示す。ポート曲率の異なる3形状に対して計算した。境界条件は, 大気状態からの等エントロピ流入, 出口境界では圧力一定とした。壁境界は非滑りとし, 壁法則は用いない。

計算領域は対称面での半割とし, 図2に示すようなマルチブロック型の六面体要素から成る非構造格子を用いた。本研究で使用した計算格子は低レイノルズ数乱流モデルを使用することから, すべて不等間隔に壁面近傍で密になるよう生成されている。また, 壁乱流における乱流モデルの計算格子依存性の検討⁽¹⁵⁾から, 壁から第2格子点までが $y^+ < 5$ になるように設定した。総格子点数は, $R/D=1$ で 379,070, $R/D=1.5$

Table 1 Calculation conditions

p_0	100 kPa
ρ_0	1.17 kg/m ³
Δp	2.67 kPa
u_{in}/U_{in}	0.05
l_{in}/D	0.05
D	23 mm
R/D	1, 1.5, 2
L	7 mm
Bore diameter	75 mm
Cylinder length	207 mm

Fig. 3 Comparison of discharge coefficient: expt.: Kawazoe⁽¹⁰⁾

と2では 401,611 とした。なお, 解の格子依存性については, 吸気管曲がり部からシリンダ上半分を細分化し, 約二倍の格子点数で計算したが, 流量係数の差は2%以下であることを確認している。

$R/D=1$ の cubic k - ε モデル, k - ε - A_2 モデルでは, 定常的な収束解は得られなかったため, 流入, 流出流量の変動がほぼ周期的となった時の時間平均値で比較した。

4. 計算結果および考察

4.1 流量の比較 ポート直径に対する曲率半径の比 R/D に対する流量係数 C_f を図3に示す。 C_f は以下の式で定義する。

$$C_f = \frac{\dot{m}}{\pi D L} \left\{ \frac{2\gamma \rho_0 p_0}{\gamma - 1} \left(\frac{p_{ex}}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{p_{ex}}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad (4)$$

実験値に対する差は, LS モデルよりも非線型モデルのほうが小さい。また, R/D に対する実験値の流量変化は, $R/D=1.5$ に対して $R/D=2$ で微増, $R/D=1$ では急減する傾向にあるが, LS モデルではこれが十

(a) $k-\varepsilon-A_2$ (b) cubic $k-\varepsilon$

(c) LS

Fig. 4 Velocity vectors on symmetric cross section near intake valve at $R/D=1$

分捕らえられていない。

$R/D=1$ のポート出口付近の速度分布と乱れエネルギー分布をそれぞれ図4, 5に示す。 $R/D=1$ における流量の差はポート出口付近の剥離点と対応している。図4に示すように二つの非線型モデルの剥離点はほぼ同じ位置にあるが、LSモデルでは、より下流にある。この主たる原因としては、線型モデルの問題点の一つ

(a) $k-\varepsilon-A_2$ (b) cubic $k-\varepsilon$

(c) LS

Fig. 5 Turbulent kinetic energy distributions on symmetric cross section at $R/D=1$

としてよく知られている速度歪みに対する乱れの過剰生成が考えられる。図5に示すように吸気ポートの曲がりによって、LSモデルでは他のモデルよりも強い乱れが生成され、過大な渦粘性によって剥離しにくい流れとなっている。その他、バルブを通過する噴流とそれが筒内壁に衝突する位置においても、LSモデルでは、非線型モデルに比べて乱れが過大となっている。

(a) $k-\varepsilon-A_2$ (b) cubic $k-\varepsilon$

(c) LS

Fig. 6 Comparisons of velocity vectors at $R/D=1$
: solid lines, calculation; broken lines and
symbols, experiment⁽¹⁰⁾

4.2 速度ベクトルの比較 $R/D=1$ と 2 の場合の速度場について、LDV による計測値⁽¹⁰⁾と比較する。各モデルと実験値との比較を、図 6, 7 に示す。ポート内の速度は水平成分のみである。また、ここでは流れ場パターンの比較に興味があるため、速度の大きさ

(a) $k-\varepsilon-A_2$ (b) cubic $k-\varepsilon$

(c) LS

Fig. 7 Comparisons of velocity vectors at $R/D=2$
: solid lines, calculation; broken lines and
symbols, experiment⁽¹⁰⁾

Fig. 8 Velocity vectors on symmetric cross section near intake valve at $R/D=2$

Fig. 9 Downward velocity magnitude on the line A-A

Fig. 10 Velocity vectors on the section A-A

は実験値に対する流量比で補正した。

吸気ポート内の速度分布に関しては、モデル間での差は小さく、実験結果と比較的よく一致している。また、筒内速度については、非線型モデル間の差は比較的小さい。

これまでに報告された高レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデルでの計算結果⁽¹⁾⁽²⁾では、 $R/D=1$ での筒内下流における速度ベクトルの実験値との一致はよくなかったが、それらに比べると LS モデルではやや改善されているが、非線型モデルの結果は、さらによく一致している。また、 $R/D=2$ では、いずれのモデルでもポート入口側（図の右側）のベクトルの一致が十分とはいえないが、それでも LS モデルに比べれば、非線型モデルの

方が実験値に近い。ポート入口側のバルブ噴流ベクトルの不一致は、計算結果は下向き速度成分が相対的に小さいことを表している。この理由を議論するために、図 8 に示す対称面内の A-A 上における主流（下向き）速度成分の分布を図 9 に、同じ位置での吸気ポート水平断面の速度ベクトルを図 10 に示す。 $R/D=2$ ではポート内の流れに剥離はみられず、図 9 に示すように速度分布はバルブシステム側で大きく、ポート壁側で小さくなるが、中央付近で凹みが見られる。これは図 10 にみられるように、吸気ポートの曲がりによって生ずる二次流れの影響で生ずる。すなわち、対称面中央付近でポートの周方向へ向かう二次流れが主流方向の運動量を奪う結果、主流速度分布の凹みが形成されている。これと同様な現象は U 字管内流れでも実験的に確認されている⁽¹⁶⁾。さらに、それに対する三次非線型モデルの計算結果⁽¹⁷⁾では、実験同様の速度分布の凹みは再現するものの、定量的には負圧側の主流速度は実験値より小さくなる結果が報告されている。したがって、本計算の場合も同様に、ポート壁側の下向き速度が実験よりも弱いためにポート出口の噴流速度ベクトルの差を生じたものと考えられる。曲がり管における二次流れとそれによる主流方向速度の定量予測において、乱流モデルのさらなる改良が必要であると思われる。

なお、計算時間は LS モデルに対して、cubic $k-\epsilon$ モデルは約 2 倍、 $k-\epsilon-A_2$ は約 2.6 倍を要した。

5. 結 言

モデル吸気ポートおよび筒内の流れに対する乱流モデルの精度比較を行い、以下の結論を得た。

(1) 三次非線型 $k-\epsilon$ モデルと $k-\epsilon-A_2$ 三方程式モデルによって、ポート曲率に対する定常吸気流量の定量的な予測が満足にできる。低レイノルズ数型であっても線型 $k-\epsilon$ モデルの予測精度は十分とはいえない。

(2) 筒内速度ベクトルについても、三次非線型モデルは線型モデルと比べ、より実験に近い結果を示した。ただし、三次非線型 $k-\epsilon$ モデルと $k-\epsilon-A_2$ モデルとの間には顕著な差は見られなかった。

(3) 筒内への吸気流は、ポート出口からバルブ付近での剥離と 2 次流れの強さによって大きく変る。特に、 $R/D=2$ における筒内速度分布の実験との差は、一般的に曲り管流れに生ずる二次流れの予測精度に対応していると考えられ、この点で非線型モデルの改良の余地がまだ残されていると考えられる。

本研究を進めるにあたり、安倍賢一氏（現在、九州

大学工学部) が当社在籍中に協力を得た。ここに感謝の意を表します。

文 献

- (1) 永岡 真, 博士論文, 名古屋大学 工学部 (1998).
- (2) 野村佳洋, 大久保陽一郎, 自枝会講演前刷集, **952** (1995), 231-234.
- (3) 永岡 真, 野村奈緒美, 機論, **61**-587, B(1995), 2744-2750.
- (4) Deschamps, C.J. and Watkins, A.P., *Proc. Int. Sympo. COMODIA*, (1994), 547-552.
- (5) Haworth, D.C., *Oil & Gas Sci. and Tech. -Rev. IFP*, **54**-2 (1999), 175-185.
- (6) Craft, T.J., Launder, B.E., and Suga, K., *Int. J. Heat Fluid Flow*, **17** (1996), 108-115.
- (7) Craft, T.J., Launder, B.E., and Suga, K., *Int. J. Heat Fluid Flow*, **18**-1 (1997), 15-28.
- (8) Gatski, T.B. and Speziale, C.G., *J. Fluid Mech.*, **254** (1993), 59-78.
- (9) Gatski, T.B. and Jongen, T., *Prog. Aerospace Sci.*, **36** (2000), 655-682.
- (10) 川添博光, 博士論文, 名古屋大学 工学部 (1993).
- (11) 自動車技術会 流体専門技術委員会編, 「市販 CFD ソフトウェアの性能評価」, 自動車技術会シンポジウム (1997).
- (12) Suga, K., Nagaoka, M., Horinouchi, N., Abe, K. and Kondo, Y., *Int. J. Heat Fluid Flow*, **22**-3 (2001), 259-271.
- (13) 永岡 真, R. Löhner, 機論, **63**-605, B(1997), 153-160.
- (14) Launder, B.E., and Sharma, B.I., *Lett. Heat Mass Transf.*, **1** (1974), 131-138.
- (15) 須賀一彦, 機論, **64**-626, B(1998), 175-182.
- (16) Jhonson, R.W. and Launder, B.E., *Int. J. Heat Fluid Flow*, **6**-3 (1985), 171-180.
- (17) 須賀一彦, 永岡 真, 堀之内成明, 機論, **68**-666, B(2002), 495-503.