簡易モデルによるシリンダ内スワールの予測計算*

(第1報, 計算モデル)

田 坂 英 紀^{*1}

Prediction of Swirl Velocity of In-Cylinder Flow of an Engine by a Simplified Simulation Model (1st Report, Simulation Model)

Hidenori TASAKA

Many simulation studies on in-cylinder flow are mainly classified into three-dimensional models such as the $k-\epsilon$ model for Navier-Stokes equations. But one hour or more of calculating time by a supercomputer is wasted to complete one process of the engine cycle. Therefore it has been also necessary to predict the mean swirl velocity in a short time even if it has a slight defect in accuracy. In this paper, the mean velocity of in-cylinder flow was predicted by the model where the angular momentum of the in-cylinder gas depended on the induced momentum from the new charge and the friction moment from the cylinder walls or the element boundaries. The induced momentum was calculated from the energy equations of the gas in the engine, and the friction moment was estimated by the viscous torque. The trends of the predicted results were in agreement with the experimental data obtained by the other researcher, and the validity of this model was examined. The merit of this model is its ability to predict under the condition of changing engine revolution or amount of new charge, and also it requires only a short calculation time.

Key Words: Internal Combustion Engine, In-Cylinder Flow, Swirl Velocity, Simplified Simulation Model

1. ま え が き

エンジン内のガス流動は燃焼や伝熱現象に大きな影響を与えることから、熱線流速計やレーザ流速計などを用いて多くの計測がなされてきた。また一方では流れ場の解析や計測の補完などの要求から、シリンダ内の流れのシミュレーションが多く行われるようになってきている⁽¹⁾。

最近のこれらのシミュレーションの多くは燃焼室内の流れに対して、できるだけ正確に現象を把握することを目的としているため、三次元的な複雑な流れ場を予測することを最終目標としている。しかし、これらの手法は一般的には超高速の計算機を用いても、一つの過程を計算するのに1 h以上を要するなどの報告⁽²⁾もなされており、時間や経費などの問題点もある。

このような厳密モデルとは別に、精度的には劣るものの、流れ場の主な因子の一つであるスワールをほぼ定量的に簡単に早く求めることも重要であり、このためには現象をマクロ的に取扱ったいわゆるゼロ次元モデルが有効であると考えられる。

ここでは従来から行われているシリンダ内の角運動量の変化からスワールの時間的な変化を予測する方法に吸気過程の予測計算を組合せることにより、吸気過程から圧縮・膨張行程におけるスワールの変化を予測する方法を述べる。

2. 計 算 方 法

シリンダ内のスワールの変化は Davis ら⁽³⁾、広安ら⁽⁴⁾の行った角運動量の変化に関する考え方を参考とし、これをエレメント分割に発展させて利用した。

従来はこのような計算の初期値には計算を開始する時期における実測したスワールまたは角運動量を与える場合もあるが、この方法では例えば吸気条件とスワールとの一般的な因果関係を明らかにすることはできず、幅広い条件での予測には吸気過程からの予測を行わざるを得ない。吸入過程の計算についても先の厳密モデルでは、とくにバルブにおける境界条件の時間的・空間的分布を詳細に予測する必要があるが⁽⁵⁾⁽⁶⁾、ここに述べるモデルはシリンダ内の周方向の平均的な流速であるスワールの予測を目的としているため、この部分についても簡略化したモデルで十分であると判断した。具体的には著者らの行った容積モデルによる吸気過程の計算方式⁽⁷⁾を用いる。

* 原稿受付 平成2年12月14日。

^{*1} 正員、宮崎大学工学部 (〒889-21 宮崎市学園木花台西1-1)。

2.1 スワールの変化に対する予測方法 シリンダ内の気体の持つ角運動量は吸入新気によってもたらされる角運動量と周囲のシリンダ壁面やピストン面などによる粘性抵抗によって変化するものとする。この考えを拡大し、図1に示すようにシリンダ内の気体を同心円状のエレメントに分割し、それぞれのエレメントは、それらの隣り合う要素から相対速度に対するモーメントと、上下壁面からの絶対速度に対するモーメントを受けるものとする。

すなわち、 j 番目のエレメントについて、隣り合うエレメントからは

$$T_c = f(\omega_{j-1} - \omega_j) + f(\omega_j - \omega_{j+1}) \dots \dots \dots (1)$$

の抵抗を受け、上下壁面からは次式のモーメントを受ける。

$$T_h = g(\omega_j) \dots \dots \dots (2)$$

これらにより、シリンダ内ガスの角運動量の変化 $d(I\omega)$ は流入する気体の持つ角運動量を $\Delta(I\omega)_i$ とすると、次式で与えられる。

$$d(I\omega) = \Delta(I\omega)_i - (T_c + T_h) \dots \dots \dots (3)$$

ここで、関数 f については円筒壁面での粘性トルクより⁽⁸⁾

$$f = C \cdot 4\pi\mu h \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \omega_j \dots \dots \dots (4)$$

ここで μ は粘性係数、 h はシリンダ高さ、 R_1, R_2, ω_j はそれぞれ j 番目のエレメントの内外径および角速度である。

また g についても回転円盤の粘性トルクより⁽⁸⁾

$$g = C \cdot c_2 \rho \omega_j^2 \{ R_2^5 (\nu / \omega_j R_2^2)^{1/5} - R_1^5 (\nu / \omega_j R_1^2)^{1/5} \} \dots \dots \dots (5)$$

ここで ρ は密度、 ν は動粘性係数であり、 c_2 は定数で 0.073 である。また、粘性係数はシリンダ内で一様であ

るとし、空気⁽⁹⁾を用いた。

2.2 吸排気過程の予測計算 吸気管、シリンダ、排気管をそれぞれ一定の容積とみなし、状態量をそれぞれ一様としたエネルギー式と、絞り弁、吸排気弁の絞り部の質量流量などから、それぞれの場所における状態を求める。なお、ここではエンジン各部の熱伝達は考慮していない。詳細は文献(7)に詳しいので、ここでは各場所についての基本式のみを記す。

なお、主な記号は次のとおりである。状態量などについては圧力： P 、体積： V 、温度： T 、気体重量： G 、ガス定数： R 、比熱比： γ 、また添字は c ：シリンダ、 i ：吸気管、 e ：排気管、 a ：大気、 t ：絞り弁、 x ：排気口、を表す。

(1) シリンダについて

$$d(P_c V_c) - (\gamma - 1) P_c dV_c = \gamma R (T_i dG_i - T_c dG_c) \dots \dots \dots (6)$$

(2) 吸気管について

$$V_i dp = \gamma R (T_a dG_i - T_i dG_i) \dots \dots \dots (7)$$

(3) 排気管について

$$V_e dP_e = \gamma R (T_c dG_e - T_e dG_e) \dots \dots \dots (8)$$

以上より、シリンダ内の状態量、流入する新気の数および弁部の流速が計算できる。

2.3 吸入新気の持つ角運動量および速度分布の仮定

通常弁では基本的には弁の軸に対してほぼ軸対称の流速が得られる。しかし実際にはポート形状やシリンダセンタとのオフセット量の関係でスワールが発生する。厳密にはこの流れについても予測計算をするべきであるが⁽⁵⁾⁽⁶⁾、この計算モデルでは必要精度から簡略化して、従来の計測結果⁽¹⁰⁾などから流速の偏り C_s を 0.4 と仮定した。

流入した新気は図2に示すように吸気ポート径と同じ W_p 幅の同心円状の気体としてシリンダ内に入り、これがスワール流速方向に弁部流入速度 U に上記の係数 C_s を乗した有効速度を持つものとする。したがってポートの半径位置を R_i とすればこの流入新気は $C_s U / R_i$ の角速度を持つ運動量を有することになる。

またシリンダ内の角運動量や摩擦モーメントを求めるためには流速の分布を与える必要がある。吸気過程においては流入新気の運動量の配分を決定するために速度分布を仮定する必要がある。従来の実測結果^{(11)~(13)}を参考とし、図3に示すような台形状の分布を仮定した。したがって、吸気過程中はシリンダ内ガス全体について式(3)が成り立つものとしている。なお、吸気過程終了後は各エレメントについて式(3)が成り立つものとしており、速度分布は逐次計算により

図1 エレメント分割モデル

求められるので仮定の必要はない。

3. 予測方法の検討

3.1 計算結果と従来の実験結果の比較について

エンジン内のガス流動については多くの研究がなされてきているが、吸気過程から圧縮、膨張行程までのデータが示されており、かつ使用したエンジンの諸元や運転条件、計測位置などを明示してある Lancaster の論文の実験値⁽¹⁴⁾と比較することにした。この実験条件は表1に示すとおりである。

回転数を変化させた場合の流速の比較結果を図4～6に、また体積効率を変化させた場合の比較を図5, 7, 8に示す。なお、計算における減衰に対する補正係

図2 吸入新気のもーメントム

図3 仮定した台形状速度分布 (吸気行程)

数として式(4), (5)における C は2.0を用い、エレメントの分割数は20とした。

いずれの条件でも全体的には定性的な傾向はよく一致している。また吸気行程における吸入新気によるスワールの生成も妥当な値を示しており、その後の減衰の過程でも流速は定性的に一致している。ただし、圧縮上死点付近の実験値の減衰は非常に大きく、計算値はそれほどでもない。従来の結果においてもこの付近の減衰はそれほど大きくはなく、むしろこの傾向がはっきりしていない結果も発表⁽⁴⁾されており、上死点付近のスワールの減衰は主として圧縮による粘性の増加であり、ここにおける計算結果はむしろ妥当であろう。

また、吸気行程後の速度分布の経過の計算例を図9に示しておく。実線の間隔はクランク角 10° ごとの線であり、時間の経過とともに、速度が減衰していくプロセスがわかる。この線の間隔からほとんどすべての位置で圧縮上死点付近での減衰が早いこと、流速が大きく相対的な角速度差が大きい位置での減衰が早いことなどが示されている。

3.2 計算時間について 吸気行程から膨張行程までの3行程に要する計算時間は、32 bit パーソナルコンピュータで約120 s程度である。

表1 実験条件⁽¹⁴⁾

Bore × Stroke	mm	82.55 × 114.3
Connecting rod length	mm	254.0
Compression ratio		8.72
Cam shaft		CFR F4
Intake valve open	BTDC	13
close	ABDC	41
Exhaust valve open	BBDC	57
close	ATDC	3
Measuring location from axis	mm	25.4

図4 予測結果と実測値の比較 (回転速度1000 rpm)

図5 予測結果と実測値の比較
(回転速度 1500 rpm, 体積効率 0.50)

図8 予測結果と実測値の比較 (体積効率 0.75)

図6 予測結果と実測値の比較 (回転速度 2000 rpm)

図7 予測結果と実測値の比較 (体積効率 0.25)

4. ま と め

ここでは簡易モデルによるシリンダ内流速の予測方法を示し、従来の研究者による実測値との比較から、スワールの予測が定性的に可能であることを示した。この手法の利点はエンジンの吸気系の絞り条件や回転速度を変えた場合にも利用でき、平均的な流れについ

図9 速度分布の減衰の計算例

ては厳密計算法にくらべてはるかに短時間で結果が得られることであり、シミュレーションの本来の活用である、多くの条件における種々の因子の影響を調査するなどの具体的利用を考えた場合に有用であると考えられる。

なお、計算モデルの検証は十分ではなく、具体的な実験条件などが明確である実測値との比較などの検討を必要とする。

文 献

- (1) 例えば、森吉・神本・八木田・小林・盛田、エンジンシリンダ内空気流動の計測と数値シミュレーション(第1報)、

- 機論, 54-502, B(1988), 1541.
- (2) 杉浦・山田・上東・森西・里深, 吸気系流れの数値解析(第2報), 自動車技術会論文集, 44(1990), 49.
- (3) Davis, G. C. and Kent, J. C., Comparison of Model Calculations and Experimental Measurements of the Bulk Cylinder Flow Processes in a Motored PROCO Engine, *SAE paper*, No. 790290(1979), 1.
- (4) 村上・新井・広安, 直接噴射式ディーゼル機関内スワール流の予測, 自動車技術会論文集, 43(1990), 34.
- (5) 嶋本・一色・脇坂, 三次元流動解析によるヘリカルポート形状の影響予測, 自動車技術会論文集, 40(1989), 18.
- (6) 嶋本・一色・脇坂・今井, 四サイクル機関の吸気弁孔流路内流れの予測(第2報), 機論, 54-506, B(1988), 2972.
- (7) 田坂・松岡, 四サイクル火花点火機関の部分負荷・中低速時のガス交換過程(第1報), 機論, 40-335, B(1974), 2043.
- (8) Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, 7th Ed., (1979), 88, McGraw-Hill Book Company.
- (9) 日本機械学会, 流体の熱物性値, (1986), 188.
- (10) 吉松・山田・平松・小西, 4バルブ機関のシリンダ内ガス流動解析, 自動車技術会論文集, 36(1987), 20.
- (11) 小保方・柄沢・倉林, 四サイクル火花点火機関における燃焼室内ガス流速の LDA 測定(第1報, 駆動運転におけるガス流動特性), 機論, 54-505, B(1988), 2680.
- (12) 浜本・富田・田中・片山, 火花点火機関の燃焼に及ぼすスワールの影響, 機論, 52-480, B(1986), 3059.
- (13) 田坂・上田・若松, LDV によるシリンダ内流速測定, 機論, No. 908-2(1990), 243.
- (14) Lancaster, D. R., Effect of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine, *SAE paper*, No. 760159(1976), 1.