# F1エンジンにおける CFD 技術の構築

CFD Technology for Formula One Engine

花田尚喜\* Naoki HANADA 平出篤志\* Atsushi HIRAIDE **高 橋 真 嘉**\* Masayoshi TAKAHASHI

## 要 旨

近年のシミュレーション技術の発展は著しく,F1エンジン開発においても各種 CFD が活用されている.

しかしながら,シミュレーションの適用に際しては,そ の高回転を始めとする F1 エンジン特有の条件に適合した シミュレーション技術の確立が必要とされた.

エンジンの各部圧力計測や単気筒可視化エンジンを用い た筒内のガス流動ならびに燃料噴霧挙動の計測をおこない F1 エンジンに適用できる CFD 技術を構築した.

# ABSTRACT

Simulation technology has advanced markedly in recent years, and various types of CFD models have come into use for Formula One engine development.

However, to use such simulation modeling it is necessary to establish simulation technology for the unique conditions for Formula One engines, such as that for high engine speed.

The pressure of each engine part was measured and in-cylinder gas motion and fuel spraying behavior were also measured using a single-cylinder optical engine, enabling CFD technology that can be applied to Formula One engines to be created.

# 1.まえがき

近年のシミュレーション技術の発展は著しく,F1においても多くの分野でシミュレーション技術が確立され,かつ 開発に適用されてきた.CFDは,大規模なコンピュータリ ソースを必要とし,ハードウェアと計算技術の両者の進歩 が相まって実用化されてきた.

CFDでは乱流モデルを始めとする種々のサブモデルが使 用されており,計算対象の現象を表現できるかどうかを検 証することが重要である.例えば,使用回転範囲が広い自動 車用レシプロエンジンの場合,低回転時と高回転時では吸 排気管内の圧力変動は異なり,低回転時と高回転時のどち らか一方でのみ検証された計算手法が他方にも適合すると は限らない.シミュレーション検証を確実に実施すること が開発に有効な CFD 技術を構築することに繋がる.

量産エンジンを対象としたCFD技術 <sup>1)(5)</sup>は,専門メン バによって開発構築されてきた.当初は,同じレシプロエン ジンであることから,その技術が F1 エンジンへもそのま ま適合できるものと考え,F1エンジン開発への導入を図っ た.しかしながら,実際にシミュレーションをおこなうと, F1エンジンの現象を表現できないことが明確となった.量 産エンジンでは常用回転域が低いため,シミュレーション も 2000 rpm 近傍の低回転域が重要な解析条件となる.F1 エンジンでは,出力が最優先課題であることから,最高 20000 rpm におよぶ高回転時の評価が必要とされる.高回 転時はピストン速度やガス流速の増加に加え,吸排気管内 の圧力変動に起因する吸排気系における気筒干渉や燃料噴 霧挙動,筒内へ流入するガス流動などが,出力へ影響をおよ ぼしている.これらの影響を表現できるシミュレーション 開発へ着手した.

各部の圧力計測や可視化エンジンを用いた筒内計測の データを用いて F1 エンジン開発に適用できるシミュレー ションモデルの検証を実施した.

本稿では,吸排気の流れ,筒内ガス流動,筒内燃料挙動, 燃焼の CFD 技術について解説する.

## 2.吸排気系

レシプロエンジンの吸排気系は体積効率に影響をおよぼ し,出力性能を決定する重要な部品である.

吸排気系の圧力やガス流れを解析し,事前に性能を予測 することは,日々改良が求められる F1 エンジン開発にお いて短時間で仕様が決められるため有効である.この性能 予測を実現するためには,シミュレーションによる事前検

\*四輪R&Dセンター

討や計測データとのクロスチェック作業が必要となる.

吸排気系シミュレーションには,当初,Ricardo software 社製の1次元流れのエンジン性能予測シミュレーション (WAVE)を用いた.その後,精度向上を目的に吸気系に対し ては,3次元圧縮性流動解析が可能な内製ソフトを用いた. 排気系は適用可能な3次元解析ソフトが見当たらず WAVE を継続使用とした.

2.1. 吸気系

現在の F1 エンジンの吸気系はエアボックスが装着され,各気筒の吸気管内で発生した圧力変動(脈動)が,エア ボックス内を伝播反射し,別の気筒へ伝達する.この結 果,エアボックスの形状はエンジン出力に影響を与える一 因子となる.

一方,車体の空力性能は,ラップタイムを大きく左右し, ボデーカウルの形状は空力特性により決定される.エア ボックス形状は,ボデーカウルの形状によって,その自由度 が制限される.

当初,WAVEを用いた吸気管形状のみで性能評価をおこ なっていたが,車体空力性能とエンジン出力を両立させる ために,エアボックス形状選定に多大な時間を費やす開発 状況にあった.この解決策として,エアボックス形状の影響 も含めた性能評価や現象解析にシミュレーションを活用で きるように取り組んだ.

シミュレーションソフトは, Honda 内製の3次元圧縮性 流動解析ソフト<sup>(1)</sup>と1次元の混成モデルである.

計算モデルを Fig. 1 に示す.エアボックス部分を3次元 形状で表現,吸気管のスロットル下流からシリンダと排気 管までを1次元モデルとスカラーモデルで表現した.

この内製ソフトは,3次元だけでなく1次元計算において も圧縮性流体として解析していることが最大の特徴である. Ricardo software 社の3次元流動解析ソフト(VECTIS)と 1次元流れ解析ソフト(WAVE)の組合せでも同様の計算が可



Fig. 1 Simulation model

能であるが,これらのソフトは3次元解析の圧縮性流体計 算の精度において我々の目標基準を満たさなかった.

計測された吸気管圧力を基に,境界条件,メッシュサイズ,流量係数およびフィルタモデル等の検討と改良を重ね, F1エンジンのエアボックス内吸気干渉の解析に適用できる シミュレーションを構築した.

Fig. 2 に, V10 エンジンの片パンク分の吸気管内圧力の 計測結果と計算結果を気筒別に示す.回転数は 17000 rpm であり, クランク角度 360 deg が吸入上死点を示す.各気 筒の吸気圧力は,エアポックス内の吸気干渉により,気筒ご とに異なる.圧力振幅や位相が気筒ごとに異なっているが,



Fig. 2 Intake pressure of V10 engine at 17000 rpm

Table 1 Parameters for WAVE simulation

Parameter	Old value	New value
Flow coefficient at pipe end (inflow)	Auto	0.8
Flow coefficient at pipe end (outflow)	Auto	0.5
Ambient temperature of exhaust side	Atmospheric temperature	400 K
Multiplier of heat transfer of cylinder wall when intake valves are closed	1.0	2.0

特にNo.10シリンダが他の気筒に比べ,違いを生じている. 吸気干渉によって,各気筒の体積効率が変化しエンジン出 力に直接影響を与えていることが解る.

計算結果はこれらの特徴を精度良く再現しており,内製 ソフトが F1 エンジンのエアボックス内吸気干渉を解析可 能であることが示された.

車体の空力性能面から要求されるスリムで曲線的なエア ボックス形状は,容積減少に起因し,圧力変動の減衰が弱 く,体積効率の低下をもたらす特性を有する.しかしながら シミュレーションが実用化されたことにより,車体空力に 貢献できるスリムなエアボックス形状を満足しつつ,空気 流れを最適化し出力性能を向上が可能となった.

### 2.2. 排気系

排気系の解析および形状検討には,WAVE を用いた. V10 エンジンでの例で解説する.排気系は Fig. 3 に示す ように,5-1 集合タイプを採用している.WAVE のモデル を Fig. 4 に示す.エアボックス内の吸気干渉の影響を1次 元のWAVE では表現できないため,吸気側は各気筒独立で



Fig. 3 Exhaust pipe of V10 engine



Fig. 4 WAVE model of 5 cylinders for V10 engine

吸気管が大気開放しているモデルとした.排気側は左右バ ンクで独立しており,WAVE モデルは片バンク5気筒のモ デルとした.

V10 エンジンの検証結果を Fig. 5 に示す.

排気圧力は, No.10 シリンダの排気バルブシートから約 40 mm 後流の位置で計測した.計算モデルは5気筒モデル であるため, No.5シリンダのデータを採用した.初期の計 算結果 (b) は,計測結果 (a) とは異なるものであった.

Table 1 に示すようなシミュレーションで使われる変数を



(#10 cylinder)

パラメータスタディーにより修正することにより, Fig. 5の (c)で示す結果となり,計算精度は向上した.重要な修正パ ラメータは,排気管端部の流量係数である.WAVEの計算 では,流量係数の値により排気圧力は大きく変化し,最終的 に体積効率や出力の値も変化する.流量係数を正確に見積 もることが1次元シミュレーションではもっとも重要であ ることが明確となった.

また,この結果は,1次元シミュレーションで排気系の 解析をおこなうには限界があることも示している.1次元 解析では当然ながら各部の圧力損失は見積もれない.また, 排気管の形状変更や流速変化等に対する汎用性も低い,な どの課題が多くある.1次元シミュレーションで排気管内 流れの解析や検討はある程度可能であり,排気系開発へ応 用はできる.しかしながら,エンジン仕様の変更にともなう 流量係数の見直しを余儀なくされるなど,計算精度は必ず しも十分ではない.これを解決する手段として,吸気系同様 に3次元シミュレーション開発が今後求められる.

# 3. 筒内挙動

エンジンの性能向上を達成する上で,燃焼状態をより良 くすることは欠かせない.加えて,現在のF1エンジンは, 高回転とビッグボアのために,量産エンジンと比較し,燃焼 期間が長く,燃焼期間の短縮が求められた.

燃焼短縮する上で,筒内のガス流動状態と燃料分布を整 えることが必要と考えた.そのためには,筒内ガス流動を予 測し,燃料噴霧および混合気分布の形成をシミュレートで きることが不可欠である.

3.1. 筒内ガス流動

量産エンジンを対象に検証を実施し,その結果に基づい て F1 エンジンへの適用を図ったが,実機との相関が得ら れなかった.そのため原点に立返り,F1エンジンの筒内流 動検証からやり直すこととした.

Fig. 6 に筒内流動計測用装置を示す.可視化エンジン<sup>(6)</sup> を用いた.レーザには高繰り返し YAG レーザ2台を使用



Fig. 6 Schematic of PIV measurement system with optical single cylinder engine

Table 2 Calculation conditions of in-cylinder gas motion

Calculation region	Whole engine	
Number of calculation cycle	4 cycles	
Mesh density (for combustion chamber)	1 <sup>st</sup> to 3 <sup>rd</sup> cycle: 2.0 mm	
	4 <sup>th</sup> cycle: 1.5 mm	
	(Half the above size is used near the wall.)	

し,波長は YAG の第2高調波 532 nm である.カメラは Vision Research 社製 Phantom V7 を使用し,解像度は 656 × 328 pixel とした.トレーサは中空樹脂を用い,粒径は 40 µ m,密度は 36 kg/m<sup>3</sup> である.トレーサの粒径と密度 から,空気流れの追従性は約 300 Hz の変動に対して 95% の減衰率であると考えられる.計測データは,100サイクル の平均を用いた.

シミュレーションソフトには,3次元流動解析ソフト (VECTIS)を用いた.シミュレーションモデルを Fig.7 に 示す.吸排気脈動を正確に表現するために,吸気チャンパか ら排気管まで単気筒エンジンすべてを計算対象とした.

Table 2に計算条件を示す.これらの条件は,計算結果 が PIV 測定結果を再現できると同時に,吸気脈動,体積 効率および筒内乱流エネルギーが収束する条件として選定 した.メッシュサイズをサイクル数に応じて変更している 理由は,計算精度確保と計算時間短縮を両立するためであ る.乱流強度以外はメッシュサイズ 2 mm と 1.5 mm で 計算結果に差は生じないが,乱流エネルギについてはメッ シュサイズ 2 mm ではサイクル変化を表現できなかった. そのため,3サイクル目までは粗いメッシュで計算をおこ なうことで計算時間を節約し,4サイクル目は細かいメッ シュを用いて計算精度を確保している.

Fig. 8 には回転数 10000 rpm,モータリングにおける可 視化結果とシミュレーション結果を示す.図中のクランク 角度は吸入上死点からの角度を示す.計測は図中の右上に 示すように吸気パルプ下の断面にておこなわれた.吸気管 長 200 mm と 150 mm の二種類の吸気管長を用いて,流動 の違いを比較している.左の列が吸気管長200 mm,右側が 150 mm である.

F1 エンジンの筒内流動は, クランク角度 216 deg ATDC



Fig. 7 Simulation model of in-cylinder gas motion

に代表されるように,ボア中心の大きな渦と吸気ポートの アゴ側に形成される渦の二つで構成されている.吸気管長 の違いにより,双子渦の構成は変わらないが,ガスの流入速 度や渦中心および渦の速度は,吸気管長によって左右され ることが示された.すなわち,吸気脈動は体積効率のみなら ず,燃焼に対しても影響を与えることを意味する.

計算結果は,可視化結果と良く一致したフローパターン を示している.吸排気脈動を表現できる形状と計算条件を 選定すれば,10000 rpm の高回転時の筒内流動を正確にシ ミュレーションできることが示された.

これらの取り組みにより,F1エンジンという超高回転エ ンジン内のガス流動予測が可能となった.また,シミュレー ション技術を構築する上で,現象を把握する計測の重要性



Fig. 8 Comparison of flow vectors between PIV measurement and simulation results at 10000 rpm

を再認識させられた.PIV の計測結果がない状態では,計 算サイクル数やメッシュサイズをどの程度に設定すべきか 決められない.

課題として, 乱流強度が未検証であり, 燃焼への影響を 含めた解析が望まれる.

### 3.2. 筒内燃料挙動

筒内における燃料の分布は燃焼の良否を左右する因子の 一つであり,それを事前にシミュレーションで予測するこ とは重要である.しかし,筒内の燃料分布の計測には課題が あり簡単には計測できない.そのためシミュレーションで 解析することは,事象解析を進める上で価値がある.

F1エンジンのインジェクタは、ファンネル端面近傍に取 り付けられるのが一般的である.理由は、燃料の蒸発潜熱を 利用した吸気冷却による体積効率増加である.このため、吸 気管内に向けて噴かれた燃料は、吸気脈動により変動する 流動の影響を受けながら筒内へ流入することとなる.した がって、筒内の燃料分布を計算するためには、吸気管内にお ける挙動も含めた計算が必要とされる.

シミュレーション検証については,可視化エンジンを用 いて撮影した筒内に流入する液滴噴霧の挙動のデータを用 いておこなった.2種類のインジェクタを用いて,噴霧形態 の違いをシミュレーションで再現できるかを評価した.一 つは,燃圧 1.2 MPa のピントル形式であり,二つ目は,燃 圧 10 MPa の6孔プレート式である.それぞれザウタ平均 粒径は約 40 µm と約 16 µm の特性を有する.

可視化エンジン<sup>(6)</sup>を用い,光源はストロボにて噴霧液滴 の直接撮影をおこなった.運転条件は,モータリング,10000 rpm,スロットル全開とした.

シミュレーションは,筒内流動計算と同じ VECTIS を用 いた.単気筒エンジン全体をモデル化し,噴霧計算を追加し た.燃料噴射の計算は,あらかじめインジェクタ単体で噴射 した状態を計測結果と合わせこんでおき,その噴霧計算条 件を単気筒計算に入力する手法を採用した.

インジェクタ単体での噴霧形状を Fig. 9 に示す.

燃圧 1.2 MPa および 10 MPa の両インジェクタともに,計 算が実際の噴霧形状を十分に表現できていることがわかる.

エンジン内の燃料噴霧計算では,筒内の混合気形成が 収束するのに5サイクル程度必要であることがわかった.



(a) Pintle Pf = 1.2 MPa

(b) Multi hole Pf = 10 MPa

Fig. 9 Fuel spray form

Fig. 10 に 10 MPa インジェクタを用いたエンジン内噴 霧計算時の筒内平均 A/F と A/F の分散のサイクル履歴 を示す.ファンネル端面から噴射された燃料は,噴射後 の2サイクル目にようやく筒内に流入を開始するが,そ の量は少ない.4サイクル目から5サイクル目にかけて 筒内の燃料の挙動が収束しているのが読み取れる.余裕 を見て,計算サイクル数は5サイクルとして解析をおこ なうこととした.

Fig. 11 には筒内噴霧の撮影結果と計算結果を示す.

計測結果は撮影輝度に応じて色付けを施している.計算 結果では噴霧液滴がドットで示され,おおまかな噴霧存在 位置を破線で表現している.

ピントルの噴霧は粒径が大きく,噴霧の慣性力が大きい. そのため,クランク角度 120 deg で示されるように,吸気 パルプから筒内に流入した噴霧は排気バルプの下を通過し て,シリンダ壁へ衝突している状態が撮影されている.一 方,高圧インジェクタの噴霧は慣性力が小さく,筒内流入後 は空気の流れに乗ってシリンダを下向きにピストンへ向 かっている.また,吸気バルプから流入する噴霧は排気側の みではなく,反対のポートアゴ側からも流入している.

燃焼室全体に燃料をいきわたらせるには,粒径を小さく して慣性力を小さくすることが効果的といえる.

シミュレーションは,おおむね計測結果を表現できてお り,事前のインジェクタ単体噴霧の合わせこみをおこなう ことで,筒内燃料挙動を予測可能とした.これは,吸気管内 を含めたガス流動が正確に解かれていることが要因の一つ と考える.

#### 3.3. 燃焼

ガス流動計算,燃料挙動シミュレーションの次のステッ プとして,それらが燃焼に与える影響を直接評価できるようにするため,また残留ガス量の見積もりなどを予測する ため燃焼シミュレーションに着手した.

使用したソフトウェアは VECTIS であるが, 燃焼シミュ レーションのモジュール<sup>4</sup> は Honda 内製で, VECTIS に 組み込まれている.



シミュレーションの評価にあたっては, F1エンジンその

Fig. 10 Simulation convergence of averaged A/F and variance of A/F in cylinder

ものではなく,F1エンジンと同じ諸元を有する単気筒エン ジンを対象とした.計算モデルは Fig.7 に示す筒内流動お よび燃料噴霧のモデルと同一である.

計算の手順としては,最初にモータリング状態にて筒内 流動と燃料挙動の計算を5サイクル目の点火直前までおこ ない,ガス流動と混合気濃度を収束させる.その後,燃焼室 形状のモデルのみで燃焼計算に入る.

単気筒エンジンの 15000 rpm と 17750 rpm における筒 内圧力の実測値と計算結果を Fig. 12 に示す.使用した燃 焼シミュレーションは,燃焼速度を調整する定数を同定す る必要があるが,同じ定数にて異なる回転数の筒内圧力を 再現することができている.ただし,量産エンジンに使用さ



Fig. 11 Comparison of fuel droplets in cylinder between measurement with optical engine and simulation with VECTIS at 10000 rpm



Fig. 12 Comparison of cylinder pressure between measurement and simulation

れている定数とは異なった値となっており,F1エンジン固 有の設定が必要であることが確認された.Honda内製の燃 焼シミュレーションが F1 エンジンにも適用できる見通し が立ち,さらに多くの運転条件に対して汎用性を持ってい るかどうかの確認を実施している段階である.

# 4.むすび

より高性能な F1 エンジンをより早く開発するため,シ ミュレーション構築をおこなってきた.

さまざまなモデルが用いられるシミュレーションは,計 算対象ごとに検証を確実に実施しないと,その能力を発揮 できない.

今後, F1で検証し構築したモデルをベースに地球環境へ 適合できるエンジン CFD 技術開発へ取り組んでいきたい.

# 参考文献

- (1) Takabayashi, T., Hotozuka, Y., Tsushima, H.: The Threedimensional Pulsation Flow Simulation and Its Application for Engine Intake and Exhaust Systems, 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000A091(2000)
- (2) Ishikawa, N., Hiraide, A., Takabayashi, T.: Air/Fuel Distribution Simulation in a Port-Injected Gasoline Lean-BurnEngine, SAE Paper, 2001-01-1230(2001)
- ( 3 )Zhu, G., Reitz, R. D., Xin, J., Takabayashi, T.: Characteristics of Vaporizing Continuous Multi-Component Fuel Sprays in a Port Fuel Injection Gasoline Engine, SAE Paper, 001-01-1231(2001)
- ( 4 )Yang, X., Ohashi, T., Takabayashi, T., Kubota, S., Katsuyama, H., Urata, Y.: Ignition and Combustion

Modeling with G-Equation in Spark Ignition Engines, The 13th International Pacific Conference on Automotive Engineering(2005)

- (5)Ohashi, T., Yang, X., Takabayashi, T., Urata, Y., Kubota, S., Katsuyama, H.: Ignition and Combustion imulation in HCCI Engines, SAE Paper, 2006-01-1522(2006)
- (6)柳澤長生,花田尚喜,濱川丈,荻山一志,後藤哲男: F1 エンジンの計測技術,Honda R&D Technical Review, F1 Special (The Third Era Activities), p.96-102



