F1エンジン骨格技術の紹介

Technical Description of Formula One Engine Structural Design

近　藤　基　芳*　　遠　藤　　一*　　後　藤　哲　男*
Kiyoshi KONDO　　Hajime ENDO　　Tetsuo GOTOU

要　旨

Honda の第３期 F1 参戦において，F1 界ではエンジン開発における出力至上主義の考え方は，すでに過去のものとなっており，レース車両を構成する一要素となっている．もちろん，レースエンジンである以上，高出力化は必然であるが，車載パッケージに貢献する基本骨格がより重要な要素である．

本稿では，サーキットでのラップタイムを短縮するため，車両トータルとしての空力および運動性能を重視した小型，軽量，低重心，高剛性といったエンジン基本骨格と潤滑冷却システムに関し，エンジン開発の初期段階から，どのようなコンセプトで骨格をレイアウトし，その実現のために必要な新技術をどう具現化していったかについて述べる．

ABSTRACT

Through the third Era of Honda Formula One challenge, it was the technical trend that the Formula One engines were considered to be one of the elements of entire race vehicle. The engines were carefully designed to have such characteristics as compact size, light weight, low center of gravity and enough stiffness. These characteristics of engines were very important to increase aerodynamic and vehicle dynamics performance in order to reduce lap times on the race tracks. Moreover, Honda engines were always expected to have the highest power output amongst the all Formula One engine constructors.

This paper describes how the engines, including the lubricating and cooling systems, were designed from the early stage of development in order to satisfy all demands above.

１．まえがき

2006年のHonda F1車両におけるエンジン搭載の例をFig. 1 に示す．エンジンは，モノコックおよびギヤボックスに対し，ボルトで直接締結されることによりリジッドマウントされ，車両骨格を構成する一要素である．よって，車両の空力および運動性能向上のため，エンジンの小型化，高剛性化が重要である．

またレギュレーションにより，車両総重量はドライバ込みで605 kg以上と規定されており，エンジンは車両総重量の約 1/6 にも相当する割合を占めているため，エンジン軽量化の意義は大きい．さらに信頼性上許される限界までエンジンを軽量化することで，その分車両低部のフロア付近かつ重心点近傍に搭載できるバラスト重量が増加する．これにより，車両のロールおよびヨー慣性モーメントが低減

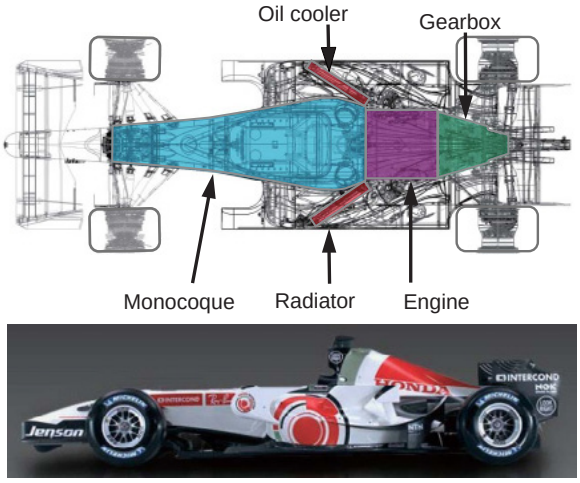

Fig. 1　F1 chassis and powertrain configuration

＊四輪R&Dセンター

Table 1　Basic engine configuration and dimensions from 2000 to 2008

Year	(Mugen)	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008
Capacity - configuration	3.0L-V10	3.0L-V10						2.4L-V8		
V-angle (deg)	72	80		94	90					
Length (mm)	620	588		600	604.5	581.5		490		
Weight (kg)	122	111.7	108	111	99	90.9	88.6	95.2	95.1	
COG (mm)	194.7	191.3	191.3	177	177.2	171.6	163.5	165.5	165.1	
Bore (mm)	94.4	95		97						
Bore pitch (mm)	106	106		108	106	103		106.35		
Bore to bore (mm)	11.6	11			9	6		9.35		
Crankshaft height (mm)	70.5	68.5	68.5		66	63	58.5			

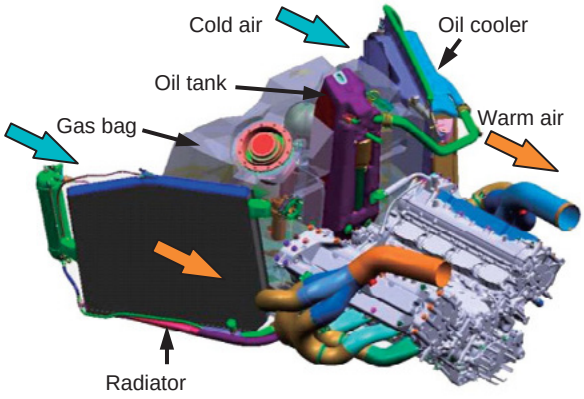

Fig. 2　Engine installation with cooling system

できるだけでなく，車両重量配分セッティングの自由度が向上し，結果として運動性能向上に貢献することができる．さらに，同様の理由により，エンジン単体に対しても低重心化，前方重心化が同時に求められる．

エンジンの小型，軽量，低重心と同様に重要なのがエンジン剛性である．車両全体の運動性能は横曲げ剛性に大きく影響される．車両骨格の一部であるエンジンにとって，剛性の向上は車両の運動性能向上に対し大きく貢献できる要素の一つである．

Fig. 2 に，車載状態でのエンジンと潤滑系および冷却系の概要を示す．冷却水は，車両左側に配置されたラジエータにて，サイドポンツーン内を通過する走行風により冷却される．またエンジンオイルクーラは，ギヤボックスオイルクーラとともに車両右側に配置される．エンジンオイルタンクはエンジン前方にマウントされ，モノコックに設けたリセス内に収まる．これらの搭載レイアウトは，すべてサーキットでのラップタイム短縮の観点から適正化され，現在の F1 では全チームがほぼ同様の形式を採用している．

2．技術紹介

2.1. エンジンサイズ，重量，重心高さ

Fig. 3 に，エンジンの全長，重量，重心高さ（以下 COG）の年次変化を示し，Table 1 にそれらを決定するエンジン諸元を示す．

ここでグラフ左端のプロットは，2000年ジョーダンチームに供給された無限 Honda エンジンで，全長 620 mm，重量 122 kg であった．同年にブリティッシュアメリカンレーシングチームに供給され F1 復帰を果たした Honda ワークスエンジンは，補機まで含め，ほぼ全部品が小型軽量低重心に留意して新規開発され，全長 588 mm，重量 112 kg に小型軽量化されていた．しかし，2000年当時すでに100 kg を下まわる他社製エンジンも存在し，Honda エンジンは，その時点において，重く大きい部類であった．

その後，さまざまな技術投入により，エンジン全長，重量，COG すべてを改善していった結果，2005 年では重量 88.6 kg に達し，当時の最軽量エンジンとなった．しかし，2006 年の FIA レギュレーション改訂により，エンジン形式が 3.0L，V10 から 2.4L，V8 へ変更され，同時にエンジン重量，COG およびボアピッチが，それぞれ 95 kg 以上，165 mm 以上，106.5 ± 2 mm と規定されたことにより，各チームほぼ横並びとなって，それ以降変化していない．以下項目別に個々の骨格関連技術について述べる．

2.1.1. エンジン全長短縮

エンジン全長は，ボアとボアピッチ，およびカムギヤトレインレイアウトでほぼ決まる．

ボア径は出力目標値から要求される最高エンジン回転数と吸排気バルブ径および，そのレイアウトにより決定される．第３期 F1 エンジンにおいては，途中φ95（2000 年）からφ 97（2002 年）へと一度拡大されたが，最高回転数

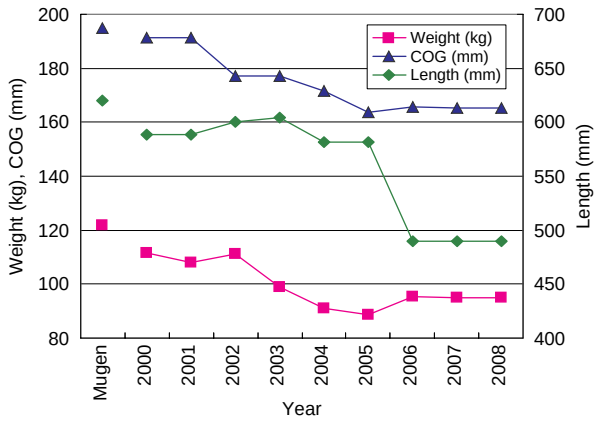

Fig. 3　Change in engine length, weight and COG

19000 rpm 規制下では，φ97 がほぼ最適設定であり，エンジンホモロゲーションが実施された 2007 年には，全エンジンコンストラクタが，ボア径φ 97 からφ 98 を採用していたと思われる．

ボアピッチを決める要素の一つがシリンダ間冷却方法であり，エンジン全体の水流れに影響を与える重要な要素でもある．Fig. 4 にエンジン冷却水システムの変遷を表す．2000 年から 2002 年は，別体の薄肉シリンダスリーブを挿入する構造であり，各シリンダごとに個別冷却水通路を形成し，ボア間寸法は 11 mm であった．2003 年にはボア間のウォータージャケット中子肉厚を3 mmまで薄肉化し，クローズドデッキ構造とすることで，ボア間を 9 mm まで短縮した．

2004年以降は，冷却水の流れ方向を各シリンダのクロスフローからエンジン前後方向フローに変更したのと同時に，ボア間中子を廃止して，いわゆるサイアミーズブロックを採用した．この際ボア間冷却通路は，加工穴(φ３)によりヘッドからブロック軸間に導くことで成立させ，最終的にボア間寸法は 6 mm まで短縮できた．

カムギヤトレイン幅低減例(2000 年)を Fig. 5 に示す．下段に示す 2000 年 Honda エンジンは，一般的なリダクションギヤを持つ上段の無限エンジンに対し，クランクギヤを小径化することにより，リダクションレス(一列)ギヤ配列となっており，薄型フロントカバーと合わせ，エンジン全長短縮に寄与している．

さらに，エンジン後端に取り付けるクラッチまで含めて全長短縮を考えた場合，クラッチ固定方法も重要である．2004年を例にとると，クラッチバスケットをクランクシャフト後端へ差し込み，その差し込み部をボルト１本で締め付ける構造とすることにより，前年比でクラッチを9.5 mm前方に移動させることができた．

2.1.2. エンジン軽量化

エンジンの最低重量規定がなかった 2000 年から 2005 年は，効果の大小を問わず，実に多種多様そして多数の軽量化努力を重ね，2005 年最終スペックでは，ついに排気量 3.0L V10 で 88.6 kg を達成した．効果の大きかった軽量化技術には，製造技術と密接に関連するものが多く，以下にその例を挙げる．

Fig. 6 に 2002 年後半以降採用されたクローズドデッキブロックを示す．本技術成立のカギは，ボア間ウォータージャケット中子肉厚を 3 mm まで薄くするために必要となった高強度シェル中子を使った鋳造品質技術であり，またブロックのシリンダ内表面に直接ニカジルめっき処理をおこなう表面処理技術であった．この結果，全長短縮による軽量化はもちろん，ボア周りの高剛性化によりフリクショ

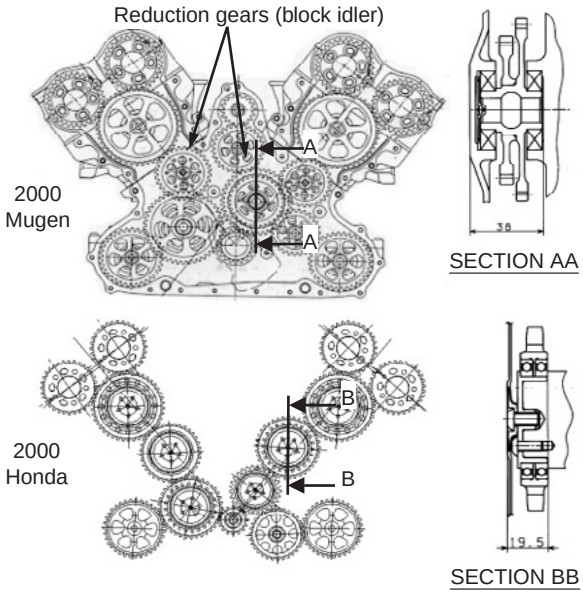

Fig. 5　Gear train configuration

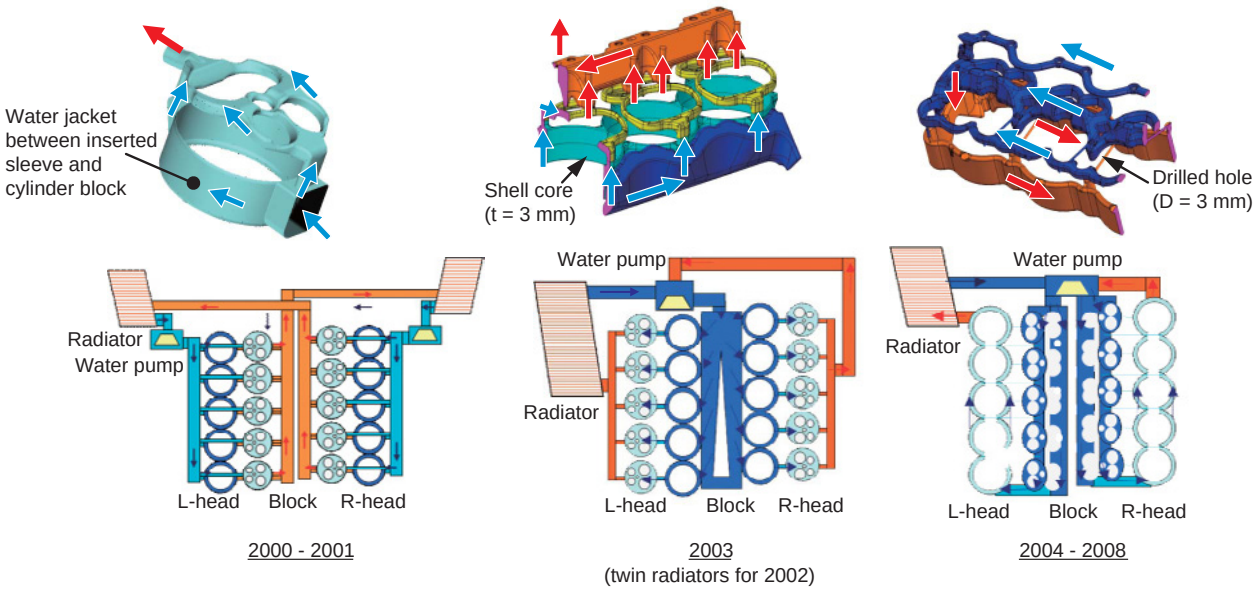

Fig. 4　Schematics of water cooling systems

ン低減およびブローバイ低減も同時に達成した．

Fig. 7に，2003年以降採用されたエア圧式動弁系Pneumatic Valve Return System(PVRS)構造一体化ヘッド断面および鋳造用砂型を示す．2002年までPVRSのエア通路レイアウトを成立させるため，ヘッドはカムケースとヘッドの分割構造であった．これに対し，2003年では，複雑構造ヘッド中子での鋳造技術を確立し，PVRS部をヘッドに一体化することにより構造上の無駄を廃し，6.2 kg(他の効果も含むため参考値)の軽量化を達成した．

また軽量化のみならず，レギュレーションによるロングマイレージ化や吸気性能向上などの要求に対応するため，それまで圧入構造であった吸排気バルブシートに対し，耐熱性および耐摩耗性の高いレーザクラッドシートを開発し，2004年に適用した．これにより，エンジン1台あたり0.4 kgの軽量化に加え，吸排気バルブ径拡大(吸気バルブφ40.6からφ41.6へ，排気バルブφ31.8から32.6へ)やバルブレイアウト自由度向上およびバルブシート部からの燃焼室冷却向上を図り性能向上を果たした．バルブシートのクラッディングにおいては，いかに高品質に安定させるかという生産技術が重要であり，材料および試作グループによるきめ細かな条件設定の結果，本技術を成立させることができた．

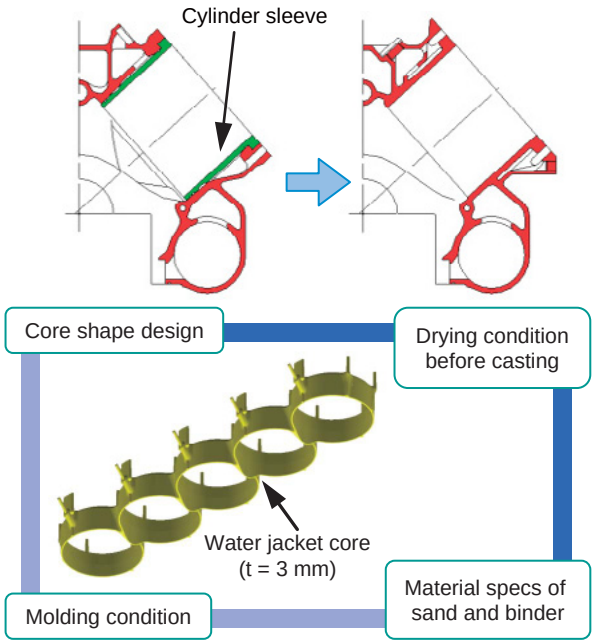

Fig. 6　Closed deck cylinder block and water jacket core

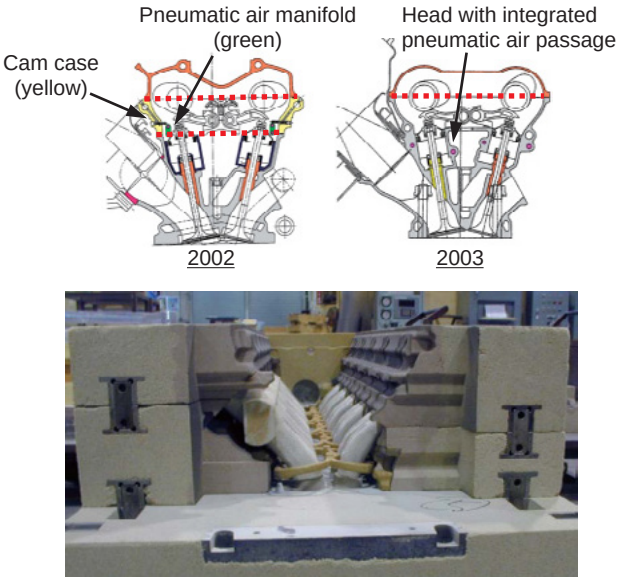

Fig. 7　Cylinder head with integrated PVRS

2.1.3. COG低減

COGに対する影響が大きい骨格要素は，Vバンク角およびクランク軸高さである．2000年無限Hondaエンジンでは，等間隔爆発を重視し72°のVバンク角を採用しているのに対し，2000年Hondaエンジンでは，車両Total性能への貢献のためCOG低減をより重視した結果，80°を採用した．この後，2002年にはさらなる低重心化とエアボックストレイ内部の吸気干渉低減による出力向上をねらった94°が存在するが，2003年以降は，低重心化と同時に高出力化のためエンジン回転数向上への要求が高まり，2次振動を理論的にキャンセルできる90°でバランスさせた．

一方クランク軸高さは，Table 1に示すように年次とともに，着実に低下させることができた．ちなみにCOGの高さ基準(0 mm)は，スキッドプレートとよばれる車両下面に取り付けられる擦り板とエンジン下面の合わせ面であり，レギュレーションにより規定されている．

フリクション増加を抑えつつクランク軸位置を低下させるため重要な技術は，コンロッドローカス(揺動軌跡の包絡面)のコンパクト化である．これは，クランクケース内のオイル攪拌抵抗に対し，レシプロ系運動部とケース内壁面との隙間の影響が大きいからであり，2005年テスト結果によれば，隙間3 mm以下でフリクションが急激に立ち上がることがわかる(Fig. 8)．

コンロッドローカスの最も低い位置で，ロワケース内壁面との隙間が狭くなる箇所は，コンロッドボルト頭部の軌跡で決まるため，CAEなどを利用し大端締付部まわりの検討を重ね，地道にコンパクト化を達成した(Fig. 9，Fig. 10)．

また，クランクシャフトのカウンタウェイト半径低減に

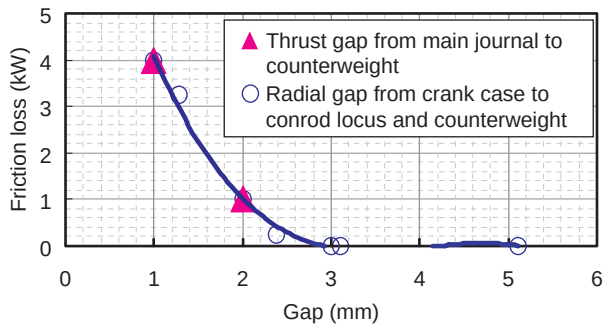

Fig. 8　Friction loss against closest gap

ついては，フリクションと信頼性から設定されるクランクのバランス率を保ちつつ，小径化と軽量化を両立する必要がある．Fig. 11 に示すように，2004 年後半のイタリア GP (Round 15)までは，比重 18 のタングステン合金製ウェイトをクランクシャフトに挿入後，プラグでふたをして溶接する構造であった．しかし，さらなる小径化のため，次戦中国GP(Round 16)から，タングステン合金製の別体ウェイトをクランクシャフトに直接ボルト締結する構造を採用し，ウェイト半径を 58.55 に低減した．また 2005 年には，ウェイト半径を 50 まで小さくし，クランク軸高さを前年比で 4.5 mm 低減した．

2.2. エンジン剛性

車体全体で運動性能を考えた時，横曲げ剛性向上が走行安定性に対し効果があることが知られている．Fig. 12 に，車体開発部門でおこなった横曲げ荷重入力時のモノコック，エンジンおよびギヤボックス変形の計算例を示す．まえがきで述べたように，エンジンはモノコックおよびギヤボックスに直接締結され，車両剛性の一部を担っているため，エンジン剛性を向上することで，車体全体横剛性向上につながり走行安定性に貢献できる．

エンジン剛性を向上させる手法として，2.1. 節で紹介したシリンダブロックのクローズドデッキ構造採用なども挙げられるが，ここではスカベンジングポンプやウォーターポンプなど，補機レイアウトを利用した2002年シリンダブロックの例を Fig. 13 に示す．スカベンジングポンプおよびエアセパレータは，クランクケースの各スローからオイルを回収し，エンジン前部でブローバイの遠心分離をおこなうため，エンジンのほぼ全長にわたりクランクケース横に配置される．また，ウォータポンプおよび冷却水出入り口は，ラジエータ車載レイアウト都合上，エンジン前部に配置される．2002 年以降，これらを剛性要素として利用するため，スカベンジングポンプおよびウォータポンプまわりをシリンダブロックあるいはロワケースと一体鋳造した．これにより，フロントロワマウント付近の剛性に加え，一般部の断面２次モーメントも向上し，エンジン全体剛性を向上

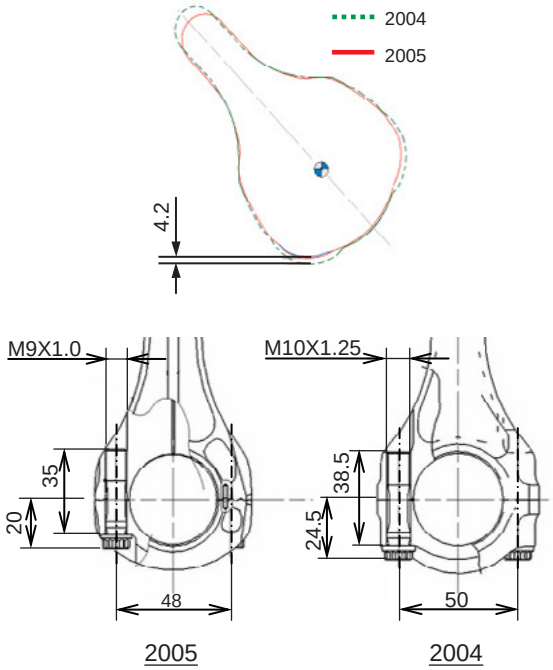

Fig. 9　Reduction of conrod locus

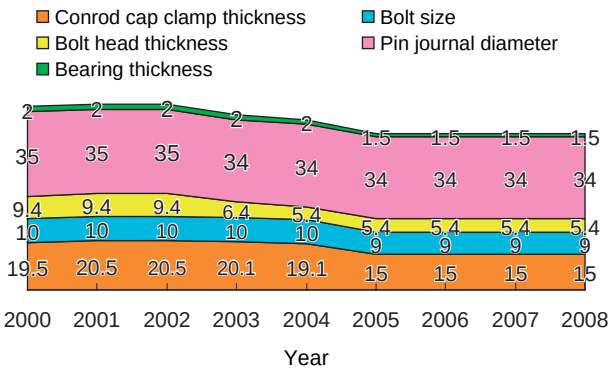

Fig. 10　Progress of conrod configuration

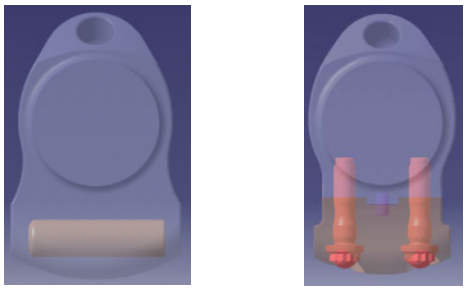

Fig. 11　Schematics of crankshaft counterweights

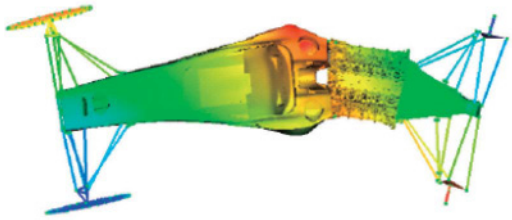

Fig. 12　Lateral bend calculation

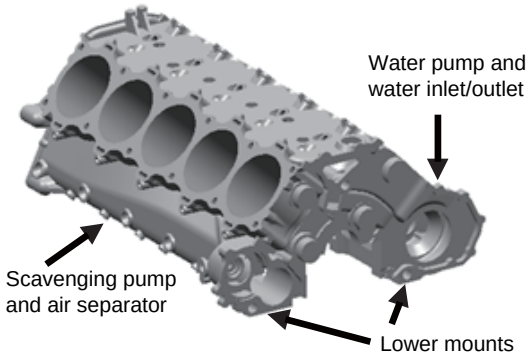

Fig. 13　Cylinder block with integrated oil/water pump

させることができた．

2006 年は前述のとおり，V8 化，最低重量，最低重心高など，エンジン骨格にまつわるレギュレーションが大きく変化した年であったが，これを最大限利用し，エンジン剛性を向上させた例について紹介する．

Fig. 14 に，剛性に関連する 2006 年エンジンの特徴を示す．2005 年エンジン重量は，すでに 88.6 kg まで軽量化されていたため，2006 年エンジン最低重量規定の 95 kg に対し余裕があった．また，2005 年重心高も 163.5 mm と 2006 年新規定の 165 mm に対し低かったため，重心よりも高い位置に重量を付加する必要があった．このような背景の元，重量余裕分の一部を，車体横剛性向上に対し寄与が高いエンジンとモノコックのアッパマウント締結剛性向上に利用するコンセプトでレイアウトをおこった．また，同時にマウント締結部近傍の入力減によるローカル変形量低減を目指し，締結点スパンの拡大もおこなった．

フロントアッパマウント位置は，レギュレーションで規定されている寸法いっぱいまで広げ，アッパーマウント部近傍のカムカバー形状は断面係数を大きくとり，さらにカムカバー縦壁を剛性リブに見立て肉厚を厚くした．またロワマウント位置についても，ギヤトレインレイアウトを工夫し，可能な限り左右に広げるとともに，近傍のロワケース剛性を向上させる形状とした．

2005 年 F1 エンジン剛性を 1.00 とした場合の 2006 年 F1 エンジン剛性の計算結果を，エンジン単体と車両トータルに分けて Table 2 に示す．エンジン単体剛性を単位長さあたりで表現しているのは，レギュレーションにより V10 から V8 に変更された際，エンジン全長が 581.5 mm

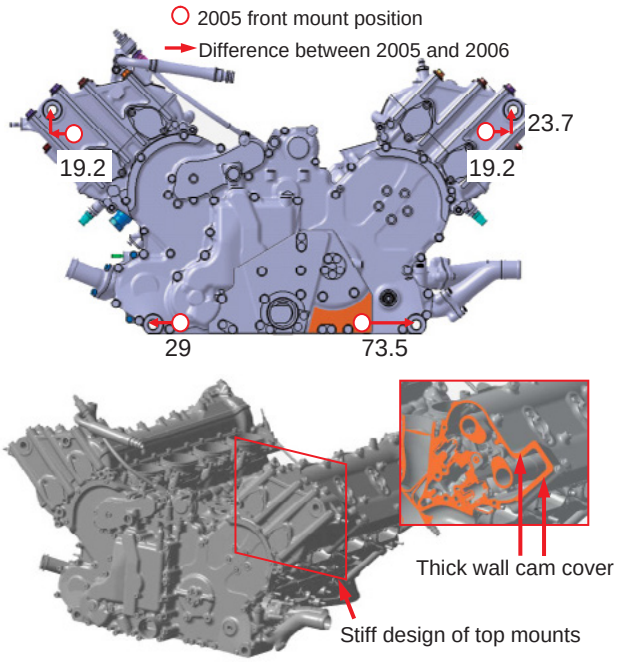

Fig. 14　2006 engine characteristics for increased stiffness

Table 2　Relative rigidity of 2006 engine (normalized for 2005 rigidity = 1.00)

	Lateral	Vertical	Torsional
Relative engine rigidity (per unit length)	1.21	1.10	1.34
Total vehicle rigidity -Engine & gearbox = '06 -Monocoque = '05	1.50	1.23	1.16

から490 mmに変わり，直接比較できないためである．また車両トータル剛性は，2006 年エンジンが搭載できるように改修した 2005 年モノコックに対し，2006 年エンジンおよび 2006 年ギヤボックスを取り付けた場合の計算比較である．2005年に対し2006年は，横曲げ，縦曲げ，ねじりすべての剛性が向上しているが，特に車両トータルで見た場合，ねらいであった横曲げ剛性について，50%向上していることがわかる．

2.3. オイルポンプの開発

F1エンジンの潤滑系はドライサンプ方式を採用しているため，オイルポンプは供給用のフィードポンプと回収用のスカベンジングポンプ(以下 SCAVポンプ)の２種類がある．フィード，SCAV ともにポンプロータは容積効率が優れているインナ４丁，アウタ５丁のトロコイドを採用した．それぞれの機能と開発内容を紹介する．

2.3.1. フィードポンプの開発

エンジン各部が必要とする油量と油圧は回転数によって変化する．動弁系のしゅう動部は低回転から多量の給油を必要とするが，回転数がさらに上がっても一定量以上の油量は必要としない．逆に遠心力の影響を受けるセンタ給油方式のクランクピン給油は回転数の増加に伴い大量かつ高圧の給油を必要とする．最終仕様エンジンにおける各部の推定給油量を Fig. 15 に示す．

初期仕様の給油設定圧力は 700 kPa であったが，年度毎の回転数増加に対応して 900 kPa まで上げた．これには主に二つの理由がある．(1)ピストン冷却オイルジェットの噴射速度を上げ，上死点近傍でピストン天井面に貼りつこうとするオイルの接触量を増やすため．(2)クランクピンのセンタ給油法は遠心力に逆らって給油をおこなうため，

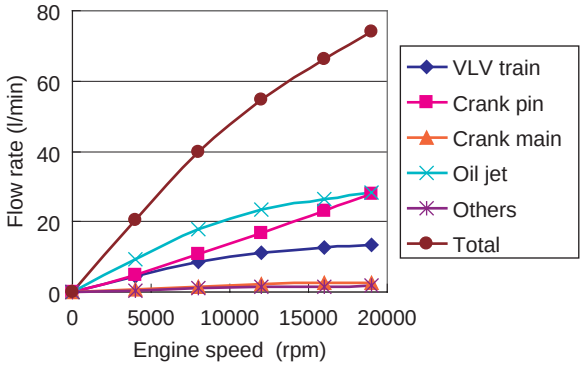

Fig. 15　Oil distribution

高回転域での安定給油には高い油圧が必要である．ただし，高すぎると油圧脈動が増大し負圧波の影響がでてしまうことが確認されている．

フィードポンプの高効率化のため，次の２点に留意した．

（1）リリーフによる損失を防ぐため，ポンプ容量は低回転域の要求油圧を維持できる最小値とする．

（2）高回転域でのポンプ吸い込みキャビテーションによる油量油圧低下とこれによる駆動損失を防止する．

（1）は経験と理論である程度推定でき，仕様変更による対応も比較的容易であるが，（2）は予測困難な上，対応にはロータの低速化と大型化というレースエンジンのコンセプトとは逆行する大変更が必要である．2005年のフィードポンプは，外径 54 mm のロータを 12800 rpm という高回転で運転する仕様だったため深刻な油圧低下が発生した．高回転域におけるフィードポンプ吸い込み不良の二つの主原因に対し，以下のように対応をおこなった．

（1）高速で回転移動するロータ吸い込み室にオイルが十分に飛び込めない課題に対しては，厚いロータが不利なため薄いロータの２枚化で対応した．

（2）ロータ吸い込み室が吸い込んだオイルが遠心力で外周部からこぼれ出る課題に対しては，オイルの充填に伴って外周部が閉じる形状の外周閉じポート（Fig. 16）で対応した．

これにより，基本仕様の変更無しで30%の流量向上を達成した（Fig. 17）．

フィードポンプ開発を通して最も悩まされたのはねじり共振による駆動シャフトの折損である．初期仕様のフィードポンプ駆動シャフトはφ12 mmの浸炭特殊鋼製で，平均駆動トルクに対して約100倍の安全率で設計されていたが，破断が頻発した．シャフトの挙動計測から 17000 rpm 以上で発生する３次のねじれ共振が原因と判明したため，シャフトに弱ばね化のためのφ 8 mm の細軸部を設け，共振の立ち上がりを軽減した．これ以降も駆動方法やロータを変更するとシャフトの折損が発生したが，この時のノウハウからシャフトのねじり剛性あるいはロータイナーシャの変更により速やかに対応することができた．

Fig. 16　Comparison of suction port shape (shown as pink area)

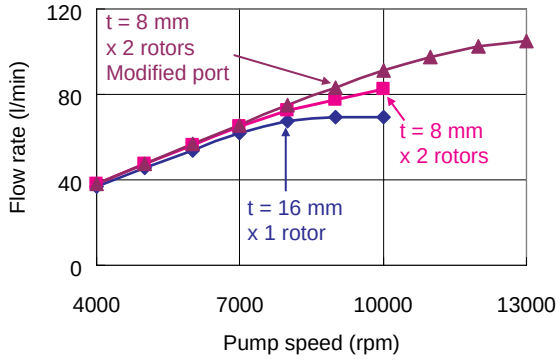

Fig. 17　Effect of twin rotor and modified port shape

2.3.2. SCAV ポンプの開発

SCAV ポンプはエンジン内の潤滑および冷却を終えたオイルを速やかに回収することで，オイルタンク内に十分なオイルを確保して車両旋回時の油圧保証をおこなうとともに，エンジン内可動部品のオイル攪拌によるフリクション増加を防止する．特にクランクケース内のオイル攪拌はフリクション増加を招くことがあるため重要である．クランクケースの各スロー室は互いに分割された密閉構造になっている．これはあるVバンクで下降するピストンによる排除容積が他のVバンクの上昇するピストンに吸い込まれることでブローバイガスが移動するポンピングロスを防止するためである．同様の理由で，オイルを回収する SCAV ポンプ内でも各スロー室どうしが連通することは好ましくない．初期の SCAV ポンプは，１個のポンプが複数のスロー室を掛け持ちでオイル回収していたが，効率改善のため，各スロー室独立で SCAV ポンプを配置するようになった．加えてオイルが前方あるいは後方に偏在しても安定して回収できるように各スロー室の前後にポンプを取り付けた．

最終仕様のオイルシステムを Fig. 18 に示す．

SCAV ポンプの主な役割はオイルの回収であるが，これにはブローバイガスが重要な役割を果たす．掃除機が真空中でゴミを吸えないのと同様に，ブローバイガスが無いと SCAV ポンプはオイルを回収できない．このため，ブローバイガスがこないヘッドやギヤ室にはオイルタンク上部から適量のブローバイガスを与えてブリージングをおこなっ

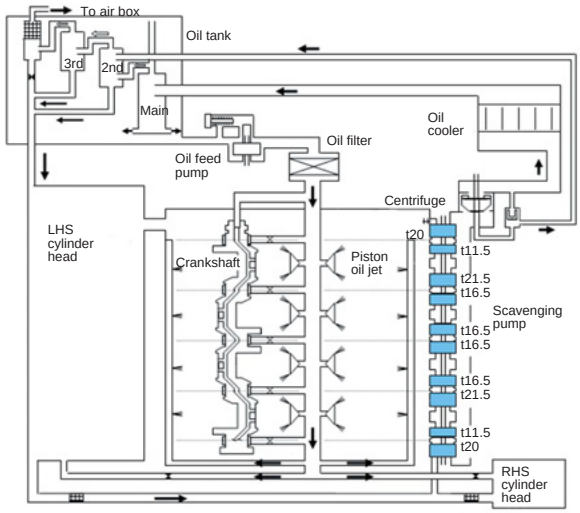

Fig. 18　Oil system

ている．一方，ブローバイガスが多量に混入したオイルはフィードポンプの充填不良やメタルダメージなどさまざまな事象を引き起こすため，SCAV ポンプで回収後，遠心分離式のオイルエアセパレータでオイルとブローバイガスに分離して，それぞれ別通路でオイルタンクに送られる．

人がストローで水を吸う時，ストローの先端が完全に水で覆われていなければ，水を吸い上げることはできない．SCAV ポンプも同様にオイルを回収するためには吸い口をオイルで覆う必要がある．初期の SCAV ポンプの吸い込み口はクランクシャフトおよびコンロッドにたたかれたオイルが自身の慣性力で SCAV ポンプに飛び込む形式であった(Fig. 19)．この方法では逆方向に旋回Gが加わった際にオイルがSCAVポンプ吸い込み口に留まろうとはしないため，安定した回収は望めない．2004年以降は吸い込み口にオイル溜まりを設け，回収効率は改善した(Fig. 20)．

SCAV ポンプの効率改善をねらい，内部圧縮 SCAV ポンプを 2003 年に投入した．F1 の SCAV ポンプは絶対圧力で 20 から 40 kPa のクランクケース内のブローバイガスとオイルの混合物を 150 から 250 kPa の排出通路へ送り出しているので，その圧縮比は４から12程度である．このような高圧縮比で使用するポンプは従来の容積型より，内部圧縮型の方が高効率である(Fig. 21)．トロコイドポンプは本来，内部圧縮可能なポンプなので，ポート形状を遅開けにするだけで変更可能である．課題となるオイルだけを吸引した際のポンプ破壊防止は，ロータサイドにリリーフバルブを設けて対応した．性能と信頼性の観点から内部圧縮比２が採用され，これにより SCV ポンプの駆動抵抗は 30%削減でき，エンジンフリクションを 3 kW 低下させることができた．

2.3.3. ポンプロータの軽量化

ロータ材質は当初アルミ粉末焼結材を使用したが，軽量化のため，インナーロータはマグネシウム合金，アウターロータは樹脂への材料置換[1]をおこない，重量を半減化した．軟質材料採用によるロータの摩耗を防止するため，独自の低接触面圧歯形を開発した．ただし既述の通り，フィードポンプについてはねじり共振防止のため，あえて鉄系粉末焼結材を使用する年度もあった．

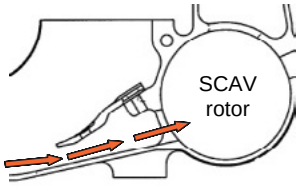

Fig. 19　Straight suction

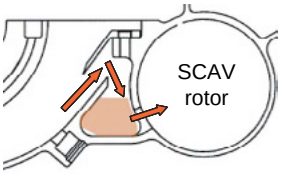

Fig. 20　Trap-type suction

2.4. 冷却系

第３期 F1 の冷却系開発は，ラジエータサイズを小型化することを目的として始められた．ラジエータサイズは空力特性に大きく影響，すなわちラップタイムに直結するためである．ラジエータサイズ低減のために，ヒートリジェクション低減，放熱性能向上が必須であり，これらを核に開発をおこった．

ジャケット形状は，ヒートリジェクションを抑制するため，冷却すべき場所のみを冷やし，不必要な熱をポートから受けないよう最小限とした．Fig. 22にジャケットの考え方を示す．また気筒間温度差を低減するため，シリンダヘッドのジャケットは独立タイプとした(Fig. 4)．これにより，従来エンジンに対しヒートリジェクションを25%低減することができ，ラジエータサイズも 25%小型化できた．

一方，放熱性能の向上には冷媒温度の高温化，つまり高水温でのオペレーションが有効である．水システム全体を365 kPaまで加圧することでボイリングを回避し，高水温下でも燃焼室壁面温度を十分低減できるよう，流速を向上させることで対応をおこなった．また高水温運転化が可能になれば，車体のクーリングオプション(ラジエータ出口側開口面積)を空力的に有利な閉じ方向にすることが可能となるため，従来エンジンが運転水温90 ℃であったのに対し，第３期では 2000 年に 120 ℃，2008 年には Max 130 ℃に達

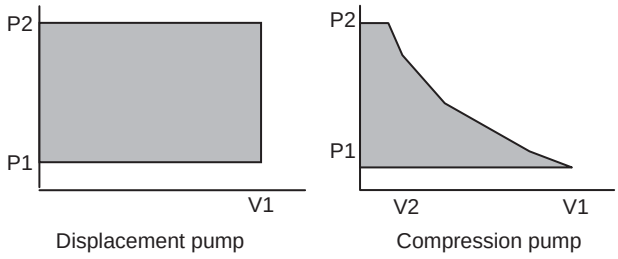

Fig. 21　Comparison of pump work

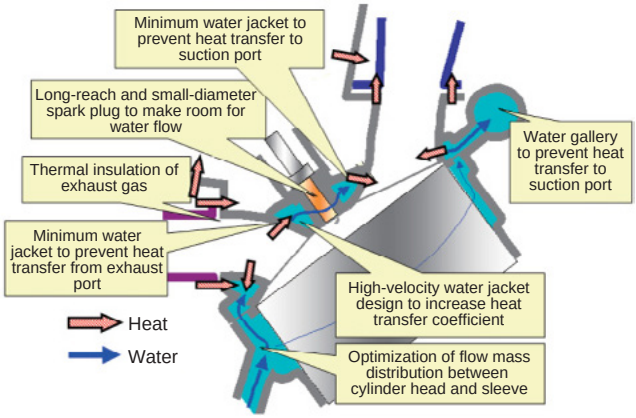

Fig. 22　Design concept of water jacket

した．また同時に水温上昇に対する出力低下を改善することができた．

Fig. 23 に水温に対するエンジン出力の影響を示す．

2002年まではラジエータとオイルクーラは車体の左右にそれぞれ分割配置されていたが，配管レイアウトを含めたシステム簡素化のため，2003年より左側にラジエータ，右側にオイルクーラという構成となった．これによりエンジン右バンクの冷却水はラジエータを通過させず，ウォータポンプ入口に還流し，L側ラジエータからもどってくる水と混合させる構造としたが，性能および信頼性への影響はなかった．

2004年以降はエンジン全長短縮の観点から，ブロックがサイアミーズ構造となったため，水流れを大きく変更した．ウォータポンプから送られる水全量を，ヘッドの各バンクに分配して前から後ろ方向に流し，次にブロックの後ろから前側へと流すことで，ジャケット内の流速を上げ，熱伝達率向上を図った．また，この構造をとることで，エンジン保水量を 3.2 L(2003)から 2.1 L(2004)に低減し，軽量化にも貢献した(Fig. 4)．Fig. 24 にジャケット構造違いでのエンジン内部測温結果を示す．流速を上げることで，燃焼室壁面およびデッキ面近傍の温度が下がっていることがわかる．またブロック軸間の温度上昇に対しては，加工により水通路を追加し対応した．

2008年以降の冷却システム開発の方向性としては，空力性能向上を目的としたラジエータの小型化であり，これを達成するためには，ウォータポンプ揚程を向上させ，水流量を増加させる必要があった．

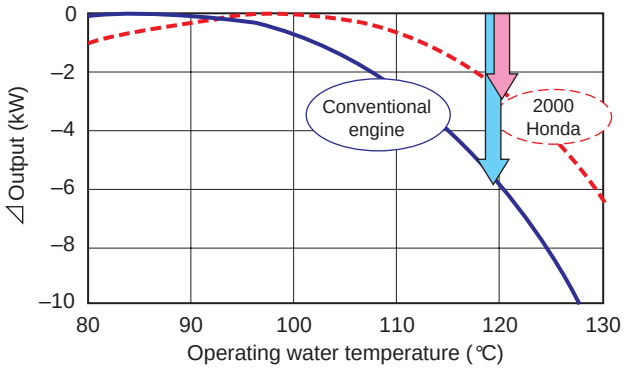

Fig. 23 Effect of water temperature on engine performance

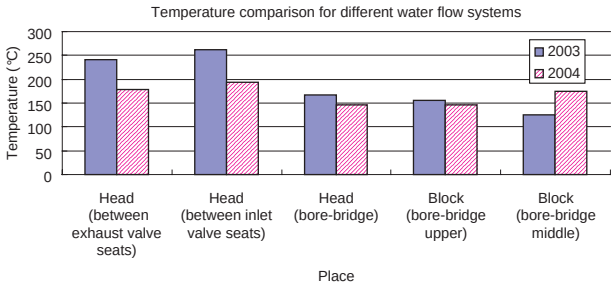

Fig. 24 Temperature comparison between 2003 and 2004

3．まとめ

車両トータル性能向上によるサーキットでのラップタイム短縮をねらい，高出力でありながら搭載性に優れる，小型，軽量，低重心，高剛性の F1 レース用エンジン骨格を開発し，下記の結果を得た．

(1)材料技術，製造技術，および冷却系と潤滑系を含めた骨格設計の融合により，エンジンの小型軽量化を推進した．その結果，3L V10 として最終年となる 2005 年には，エンジン重量 88.6 kg に到達し，他の F1 チームも含め，軽量かつコンパクトなレベルを達成した．

(2)低重心化をねらい，レシプロ系部品および高効率スカベンジングポンプの開発をおこなって，フリクション増加を抑えつつ，クランクシャフトセンタ高さ 58.5 mm を達成した．

(3)2006年に大幅改訂されたエンジンレギュレーションを最大限利用し，エンジン剛性を向上させることにより，車両トータルの横曲げ剛性を前年比50%向上させ，運動性能向上に貢献した．

(4)フィードポンプの高回転化対応技術により，エンジン各部の給油要求にきめ細かく対応するとともに，軽量コンパクト設計と駆動損失低減を可能にした．

(5)SCAV ポンプを各部独立とし，吸い口をオイル溜まり構造とすることで，オイル回収効率を改善した．また内部圧縮技術により駆動損失を 30%低減し，さらにロータの材料置換により，重量を半減させた．

(6)水ジャケット構造を最適化することにより，ヒートリジェクションを低減し，高水温下での信頼性を保ちつつ性能低下を抑制することが可能となり，車体空力性能向上に貢献した．

参考文献

(1)村井悠，土屋雅之：軽量，低フリクション樹脂オイルポンプロータの開発，Honda R&D Technical Review, F1-Special (The Third Era Activities), p.259-260

■著　者■

近藤基芳

遠藤　一

後藤哲男