

新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発

Development of New 2.0L Lean-burn Engine

新 里 智 則* 林 有 登*
Tomonori NIIZATO Aruto HAYASHI

要 旨

ホンダの次世代型 2L クラス 4 気筒パワープラントとして新型リーンバーンエンジンを開発した。このパワープラントには、可変バルブタイミングリフト機構にカムシャフト位相連続可変機構を組み合わせた i-VTEC をはじめとする新技術が採用された。この結果、最高出力 113kW、最大トルク 186N・m の性能と 10・15 モード燃費 14.2km/L の低燃費および平成 12 年度基準排出ガス 50%低減レベルの低エミッションを両立することができた。また、従来機種に対してエンジン重量 10kg の軽量化とエンジン全長を 54mm 短縮化し、搭載性向上を図ることができた。

ABSTRACT

A new lean-burn engine that was developed as a 4-cylinder power plant for Honda's next generation 2L-class vehicle. New mechanisms, such as i-VTEC which combines variable valve timing and lift control and cam shaft phase continuation variable control, have been applied to this power plant. As a result, it was attained to 113kW maximum output and 186N・m maximum torque with good fuel economy which was 14.2km/L in 10・15 mode fuel consumption and low emission that filled a half of 2000 Japanese exhaust gas regulation. For improvement of assembly conditions, engine weight 10kg became light and engine full length were shortened 54mm to the conventional model.

1. まえがき

環境問題に対する世界的な関心の高まりの中で、自動車用エンジンの低燃費、低エミッション化の技術開発を進めることは大変重要である。また、多様化するユーザの志向の中でミディアムクラスの車体に搭載されるエンジンについては走り、静粛性への要求もますます高いものとなっている。

このような流れを受け、環境への負荷低減と高い動力性能を高次元でバランスさせることを目標とし、次世代 2L エンジンを新たに開発した。S2000 で開発された高出力かつ軽量・コンパクトな DOHC-VTEC エンジン⁽¹⁾をベースとし、新たにカムシャフト位相連続可変制御(VTC機構)とを組み合わせた新システムを用いることにより、低燃費、低エミッションと高トルク、高出力との両立を図った。本稿ではエンジンの主要技術内容と構造について概要を述べる。

2. 開発のねらい

新エンジンの開発にあたっては次世代の主力エンジンとして種々の車体に搭載されることも考慮し、以下のような

目標を設定した。

- (1) トップクラスの低燃費を達成するための高効率化
- (2) エミッションは平成 12 年度基準排出ガス 50%低減レベル(以下 J-LEV)に適合し、さらに高いレベルの規制にも対応可能な構造とすること
- (3) ユーザにとってもっとも使用頻度の高い中低速の出力性能向上
- (4) 小型の車体にも搭載可能とするための軽量・コンパクト化

また、トランスミッションも合わせて開発することによってトータルバランスを追求し、目標の実現を目指した。

3. エンジンの概要と主要諸元

Table 1 に新型エンジン(K20A)の主要諸元を従来型エンジン(F20B)と比較して示す。さらに、Fig.1 に K20A エンジンの出力特性を、Fig.2 に断面図をそれぞれ示す。

K20Aエンジンでは出力向上手法として、高圧縮比化、吸気バルブ径の拡大などとともにフリクション低減のためにローラフォロア付きロッカアームやピストンスカート部の表面処理などを採用した。また、動弁系には従来から実績の

*栃木研究所

Table 1 Engine specification

Engine type	K20A New type	F20B Previous type
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × Stroke (mm)	86 × 86	85 × 88
Displacement (cm ³)	1998	1997
Compression ratio	9.8:1	9.0:1
Valve train	DOHC i-VTEC	SOHC VTEC
Valve diameter (mm)		
Inlet	35	34
Exhaust	30	29
Fuel supply system	Programed fuel injection	Programed fuel injection
Ignition system	Programed ignition	Programed ignition
Recommend gas	Regular unleaded	Regular unleaded
Maximum output (kW/rpm)	113/6 500	110/6 200
Maximum torque (N·m/rpm)	186/4 000	186/5 000
10-15mode fuel consumption (km/L)	14.2	12.4
Exhaust emission	J-LEV	J-LEV

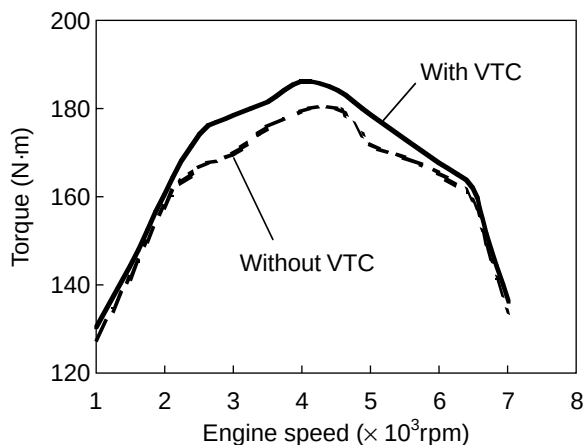


Fig.1 Torque of K20A engine

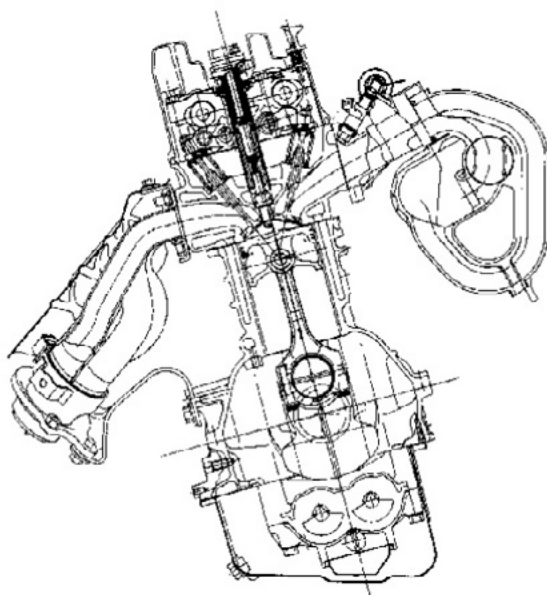


Fig.2 Section view of K20A engine

あるVTEC機構(VTEC; Variable Valve Timing and Valve Lift Electric Control)とともにカムシャフト位相連続可変機構(以下 VTC 機構/ VTC; Variable Valve Timing Control)をホンダとして初めて採用し、これらの機構を融合させたi-VTECに発展させることにより全運転領域にわたる性能向上を図った。従来型のVTEC機構では低速時と高速時でカムシャフトの作用角とバルブリフトを2段または3段階に換えて低中速トルクと高出力を両立させていたが、VTC機構ではさらに負荷に応じてバルブタイミングを連続的に変化させることによってバルブリフト特性を常に最適な設定とすることにより、体積効率向上を図った。

動弁系の駆動にはエンジン全長短縮とメンテナンスフリー化を考慮しサイレントチェーンを採用した。また、4気筒エンジン特有の2次振動の低減とこもり音を抑制するバランスシャフトもサイレントチェーン駆動としオイルパン内蔵型とした。吸気システムとしては中低速トルクを向上させるためロング管長の樹脂製インテークマニホールドを採用し、ロータリー式バルブによって管長切換えを行い高回転域の出力との両立を図った。

また車体に対して前方吸気・後方排気の搭載レイアウトを採用することで、排気干渉を低減するデュアル排気システムを用いつつ、触媒をエンジンに近い位置に置くことができた。これにより始動時の触媒活性化が促進されエミッションの向上と出力向上の両立を図ることができた。

さらに新構造、新機構を採用することにより F20B に対してエンジン全長の 54mm 短縮化と 10kg の軽量化を達成した。

4. i-VTEC について

i-VTEC の制御システム概要を Fig.3 に、制御マップを Fig.4に示す。K20Aエンジンでは高出力と低燃費、低エミッションを高次元でバランスさせるため、運転条件によってバルブタイミングとオーバーラップ量、カムの作用角量を最適制御する i-VTEC を採用した。これは、従来の油圧切換えピンによりロッカアームを連結させてカムプロフィールを変化させる VTEC 機構と、アクチュエータにかかる油圧によりカムシャフトの位相を連続的に変化させる VTC機構とを組合わせて最適制御を行うシステムである。

VTEC の低速用カムシャフトと高速用カムシャフトの切換えエンジン回転数は約2 000rpmに設定されている。低速用カムシャフト作動時は片方の吸気バルブをほぼ休止させ空気の流速をあげて体積効率を向上させる。高速用カムシャフトは高いリフト量と広い作用角により出力向上を図っている。さらに、VTC機構は高負荷域ではそれぞれのカムシャフトにおいて体積効率が最も高くなるように吸気バルブの閉じる角度を変化させる。また、低負荷域では燃費およびエミッションを重視してオーバーラップ量を制御する。

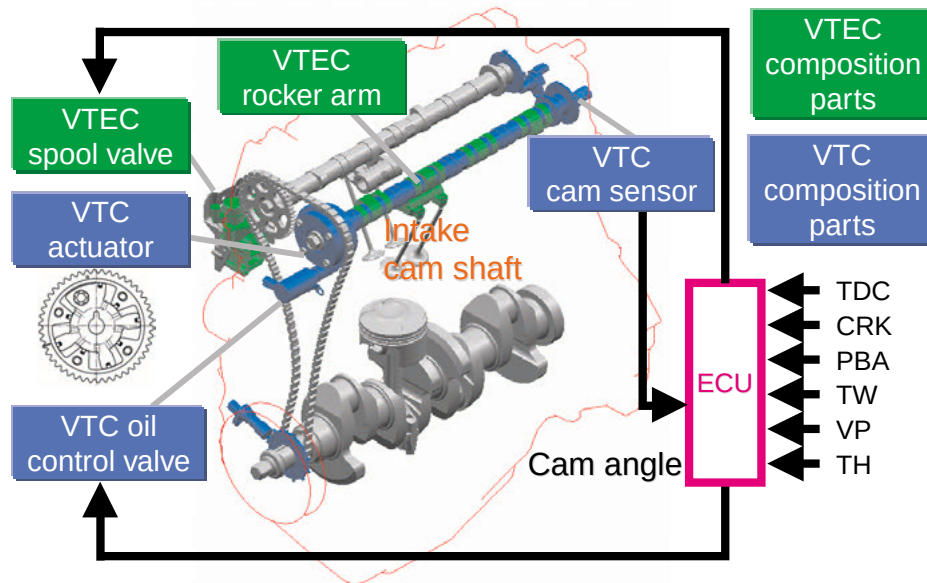


Fig.3 Construction of i-VTEC systems

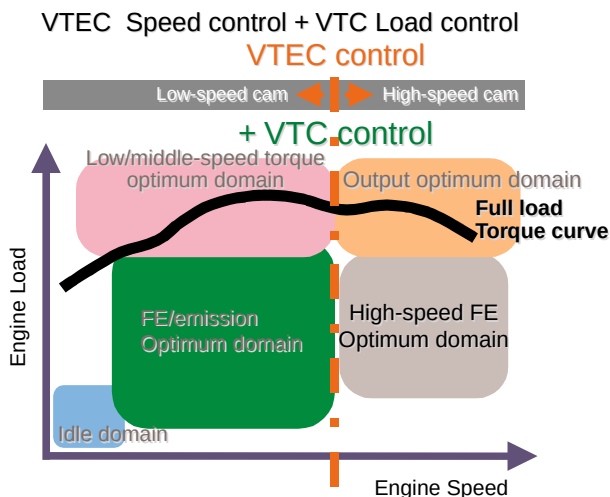


Fig.4 Outline of i-VTEC operation map

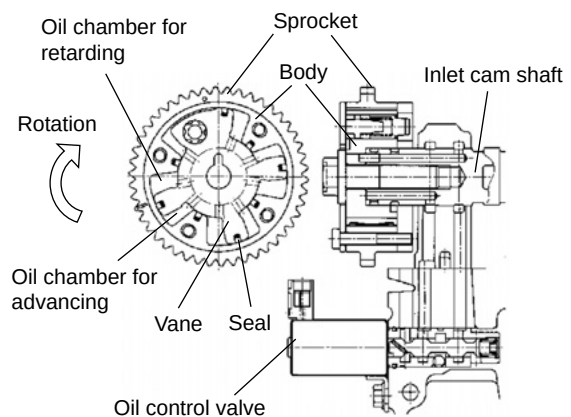


Fig.5 VTC unit and control system

さらに、アイドル領域では回転変動が小さくなるようにオーバーラップ量を低減する。

VTC の構造概要図を Fig.5 に示す。ECU から送られた信号がオイルコントロールバルブを制御しアクチュエータ内に油圧を供給する。供給油圧は制御に応じて進角室・遅角室に作用しバネが進角・遅角動作を行ないカムシャフトの位相が変化する。以上のように VTEC 機構と VTC 機構を融合した i-VTEC により全運転領域で最適制御を行うことで高出力かつ低燃費なエンジンとすることができた。

5. 燃費

K20A エンジンでは燃費向上のためリーンバーンを採用するとともに各部の徹底的なフリクション低減を行った結

果、大幅な燃費向上を達成した。以下に各技術内容を述べる。

5.1. 燃焼改善

5.1.1. シリンダヘッド

リーンバーンにおける希薄燃焼限界向上のため、吸気ポートには強いスワール流を発生させるポート形状を採用した。吸気バルブは VTEC 機構により低速域において片方の作動をほぼ休止(1mm リフト)させており、1 バルブ微小リフトとポート形状を組み合わせることによってシリンダ内に強いスワール流を与え、燃焼を促進し燃費向上を図った。一般的にはスワール流を強化したポートは吸入抵抗が高く出力向上は困難であるが、ポート形状を工夫することにより両立させた。

Fig.6 にヘッドポートの形状を、Fig.7 にポートの平均流

量係数とスワール比の関係を示す。K20Aの吸気ポートは従来形状と比較して高い出力ポテンシャルを有することがわかる。ポート形状は希薄燃焼限界と2バルブ時の平均流量係数とのバランスを考え、スワール比=3.4, 平均流量係数=0.288と設定した。

シリンダヘッドの構造は、2本のカムシャフトの支持部を別体部品とすることで SOHC と同等にコンパクト化でき、機械加工数も大幅に削減することができた。

また、ピストン頂部のボウルイン形状、シリンダヘッドのスキッシュ形状の改良を行うとともにイリジウム電極による細軸中心電極、ワイドギャップスパークプラグなどを採用し急速燃焼と希薄燃焼限界向上を図った。

5.1.2. バルブタイミングの最適化

i-VTECによる燃費改善効果としては、従来からの1バルブをほぼ休止させた場合の急速燃焼に加え、バルブタイミングを変化させることによって得られるバルブオーバーラップ量と筒内乱れの制御によるポンピングロスの低減、希薄燃焼限界の向上があげられる。K20Aエンジンではこれらの燃費改善効果が最大限に生かせるように i-VTEC の設定を行った。

リーンバーン時における i-VTEC は1バルブをほぼ休止させたことによる急速燃焼とともにVTC機構によるポンピングロスと筒内乱れの変化による燃焼改善効果を考慮して設定した。Fig.8に希薄燃焼下で吸気バルブタイミングを変

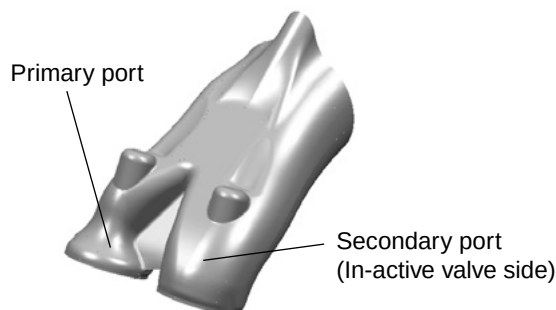


Fig.6 Intake port configuration of K20A

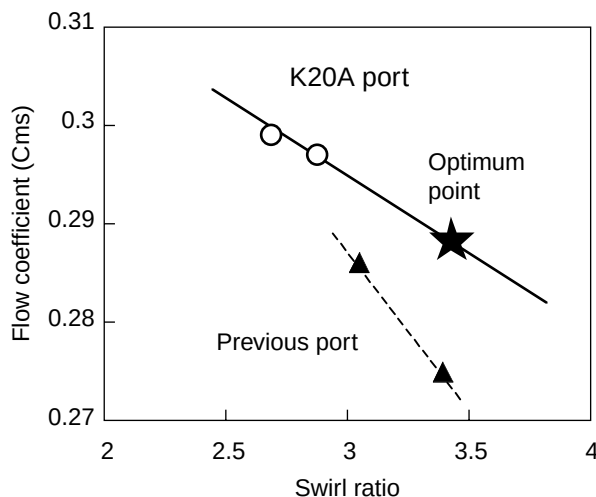


Fig.7 Relationship of swirl ratio and flow coefficient

化させた場合の Pmi 変動率を示す。燃焼安定性を示す Pmi 変動率は吸気バルブの開弁時期が ATDC20 ~ 35deg 付近で最低となっており燃焼が最も安定している。これは吸気バルブタイミングの遅開きにより比較的ピストンが下がってから混合気が高い速度で流入するため筒内乱れが強められた効果と、バルブオーバーラップが減少したことによる残留ガス減少の影響により燃焼が改善したものと考えられる。

Fig.9に空燃比に対する図示燃料消費率と Pmi 変動率を示す。高圧縮比化、バルブタイミングの適正化に加え、吸気ポートのスワール効果、ピストン頂部形状を含む燃焼室形状による希薄燃焼限界の向上により設定 A/F は 23 とすることができ、図示燃料消費率は F20B に対して 10%向上した。また、リーンバーンエンジンで課題となる希薄燃焼時の NOx 排出量については、リーン NOx 触媒を採用すること

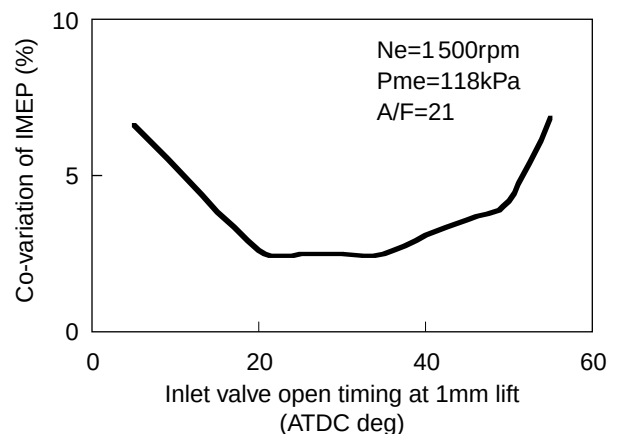


Fig.8 Influence of inlet valve open timing for lean mixture combustion stability

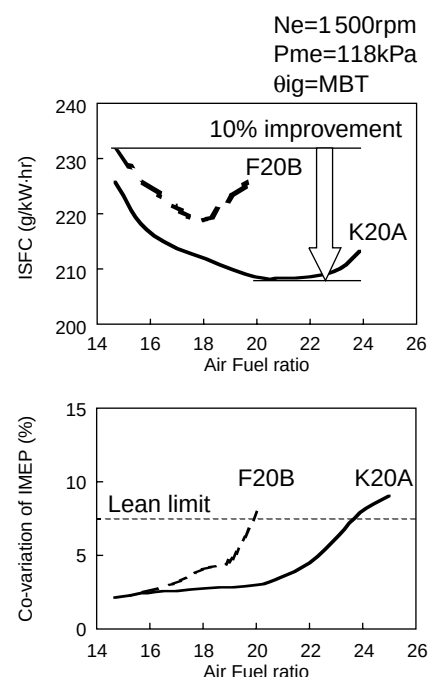


Fig.9 ISFC improvement and co-variation of IMEP

で解決した。

運転条件によってはリーンバーンを行わず理論空燃比で制御を行う場合がある。理論空燃比における燃費改善手法としては排気ガスを再度吸入させる EGR が有効であるが、i-VTECではバルブオーバーラップ量を変化させて吸気管内に逆流した排気ガスを吸入する内部 EGR の効果を利用した。

Fig.10 に吸気バルブの開くタイミングと燃費変化量の関係を示す。また、従来型エンジンに用いられている外回し配管による EGR(外部 EGR)との燃費改善効果を比較して Fig.11 に示す。バルブタイミングを進角させるとオーバーラップ量が増え排気ガスが吸気側に逆流するため内部 EGR が増加し、ポンピングロスの低減と作動ガスの比熱比の向上、および熱損失の低減により燃費が改善する。しかし EGR 量が多すぎると燃焼が不安定になり失火が起こる。i-VTEC では高スワールポートと 1 バルブのほぼ休止とを組合せることにより EGR 量を増加させた場合でも安定した燃焼が得られ燃費は 5 %改善した。さらに、外部 EGR との燃費改

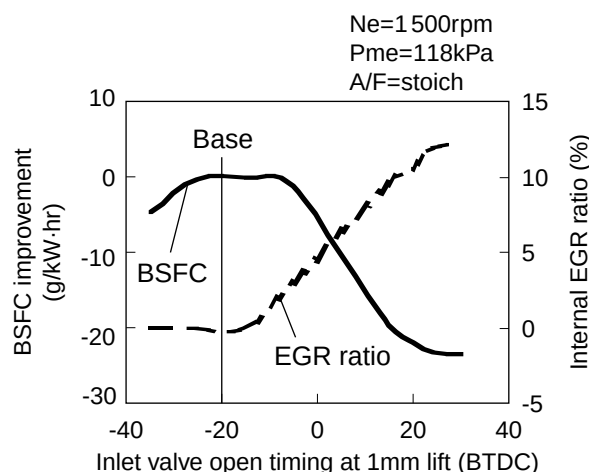


Fig.10 Influence of inlet valve open timing for BSFC improvement

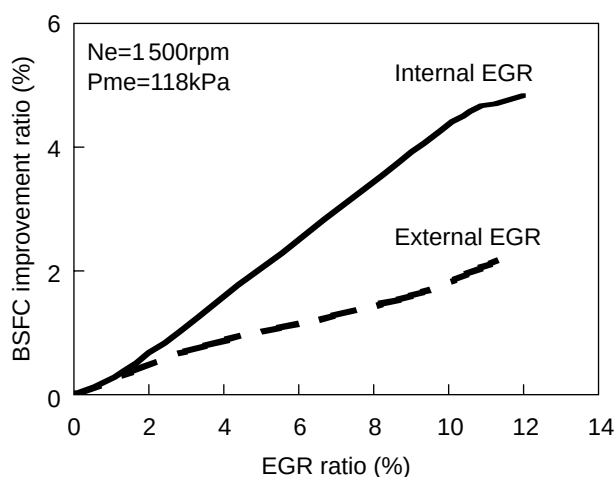


Fig.11 Comparison of BSFC improvement with internal and external EGR

善効果を比較した場合、同一 EGR 量において内部 EGR の方が外部 EGR よりも燃費改善割合が大きい。これは、オーバーラップ量を変化させる内部 EGR の方が、還流ガス温度が高いことと吸気弁閉じ角が下死点側に近づくことによる有効圧縮比の上昇に起因するものと考えられる。VTC機構は各エンジン回転数と負荷で燃費が最小となるバルブタイミングで設定した。

また、アイドル域ではオーバーラップ量を少なく設定することにより不整燃焼の発生など商品性を損なうことなく、燃費に大きく影響するアイドル回転数を 50rpm 低下させることが可能となりモード燃費を 2 %向上させている。

5.2. フリクション低減技術

機械損失の低減についても各部の改善を行なった。Table 2 にフリクション低減のために採用した技術項目一覧を示す。K20Aエンジンでは摺動面の油膜保持性を向上することにより摺動抵抗の低減を図るとともに、バルブスプリング荷重の見直しなどを行った。この結果 Fig.12 に示す部分負荷時のフリクションは量産他機種と比較して 7 %以上低減した。以下に各要素技術について説明する。

Table 2 Specification of friction reduction technology

Parts	Applied technologies friction reduction
Rocker arms	Roller follower
Valve springs	Spring full lift load reduction
Camshaft	Camshaft bearing clearance optimized
Piston	Skirt contact surface product reduction Skirt surface micro dimple machining Skirt surface molybdenum coating
Piston rings	Tension reduction
Oil pump	Rotor miniaturization Relief setting oil pressure down
Crank janal bearing	Surface single-cut turning machining
Balancer janal bearing	Surface single-cut turning machining
Cam chain tensioner	Tensioner spring load optimized
Engine oil	Low viscosity oil (0W-20)

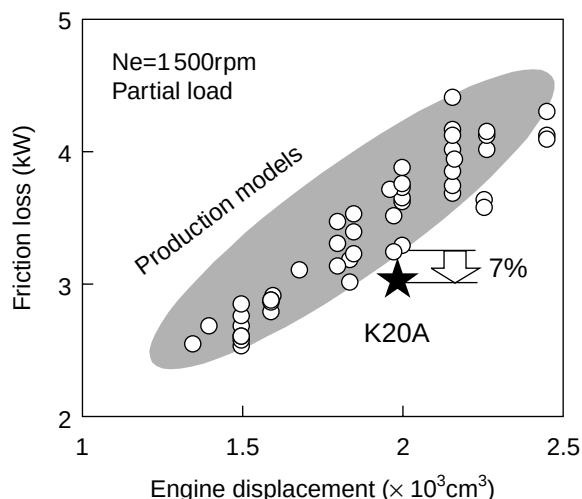


Fig.12 Friction loss and displacement

5.2.1. 動弁系

動弁系はフリクション低減のため全てローラフォロアとした。吸気側にはローラ同軸3ロック構造VTECを採用し、排気側には軽量化とコスト低減を図りアルミダイキャスト製の2バルブ一体型構造を採用した。吸気側ロッカアームの製法はロストワックス精密鋳造とし、素材精度の高さを生かした軽量で高回転追従性の高い構造とした。Fig.13にロッカアームの構造図を示す。

5.2.2. ピストン

燃費向上の対応として、ピストンについては徹底的な軽量化とフリクション低減技術を取り入れた。ピストンはFig.14に示すようにピストンスカートおよびコンプレッション高さの短縮、スカート幅の縮小などを行い従来比-10%の軽量化を達成した。軽量化により耐久性低下が生じないように、各部応力、スカート面圧などをCAE解析によって評価し、構造の最適化を図っている。フリクション低減としては軽量化による側圧低減、スカート幅の縮小による油膜剪断面積の低減に加え、スカート表面にマイクロディンプル加工⁽²⁾およびモリブデンコーティングを施すことにより油膜保持性向上を図り、ピストン系のフリクションを約25%低減した。

6. 出力性能

6.1. 吸気系

吸気系は軽量化のために樹脂製インテークマニホールドを採用した。さらに中低速トルク向上と高出力の両立を図

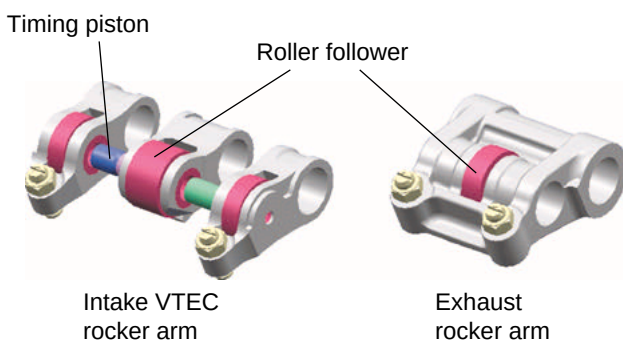


Fig.13 Rocker arm



Fig.14 Piston configuration

るため、切換えバルブを用いた可変管長構造となっている。切換えバルブには従来型のバタフライ式に比べて流動抵抗の小さいロータリー式を採用した。Fig.15にインテークマニホールドの断面図を示す。インテークマニホールドを従来のアルミニウム合金から樹脂にすることでエンジンからの熱伝達を抑制し吸入空気温度が低下させたことで体積効率が高くなり出力が向上した。インテークマニホールドの管長の選定にあたってはコンピュータシミュレーションを用い種々の条件を変化させて基本的な諸元を設定した。Fig.16に管長を変化させた場合の体積効率計算結果を示す。従来機種で採用していた $L \approx 300\text{mm}$ では高回転の体積効率は充分であるが中低速付近で低下し、いわゆるトルクの谷が発生する。これに対して2種類の管長を切り替えることにより全域での高い体積効率向上を目指した。管長は

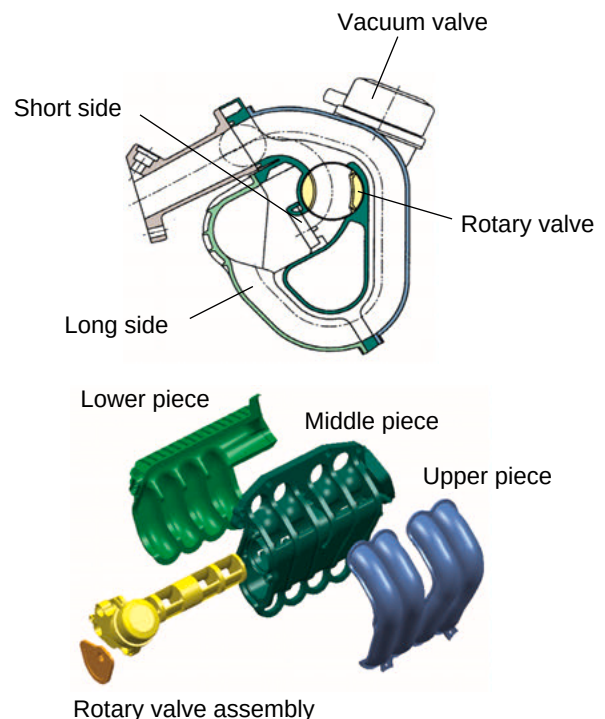


Fig.15 Dual mode resin intake manifold

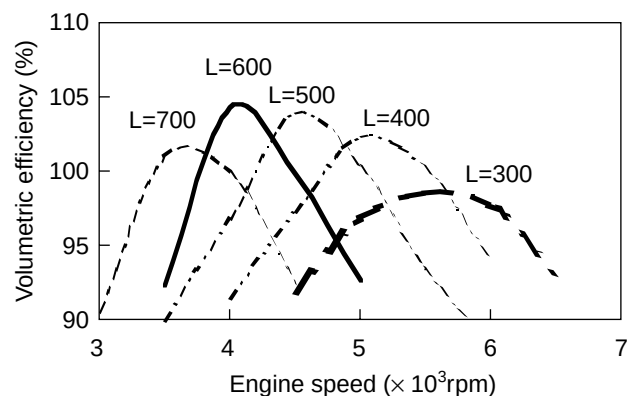


Fig.16 Influence of intake manifold on volumetric efficiency

体積効率と搭載スペースを考慮し $L = 540\text{mm}$ と 270mm に設定した。さらに、VTCによりトルクが最も向上するバルブタイミングをエンジン回転数に応じて設定することにより F20B に対し約 13%の中低速トルク向上を達成した。Fig.17 に i-VTEC による中低速トルク向上の効果を示す。

6.2. 排気系

エキゾーストマニホールド、エキゾーストパイプは排気干渉を低減し出力向上を図るためデュアル排気システムを採用したが、触媒を短時間で昇温させるために熱容量の小さいステンレスパイプ製を採用するとともに、合流部の仕切り板をパイプ中央部に設けた e 断面構造を採用することで放熱表面積を低減し出力と低エミッションを両立している。さらに F20B 用の FC 製 4-1 エキゾーストマニホールドと比較して 1.3kg の軽量化を達成した。

Fig.18 に排気系の構造を、Fig.19 に排気系をシングルからデュアル化した場合の出力向上効果を示す。

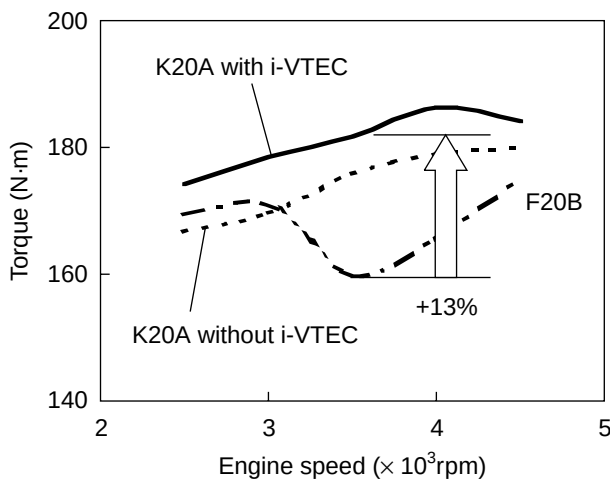


Fig.17 i-VTEC torque improvement effect

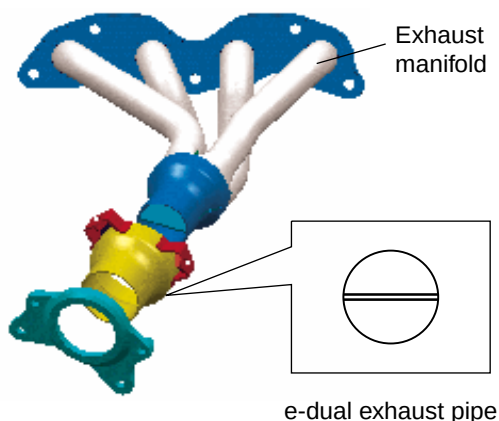


Fig.18 Configuration of e-dual exhaust system

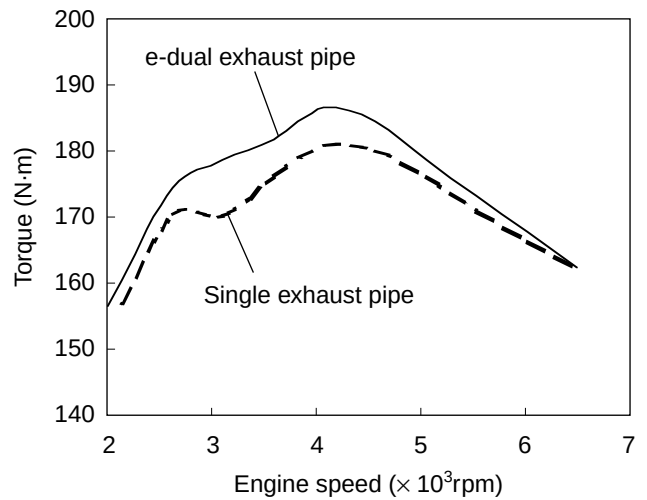


Fig.19 Effect of e-dual exhaust

6.3. エミッション性能

K20A エンジンでは後方排気方式、低ヒートマス排気系、3元触媒と合わせリーン NOx 触媒を採用することにより低エミッション化を図った。Fig.20 にエンジン始動直後の3元触媒の昇温特性を示す。

F20B と比較して触媒活性化温度に達成する時間が短く、始動時エミッションの低減を実現している。

7. エンジン構造

K20A エンジンにおいては、出力性能、燃費などに加えて、静粛性(NV: Noise and Vibration)、軽量化、コンパクト化についても基本構造面からの改良を行った。以下にこれらを具現化するために採用した構造について記述する。

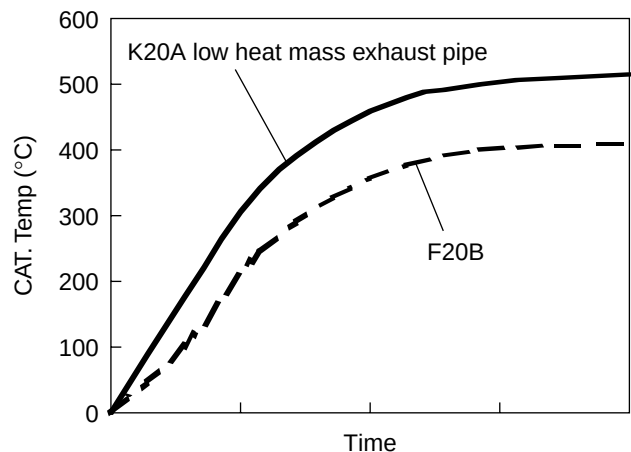


Fig.20 Comparison of catalyst temperature after engine start

7.1. NV向上

7.1.1. シリンダブロック構造

加速時や高回転運転時のエンジン騒音を悪化させるクランク打音、パワープラント共振などを低減させるためFC製ベアリングキャップを鑄込んだロワブロック構造を採用した。クランク打音に対してはジャーナル部の剛性を向上した効果により振動伝達を抑制し、パワープラント共振に対してはトランスミッションとの締結点を従来のディープスカートよりも高剛性なロワブロックに設けることによってパワープラント曲げ剛性の中で最も弱点となるトランスミッション合わせ面部分の結合剛性を向上させている。Fig.21 にロワブロックを用いたシリンダブロックの構造を示す。また、Fig.22 にロワブロック構造と従来のディープスカート+独立ベアリングキャップ構造におけるパワープラント曲げ剛性向上の効果をトランスミッション先端前後方向の振動応答データで示す。

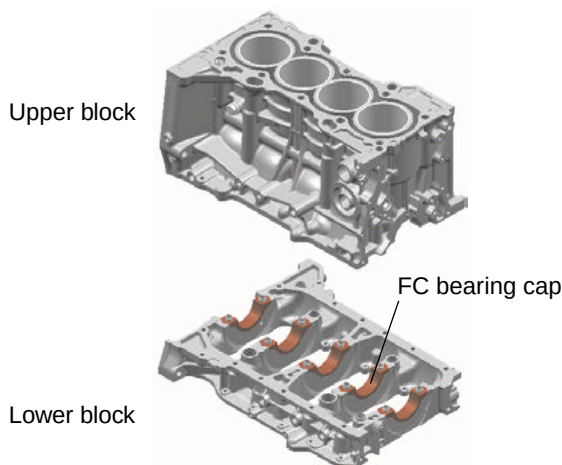


Fig.21 Cylinder block

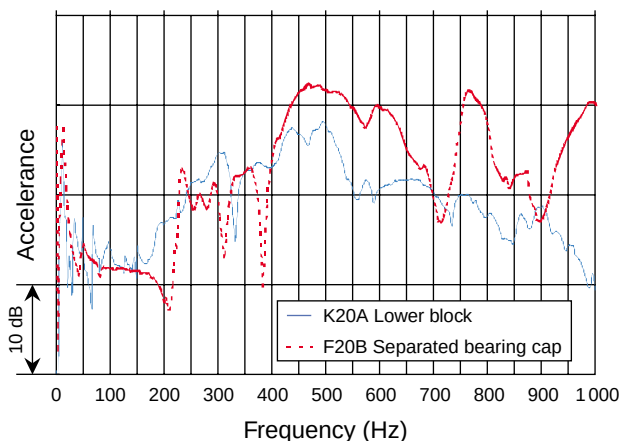


Fig.22 FRF of power plant (Lateral bending direction)

7.1.2. 下置きバランサ・オイルポンプ構造

直列4気筒特有の2次振動を打ち消し車体こもり音を低減するために2次バランサを採用した。バランサシャフトと同軸にトロコイド型オイルポンプを設けることで機能の集約化、構造の簡素化を図っている。Fig.23 にオイルポンプ内蔵バランサ機構の構造を示す。バランサシャフトはリア軸をクランクシャフトからチェーンで駆動し、フロント軸はヘリカルギアによって反転駆動される。バランサホルダを上下2分割にし半割りメタルを採用することで、バランサウエイトとジャーナルの外径を最適設定でき、バランサシャフト1本あたり2ジャーナルのコンパクトな構造とすることができた。オイルポンプロータはバランサシャフトのフロント軸によって駆動されエンジン回転数の2倍で回転する。このため、従来のクランク軸直結構造に比較してロータ外径は約1/2に小径化でき高効率化を図った。また従来型構造に対してチェーン駆動化とブロック下置き化によってエンジン全長を25mm短縮した。

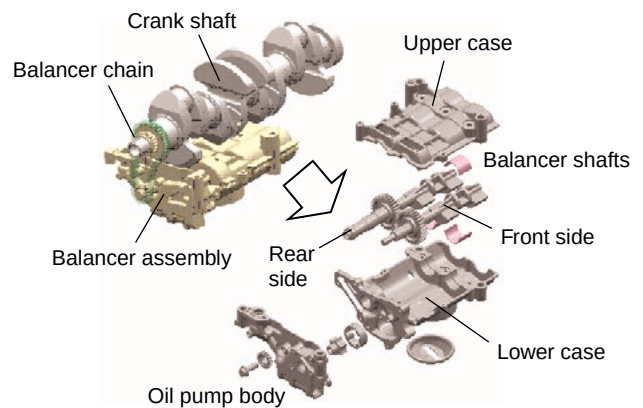


Fig.23 Balancer system

7.2. 軽量・コンパクト化

7.2.1. 可変管長樹脂製インテークマニホールド

切換えバルブを含めた樹脂化によって、従来型のアルミ合金製切換えインテークマニホールドと比較して6.0kgの軽量化を実現した。

7.2.2. カムシャフト駆動システム

カムシャフトおよびバランサまわりの駆動にはサイレントチェーンを採用し、従来のタイミングベルト駆動に対してエンジン全長を13mm短縮した。また、システムの耐久信頼性向上に伴い定期メンテナンスも廃止した。Fig.24 にカムシャフト駆動チェーンのレイアウト図を示す。カムシャフトはFCD材の中空構造を採用し、従来のDOHC用カムシャフトに対して台当たり0.7kgの軽量化を図った。また、中空部分をカムジャーナル給油用のオイル通路として活用することにより、シリンダヘッドまわりの構造を簡素

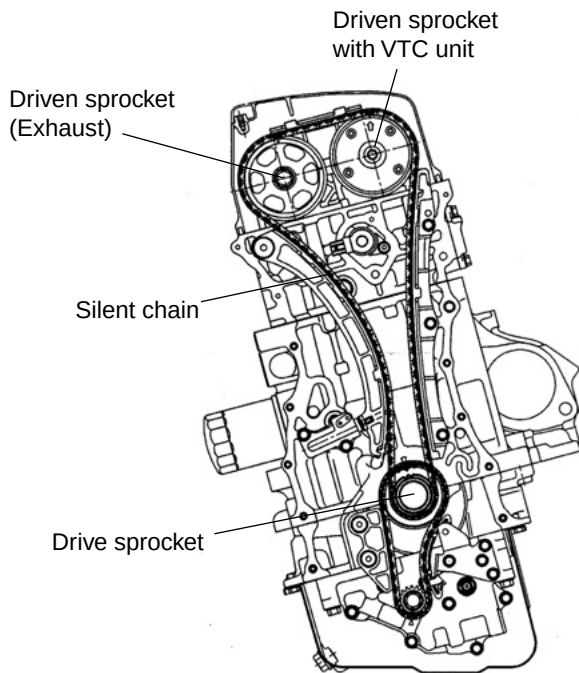


Fig.24 Camshaft train layout

化している。さらに、FCD中空カムシャフトとしては初めてクイックキャスト製法と呼ばれる、直接金型によって素材を鋳造する製造技術を採用し、コストダウンを図った。

7.2.2. 補機駆動システム

補機駆動システムにはサーペンタイン式ベルト駆動を採用した。ポリVベルト一本ですべての補機を駆動することで従来の二本掛け構造に対し 16mm のエンジン全長短縮を実現した。Fig.25 に示すようにカムシャフトのチェーン駆動化、バランス・オイルポンプの下置き化、サーペンタイン

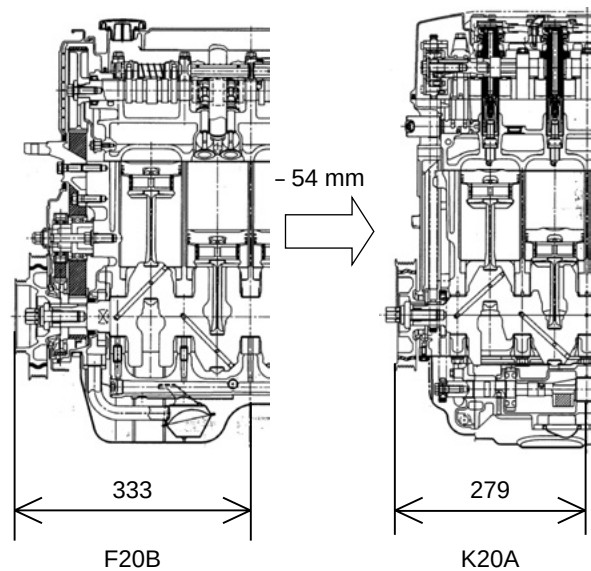


Fig.25 Comparison of engine length

補機ベルトの採用によりエンジン全長はトータルで F20B エンジンに対し 54mm 短縮した。

補機ベルトテンショナにはメンテナンスフリー化のためねじりバネ式のオートテンショナを採用した。また、従来はタイミングベルトで駆動していたウォーターポンプをカムシャフトのチェーン駆動化に伴い補機ベルト駆動とした。

8. まとめ

K20A エンジンを開発するにあたっての課題と技術項目をまとめて Table 3 に示す。

i-VTECを軸とした出力向上、燃費改善技術と同時に低エ

Table 3 K20A main technology

Subject	Main technology
<u>Good fuel economy</u>	• i-VTEC • High swirl intake port • Friction reduction technology (see Table 2)
<u>Low emission</u>	• Back exhaust layout • Lean NOx catalyst
<u>High performance</u>	• High compression ratio • e-dual pipe exhaust manifold • Dual mode resin intake manifold
<u>Light weight and compact</u>	• Formation of serpentine accessories belt • Camshaft and balancer chain drive
<u>Silent (NV improvement)</u>	• High rigidity cylinder block • Balancer in oil pan

ミッション技術を取り入れることにより次世代 2L エンジンとしての高い目標を実現することができた。同時に軽量・コンパクトかつ静粛性を高めることで、種々の車体への搭載性を持たせることができた。

9. あとがき

K20Aエンジンは、これからの環境の変化やユーザの多様なニーズに対応するため、排気量拡大やホットバージョンなどといったエンジン派生が可能な構造をもたせてある。現時点の完成度に満足することなく時代の要求に応じた技術の向上に努めていきたい。

最後に本エンジンの開発にあたり、研究所内外でご支援頂いた方々に心より感謝致します。

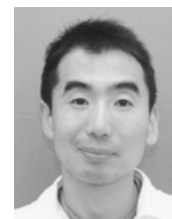
参考文献

- (1) 明本 他：S2000 用高出力低エミッション DOHC-VTEC エンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.29-38 (1999)
- (2) 荻原秀美：表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減技術, 微粒子衝突表面改質研究会主催講演会(最新の表面改質技術 微粒子衝突表面改質技術の応用)(1999)

■ 著 者 ■



新里智則



林 有登