

新型 1.0 L 直列 3 気筒ガソリン直噴過給 ダウンサイジングエンジンの開発

Development of New 1.0 L I3 Gasoline Direct Injection Turbocharged Downsizing Engine

前 山 一 樹*
Kazuki MAEYAMA
町 田 菜穂子*
Naoko MACHIDA
柴 田 光 弘*
Mitsuhiro SHIBATA

小 松 弘 崇*
Hirotaka KOMATSU
寺 尾 朗*
Akira TERAOKA

浅 利 大*
Masaru ASARI
吉 尾 悠*
Yu YOSHIO

要 旨

ABSTRACT

環境性能と走りを両立する新世代パワートレイン技術群である EARTH DREAMS TECHNOLOGY の一環として、燃費低減と走行性能を両立する新型 1.0 L 直列 3 気筒 VTEC TURBO エンジンを開発した。

当エンジンは既に市販化されている 1.5 L と 2.0 L の 4 気筒 VTEC TURBO エンジンと燃焼コンセプトを同一とし、高タンブル吸気ポート、多噴孔インジェクタ、吸気と排気の両方のカムシャフトに装備される Valve timing control など共通技術として適用している。それに加えて可変容量オイルポンプ、油中タイミングベルト、細軸クランクシャフトなどの技術によりフリクション低減を徹底しておこなった。当エンジンを搭載した小型クラスの車両では、欧州モードにて燃費を従来エンジン比で 26% 低減しながら、新開発の小型ターボチャージャーにより低中速トルクを 20% 向上した走行性能を達成した。そのうえで振動、騒音については十分な性能を確保した。

A new 1.0 L inline 3-cylinder VTEC TURBO engine that achieves enhanced fuel economy and driving performance has been developed as part of the cluster of new-generation power train technologies known as EARTH DREAMS TECHNOLOGY, which realizes both environmental and driving performance.

This engine has the same combustion concept as the previously released 1.5 L and 2.0 L 4-cylinder VTEC TURBO engines, and also applies common technologies such as high-tumble-flow intake ports, multi-hole injectors, and valve timing control of both the intake and exhaust camshafts. In addition, technologies such as a variable displacement oil pump, timing belt in oil system, and narrow crankshaft have been applied to comprehensively reduce friction. A compact class vehicle with this engine installed achieved 26% better fuel economy in European driving mode compared to the previous engine, and a newly developed compact turbocharger helped improve driving performance with 20% higher low- and medium-speed torque. Furthermore, both vibration and noise were kept in competitive level.

1. まえがき

欧州、北米をはじめとする先進国では 2020 年から 2025 年に掛けて新たに燃費規制目標値が強化され、諸進展国もこれに同調していることから、欧州 OEM を中心に燃費規制と商品競争力を両立させる技術であるダウンサイジングターボエンジンが展開されつつある。

Honda においても環境性能と走りを両立する新世

*四輪 R&D センター

代パワートレインの技術群である EARTH DREAMS TECHNOLOGY として 1.5 L^{(1), (2)} と 2.0 L^{(2), (3)} の 4 気筒 VTEC TURBO エンジンが市販されている。従来の自然吸気 (NA) エンジンよりも小さい排気量で、同等の動力性能を達成しつつ、フリクション低減を図って燃費の向上を実現している。

これらの VTEC TURBO エンジンは欧州、北米、中国などの市場で燃費規制対応と商品競争力の向上に貢献する世

界戦略エンジンとして位置づけられ、今回の 1.0 L 3 気筒 VTEC TURBO エンジンも、その一環を成すエンジンとして展開される。本稿では今回開発したエンジンについて、その構造と主要技術を達成性能とともに以下に紹介する。

2. 開発のねらい

ダウンサイジングターボエンジンは、同等の出力の NA エンジンに対して排気量が小さいゆえにフリクションが低く、さらに低回転で高負荷の領域を使うことでポンピング損失を低く抑え、燃費を向上できることが特徴である。また、加速や高速走行で大きな出力が必要な場合はターボによる過給により、小排気量でありながら十分な走り性能を得ることが可能である。今回、以下を目標としてダウンサイジングと種々のフリクション低減による燃費向上技術を採用した 1.0 L 3 気筒 エンジンの開発をおこなった。

- (1) 従来の 1.8 L NA エンジンに対し、同一車格において 20% 以上の燃費向上
- (2) 低中速トルク 20% 向上
- (3) 往復運動質量で発生する 3 気筒特有の振動の抑制

上記の燃費目標から 1.8 L NA エンジンに対するフリクション低減率と、ダウンサイジングで課題となる過給が作用しない発進時などの加速応答性を満足するように排気量を選択した。Fig. 1 に本エンジンの外観図を示す。



Fig. 1 Overview of developed engine

3. エンジン仕様と主要諸元

当エンジンの仕様諸元を従来の 1.5 L および 1.8 L の NA エンジンと比較する形で Table 1 に示す。既存の生産設備を最大限に活用するため、ボア径などの主要寸法は従

Table 1 Comparison of engine specifications

Engine specifications	Developed 1.0 L I3 turbocharged	Previous 1.5 L I4 NA	Previous 1.8 L I4 NA
Displacement [cm ³]	988	1496	1798
Bore [mm]	73	73	81
Stroke [mm]	78.7	89.4	87.3
Stroke / Bore [-]	1.08	1.22	1.08
Compression ratio [-]	10.0	11.5	10.6
Valve number In/Ex [-]	2/2	2/2	2/2
Valve diameter In/Ex [mm]	28/23	29/25	33/26
Crankshaft main/pin journal diameter [mm]	38/35	46/40	55/45
Piston with oil gallery	Applied	Not applied	Not applied
VTC	Dual VTC	In-VTC	None
VTEC	In	In	In
Variable displacement oil pump	Applied	Not applied	Not applied
Electrically controlled thermostat	Applied	Not applied	Not applied
External EGR system	None	Hot	Hot
Fuel injection system	Direct	Direct	Port
Camshaft drive	Timing belt	Timing chain	Timing chain
Fuel	RON 95	RON 95	RON 95
Power [kW/rpm]	95/5500	97/6600	106/6500
Torque [Nm/rpm]	200/2250	155/4600	174/4300

来の 1.5L NA エンジンと共通にしながらも、約 50% の部品は当エンジン用に新たに開発された。

当エンジンはフリクション低減技術として細軸クランクシャフト、油中タイミングベルト、可変容量オイルポンプ、電子制御サーモスタットなどを採用していることが主な特徴である。また、エキゾーストマニホールドと一体化したシリンダヘッドの後面にターボチャージャを直に取付けてヒートマスを低減している。これにより早期暖機を促し、エミッションを低減するとともに、暖機過程で必要となる空燃比のリッチ化による燃費性能低下を抑制している。

4. 構造と達成技術

4.1. シリンダブロックおよびシリンダヘッド

シリンダブロックはダイキャスト製法によるアルミ合金製で、鋳鉄製ライナが鋳込まれる。出力密度の増加に対応した冷却性能の向上をねらい、冷却水をシリンダブロック前方面に形成されたサブジャケットで分流する二系統冷却構造とした。一方は直接シリンダヘッドに流れ、もう一方はシリンダブロックのウォータジャケットを経てシリンダヘッドに流れる (Fig. 2)。

シリンダヘッドは上下に分割された 2 ピース冷却ジャケット構造を採用し、冷却水が燃焼室を横断することで各気筒の燃焼室を均等に冷却できるようにした (Fig. 3)。

4.2. 冷却システム

エンジンの冷却水通路出口には Fig. 4 に示す電子制御サーモスタットを配置することで、フリクション低減による燃費向上と強度確保を両立した。電子制御サーモスタットのワックスエレメント開弁温度は、従来システムよりも

20℃ 高い 103℃ に設定している。低負荷時には冷却水温度を高くすることにより、油温を高く保ってフリクションを低減することでモード燃費を約 0.6% 向上させた。一方、ワックスエレメントのピストン内にはセラミックヒータが内蔵されており、ワックスを直接加熱することで設定温度よりも低い冷却水温度で開弁させることができる。高負荷時にはセラミックヒータに通電して開弁温度を下げ、冷却水温度を従来システム同等に制御することで強度を確保している。

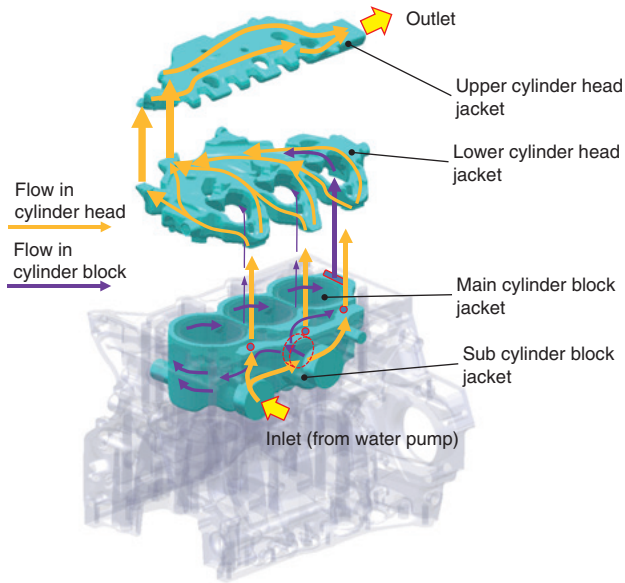


Fig. 2 Coolant flow in engine

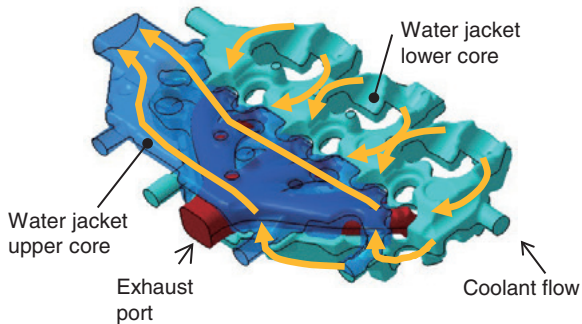


Fig. 3 Configuration of two-piece water jacket and coolant flow in cylinder head

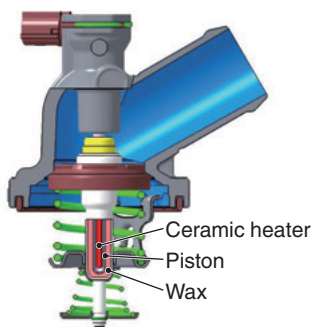


Fig. 4 Sectional view of electrically controlled thermostat

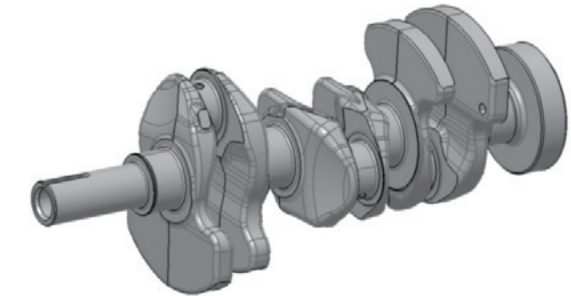
4.3. レシプロ系部品

クランクシャフトには高強度窒化鋼を適用し、メインジャーナル径とピンジャーナル径を細くすることでフリクションを低減した。Fig. 5 はクランクシャフトの外観と 1.5 L NA エンジンとの寸法比較を示す。

また、3 気筒エンジンでは一次慣性偶力に起因する振動は避けたい事象であるが、フリクションおよび重量の増加を避けて、バランスレスとした。

一次慣性偶力による振動の対応として往復部重量を低減するとともに、車体振動への寄与が大きいエンジンマウント点での上下方向振動を低減できるようにクランクシャフトのバランス率を設定した。本エンジンでは開発時にバランス率 0% と 75% の比較を実施し、75% を選択している。

Fig. 6 に一次慣性偶力によるマウント点における振動を競合車と比較した結果を示す。当エンジンの位置づけは競合車に対し十分な競争力のあることが確認できる。



	1.0 L I3 turbocharged	1.5 L I4 NA
Pin bearing diameter [mm]	35	40
Main bearing diameter [mm]	38	46
Crank radius [mm]	39.16	44.5

Fig. 5 Crankshaft overview

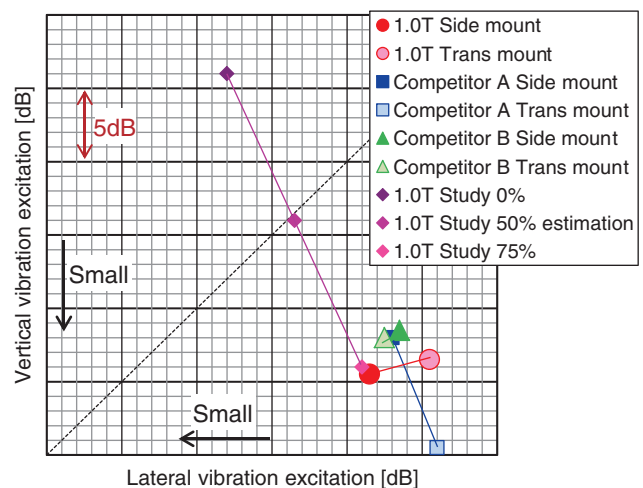


Fig. 6 1st order vibration excitation of I3 turbo charged engine at 1000 rpm

リングチャンネルを採用した (Fig. 7). ピストン頂部の温度を約 20℃ 低減することで、強度を確保するとともにノッキング特性を改善し、圧縮比を高めることで燃費を 0.5% 向上した。

コンロッドは 1.5 L, 2.0 L VTEC TURBO エンジンと同様に、過給による高圧縮荷重に対応するために制御鍛造技術を適用した。制御鍛造技術は 2 段階の鍛造工程を用いて棹部を強化する技術である。棹部の座屈強度の向上により、従来鍛造技術に比べて重量を 18% 低減した。

4.4. 動弁系

動弁系においては、吸気と排気の両側に Valve timing control (VTC) を採用し、吸気側にはリフト量を低・高切替が可能な VTEC ロッカアームを採用した。負荷や回転数などの運転状況に応じて VTC と VTEC の最適制御を実施することで、高負荷時にはトルクを確保しつつ、低負荷時の燃費低減を図った。Fig. 8 に動弁系の外観を示す。

エンジン全長の短い 3 気筒エンジンに過給システムを搭載するとレイアウトスペースが限られるため、効率的に可変動弁系の制御デバイスを配置する必要がある。Fig. 9 に示すように当エンジンでは VTC を制御するソレノイドと Oil control valve (OCV) をカムシャフト軸上に配置した VTC 構造を採用している。これにより油路を簡略化することができ、また内蔵する逆止弁の効果により、体格に比して高応答性を保つことが可能になっている。

吸気側には低リフトと高リフトを切替える VTEC 機構を採用し、低リフト時には後述する早期閉弁 (早閉じ) のア

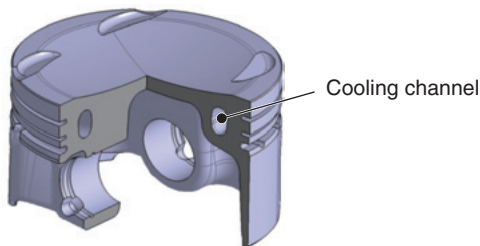


Fig. 7 Cut-off view of piston

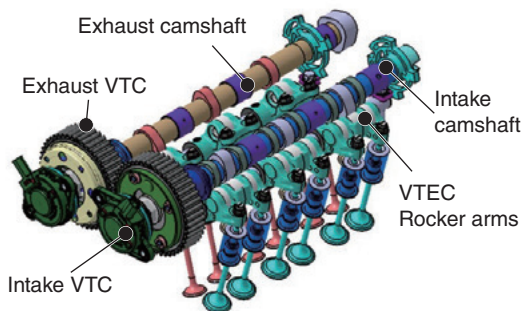


Fig. 8 Schematic view of valve train

トキンソンサイクルにより燃費を低減し、正味燃料消費率 (BSFC) で最大 5%, モード燃費では 2% の向上が図られた。Fig. 10 に吸排気のパルプタイミングとリフト量, Fig. 11 に VTC と VTEC の切替えマップイメージを示す。当エンジンの VTEC 適用に関しては搭載される車格を考慮し、低負荷時の燃費向上をねらったアトキンソンサイクルであるバルプタイミングの早閉じを採用した。アトキンソンサイクルでは低負荷時のポンピング損失の低減の一方で、バルプタイミングとリフト量に制約ができてしまうことから、高負荷でのトルクが低下するため、燃費と出力の両立が図れないことが課題である。

これを解決すべく独自技術である VTEC を適用し、負

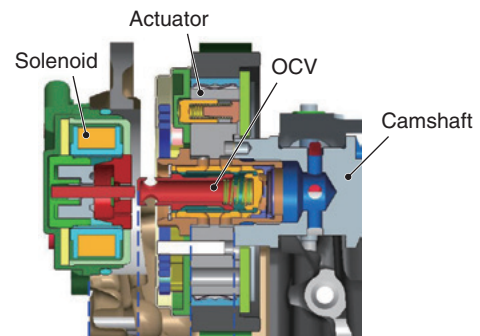


Fig. 9 Structural drawing of VTC

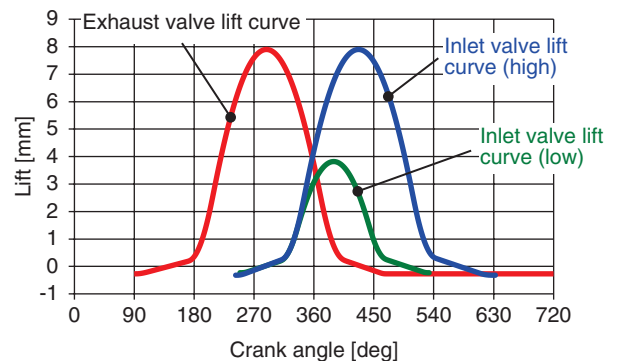


Fig. 10 Valve timing and lift

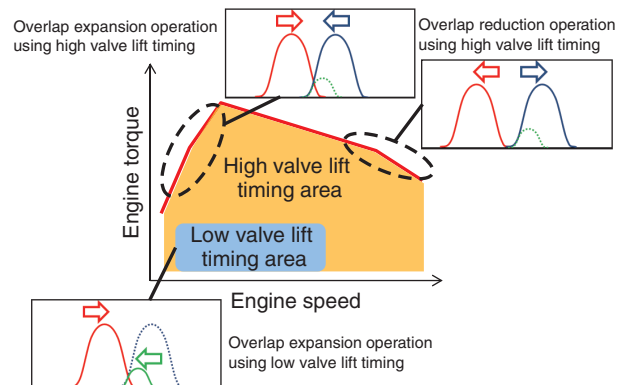


Fig. 11 VTEC and VTC switching strategy map

荷によりカムを切替えることによって、低負荷時の燃費改善と高負荷時における発生トルクの両立を可能とした。Fig. 12 に各バルブタイミングでの指圧線図を示す。低負荷条件においては早閉じのバルブタイミングを選択することによりポンピング損失が低減されていることがわかる。

当エンジンではカムシャフトおよびオイルポンプの駆動はエンジン内に配置したタイミングベルトでおこなっている (Fig. 13)。従来のタイミングチェーンに対して、エンジン内にあることからベルト騒音を低く抑えられるとともに、フリクションが 1.8% 低減した。油中環境での使用にあたっては、十分な耐久性が得られる仕様となるようにタイミングベルト材料の開発をおこなった。タイミングベルトの構造を Fig. 14 に、従来の空中タイミングベルトとの材料仕様比較を Table 2 に示す。

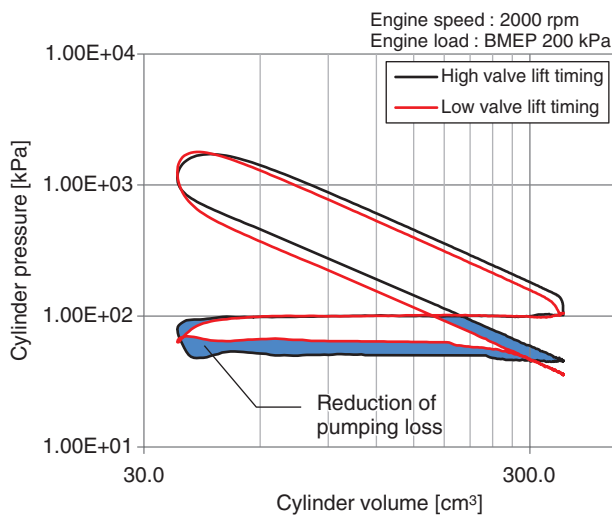


Fig. 12 Indicated diagram

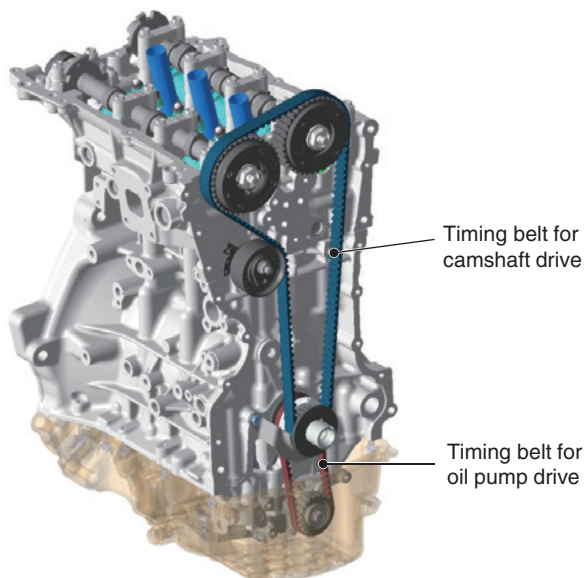


Fig. 13 Overview of timing belt system

Table 2 Comparison of timing belt materials

		Belt in oil	Conventional Belt
Tooth fabric	Material	PA66+Aramid	
	Surface treatment	Epoxy resin	H-NBR
Rubber	Material	H-NBR +Aramid fiber	
	Back face	Back face fabric	H-NBR

4.5. 潤滑系

エンジンフリクション低減のため可変容量オイルポンプを採用した。ポンプはエンジン内下部に配置し、クランクシャフトによりタイミングベルトを介して駆動される。電子制御のソレノイドを用いてエンジン負荷と回転数に応じて 2 段階に油圧を切替え、ねらいの油圧以下に保つことができる。これにより暖機過程の油温が低く粘度が高い状況でも過剰に油圧が上昇することがないためフリクション低減が可能となり、モード燃費では約 1 % 向上が図られた。

オイルポンプの容量はベーンポンプの外輪にあたるカムリングを揺動させて偏心量を変えられる構造にすることで可変している (Fig. 15)。カムリングの上下にある部屋に掛かる油圧により偏心量を制御する。

4.6. 過給機

ターボチャージャー (Fig. 16) にはシングルスクロールタイプを採用した。従来ターボチャージャーに対し、小型のタービンホイールを採用することで軽量化し、電動ウェイトゲートアクチュエータとの組合せで低回転から高トルクと高レスポンスを達成しつつ、低負荷時の燃費向上を図った。高耐熱ステンレス鋳鋼製タービンハウジングを採用し 950℃ までの高排気ガス温度においても空燃比をリッチにすることによる排気温度の低減に頼らない仕様

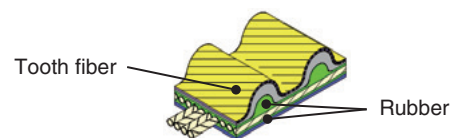


Fig. 14 Construction of timing belt

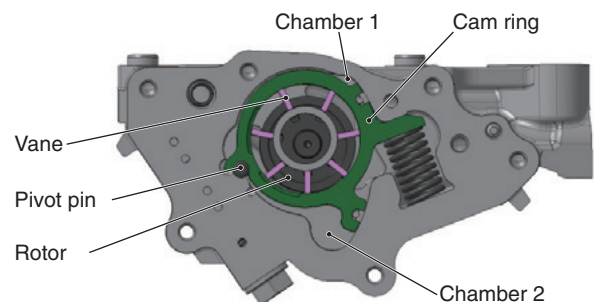


Fig. 15 Sectional view of oil pump

とし、タービン許容回転数を高回転化して高出力化に対応した (Table 3)。

4.7. 燃焼コンセプト

当エンジンの燃焼コンセプトは既に市販されている 1.5 L および 2.0 L の 4 気筒 VTEC TURBO エンジンと同様に急速燃焼である。これは高タンブルポート、吸気と排気の両方のカムシャフトに配置された VTC、マルチホールのサイド直噴インジェクタの適用による高タンブル流動と混合気形成の最適化で実現されている。これらにより、高負荷領域における時間損失を低減し、燃費改善を可能とした。Fig. 17 に当エンジンと 1.5 L NA エンジンのポートおよび燃焼室形状の比較を示す。当エンジンにおいては NA エンジンに対して吸気ポート角度を寝かせた形状とし、排気側ペントルーフ壁面に沿った吸気流れを実現している (Fig. 18)。また吸気ポート下部のエッジを立てることで (Fig. 17 図中 A) 吸入空気的主流を燃焼室上部へ導き、タンブル流を強化した。

直噴インジェクタについては、ピストンやライナへの付着を低減することでススの発生や潤滑油のダイリューションを抑制し、混合気の均質度を高めて急速燃焼を実現できるように噴孔配置および各噴孔の径を選定した (Table 4)。

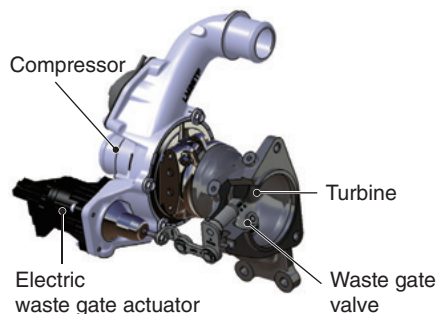


Fig. 16 Cut-off view of turbocharger

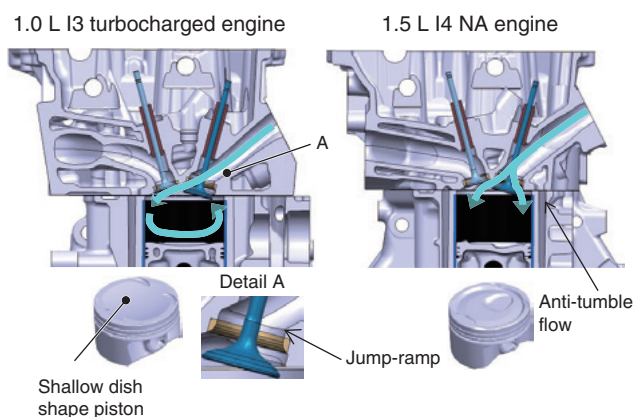


Fig. 17 Comparison of intake port and piston top shape

Table 3 Comparison of turbocharger specifications

Turbocharger specification		1.0 L	1.5 L
Max. power [kW/rpm]		95/5500	110/5500
Max. torque [Nm/rpm]		200/2250	203/1600-5000
Turbocharger supplier		Borg Warner	Mitsubishi
Turbine	Scroll	Mono	Mono
	Wheel diameter/vane	$\phi 31/10$	$\phi 37/11$
	Permissible speed	285000 rpm	245000 rpm
	Housing material	DIN1.4837+Nb [Austenitic cast steel]	A3K [Austenitic cast steel]
Compressor	Wheel diameter/vane	$\phi 37/5+5$	$\phi 46/6+6$
	Permissible speed	285000 rpm	241000 rpm
Waste gate	Actuator	Electric	Electric
	Valve diameter	$\phi 20$	$\phi 28$

Table 4 Injector hole configuration

	Specification at early stage	Specification at middle stage	Specification at final stage
Spray targeting and hole size arrangement			
Fuel flow distribution	Even	Uneven (small)	Uneven (large)
Piston impingement	+	++	++
Liner impingement	-	+	++
Homogeneity	+	+	+
Ranking	3	2	1
++: Good +: Average -: Poor			

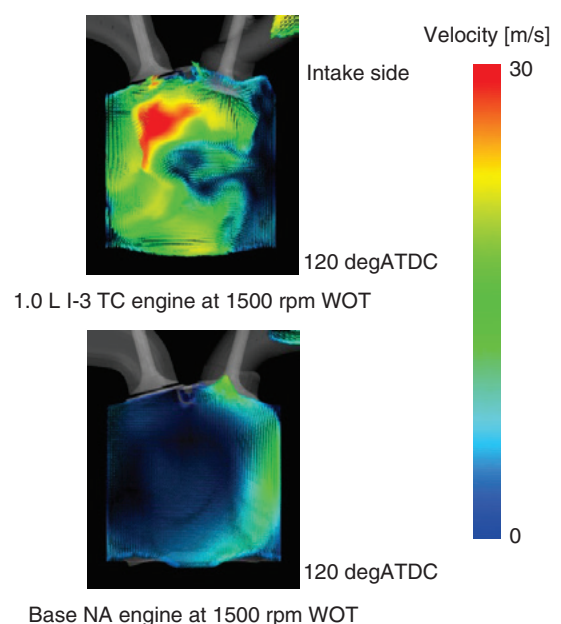


Fig. 18 Comparison of in-cylinder flow (CFD analysis)

5. 達成性能

5.1. 出力

当エンジンはスモールおよびミディアムサイズの幅広い乗用車カテゴリに搭載すべく、1.8 L NA エンジン以上のトルク特性を有することを目標に開発を実施した。特に低速、中速領域ではトルク向上をねらった電動ウェイトゲート付小型ターボチャージャの適用に加え、VTC による掃気および内部 EGR を考慮した各エンジン回転数領域での最適なバルブタイミングを設定することで、最大トルク 200 Nm を 2250 rpm で発生させることを可能にした。Fig. 19 に 1.5 L および 1.8 L NA エンジンとの出力特性比較を示す。1.8 L NA エンジンに対して 2250 rpm で 20 % のトルク向上により、ストレスの無い走りを実現可能とした。また、最大出力は 1.0 L という小排気量でありながら 95 kW を発生し、さまざまな車格に適用可能なトルクと出力のバランスを実現している。

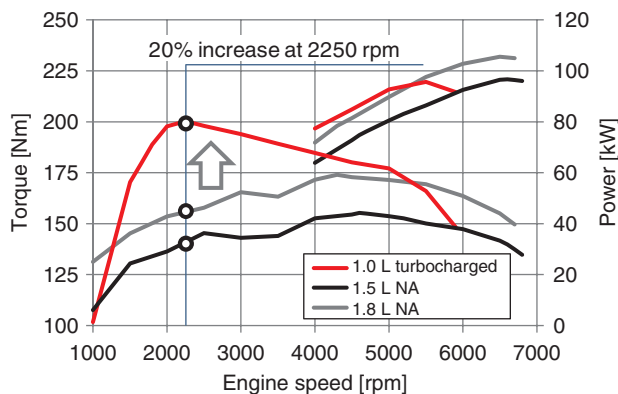


Fig. 19 Comparison of output curves

5.2. 燃費

当エンジンのエンジン回転数に対するメカニカルフリクションの位置づけと各排気量別のメカニカルフリクションの位置づけを Fig. 20 に、代表運転点における BSFC の位置付けを Fig. 21 に示す。当エンジンのメカニカルフリクションはエンジン回転数、および各排気量のトレンドに対してほぼ下限に位置するレベルであることが確認できる。BSFC は同一排気量の過給エンジンの中でトップに位置する^{(4), (5)}。

当エンジンと 1.8 L NA エンジンの単体燃費特性の比較を Fig. 22 に示す。VTC と VTEC の最適制御を実施することで幅広い領域において BSFC の 240 g/kWh 以下を達成した。これにより、モード燃費のみならず実走燃費においても約 20 % の低減が得られた。当エンジンと 1.8 L NA エンジンの同一車格における 80 km/h から 120 km/h の加速性能とモード燃費の比較を Fig. 23 に示す。同等以上の加速性能を確保しつつ、モード燃費を 26 % 改善した。

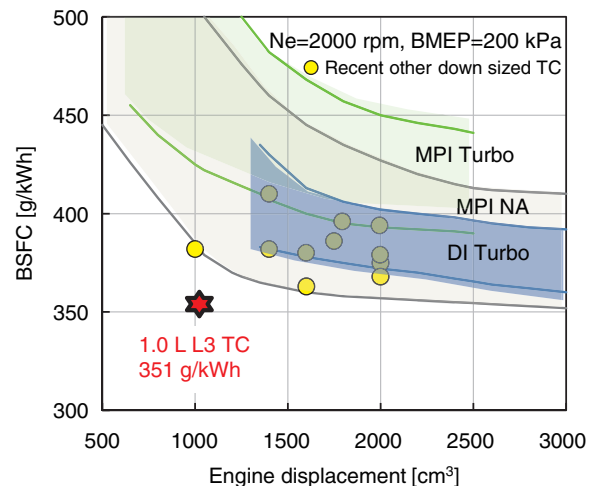


Fig. 21 BSFC (Source of scatter band: AVL)

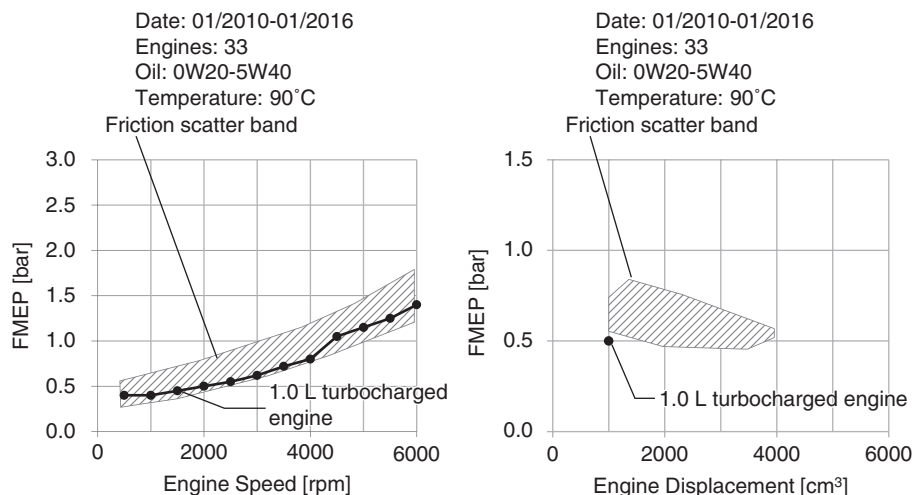


Fig. 20 Comparison of engine mechanical friction (Source of scatter band: FEV)

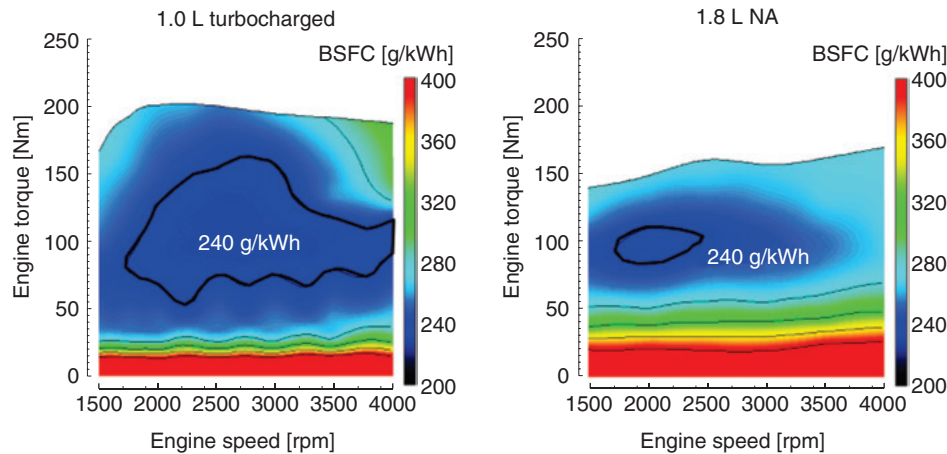


Fig. 22 Comparison of BSFC

5.3. エミッション

前述した高タンプレポート等のハードウェア技術に加え、ソフトウェアの領域においては最大3回の分割燃料噴射や最大5回の多重点火をおこなうことで冷機時の燃焼を改善し、EURO 6c レベルのポテンシャルを達成した。

燃焼を改善したことで点火時期遅角による触媒暖機が促進可能となり、燃費の観点では非効率な触媒暖機を早く終了させることで燃費改善にもつなげている。

5.4. NV

5.4.1. エンジン放射音

エンジン放射音の特性を Fig. 24 に示す。一般にダウンサイジングターボエンジンは、NA エンジンに対し低回転側で騒音増大傾向であることは知られているが、当エンジンでもその傾向は同じであり、これは高効率を目的とした急速燃焼化、低速トルクの向上によるところが大きい。

主要構造部品での騒音低減対応を実施し、それ以外にも従来の NA エンジンでは発生しない過給機、過給配管からの放射音対応もおこなった。その結果、Fig. 25 に示す通り、同様のトルクバンドや出力バンドを持つエンジンと比

較すると、過給エンジン群の下限より位置づけており、十分に競争力のあるエンジンに仕上げる事ができた。

5.4.2. エンジンマウント点振動

同トルクバンド過給エンジンとの比較においては、おおむね中間のレベルの競争力をもったエンジンとすることができた (Fig. 26)。

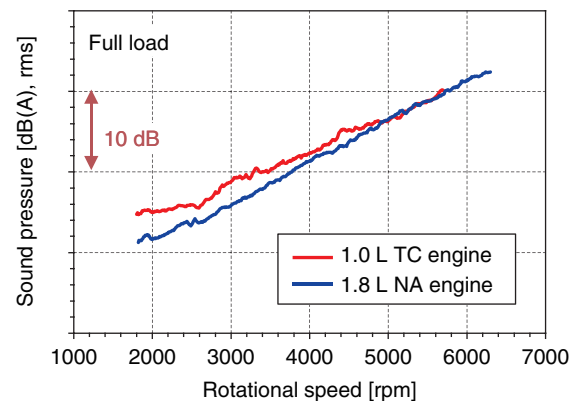


Fig. 24 Engine radiation noise

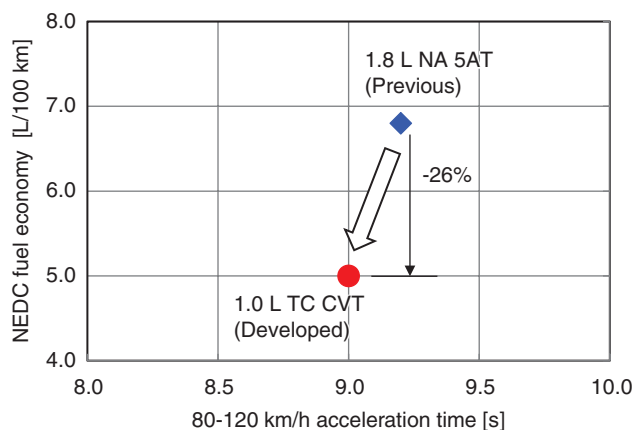


Fig. 23 Acceleration performance and fuel economy

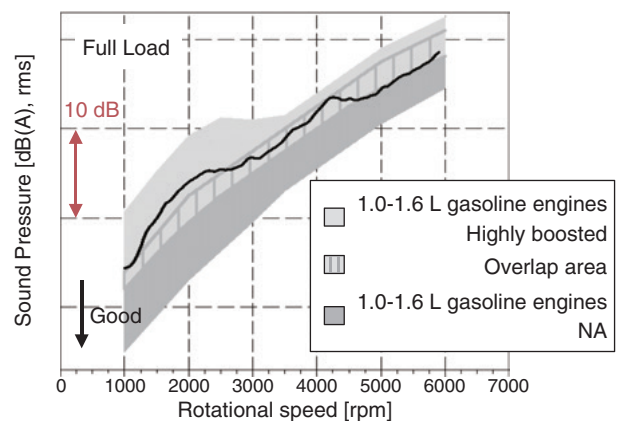


Fig. 25 Comparison of radiation noise (Source of scatter band: FEV)

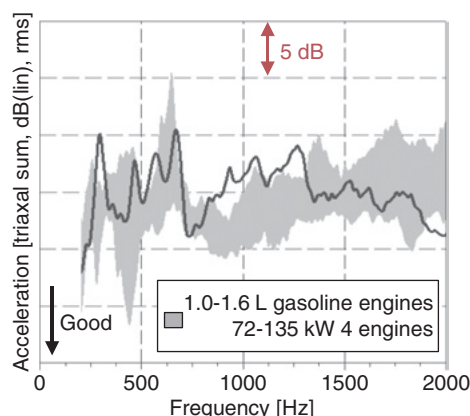


Fig. 26 Comparison of engine vibration
(Source of scatter band: FEV)

6. まとめ

ダウンサイジングおよびフリクション低減技術の採用により、従来の 1.8 L NA エンジンに対して、下記の高い性能ポテンシャルを得ることができた。

- (1) 同一車格においてモード燃費の約 26% 向上を得た。
- (2) 出力は同等で、低中速トルクについて 20% 向上を得た。
- (3) 低中速度トルクに比して十分な商品競争力のある振動、騒音性能を確保した。

参考文献

- (1) Wada, Y., Nakano, K., Mochizuki, K., Hata, R.: Development of a New 1.5L I4 Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine, SAE Technical Paper 2016-01-1020, doi: 10.4271/2016-01-1020, (2016)
- (2) 中野弘二, 和田裕介, 城野実考, 成廣繁: 新型直列 4 気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジン, Honda R&D Technical Review, Vol.28, No.1, p.133-139
- (3) Niizato, T., Yasui, Y., Urata, Y., Wada, Y., Jono, M., Nakano, K., Taguchi, M.: Honda's new Turbo-GDI Engine Series for global application, 34. International Vienna Engine Symposium, (2016)
- (4) Ernst, R., Friedfeldt, R., Lamb, S., Lloyd-Thomas, D., Philips, P., Russell, R., Zenner, T.: The New 3 Cylinder 1.0L Gasoline Direct Injection Turbo Engine from Ford, 20. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, (2011)
- (5) Alt, M., Damen, M., Noe, A., Groeniger, J., Strehl, D., Wagner, J., O'Daniel, G., Peralta, N.: The New Turbocharged Three-Cylinder Engine with Gasoline Direct Injection for Opel ADAM, 22. Colloquium Automobile and Engine Technology, (2013)

■ 著 者 ■



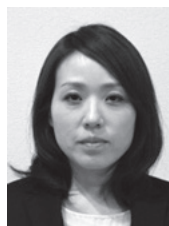
前山 一樹



小松 弘崇



浅利 大



町田 菜穂子



寺尾 朗



吉尾 悠



柴田 光弘