

新型3.3L V型6気筒ディーゼルエンジンの開発

The New 3.3L V6 Diesel Engine Development

浅野 智幸^{*1} 岡村 昌明^{*2} 畠山 剛^{*2} 村井 義之^{*1} 山道 智裕^{*1} 小関 知史^{*2} 山口 猛^{*1}
Tomoyuki Asano Masaaki Okamura Takeshi Hatakeyama Yoshiyuki Murai Toshihiro Yamamichi Tomohito Ozeki Takeshi Yamaguchi

*1 エンジン事業部 技術第一部 *2 エンジン事業部 技術第二部

要 旨

世界で燃費規制が強化されるなか、新型ランドクルーザーの刷新に合わせ、新たに3.3L V6ディーゼルエンジンを開発した。ランドクルーザーに求められる悪路走破性は継承し、ダウンサイジングしながらも、過給システムに新技術を採用することで、低燃費と高出力を高次元で両立した。さらに、プレミアムSUVに相応しい上質な静粛性も実現。排気性能も大幅に向上し、14年ぶりに国内導入を果たした。本稿では、採用した主要技術について紹介する。

キーワード：熱機関、圧縮点火エンジン、燃費、性能

Abstract

As fuel economy regulations are tightened around the world, a new 3.3L V6 diesel engine has been developed in line with the renewal of the new LAND CRUISER. Inheriting the off-road performance required for the LAND CRUISER, while downsizing, by adopting a new technology for the turbocharger system, both low fuel consumption and high power output have been achieved at a high level. In addition, it also achieves high-quality quietness suitable for a premium SUV. Exhaust emissions performance has also improved significantly, and it was introduced in Japan for the first time in 14 years. The purpose of this paper is to explain about new diesel engine and the main technologies.

Keywords : Heat engine, Compression ignition engine, Fuel economy, Performance

1. はじめに

地球温暖化による深刻な環境問題に直面するなかで、『世界中のあらゆる道を走破し、どこへでも行き、生きて帰ってこられるクルマ』として、人々の命と生活を支える使命を持つランドクルーザーが、次世代にわたり生き残り続けるためには、そのパワートレインもクルマの刷新に合わせて新しく生まれ変わる必要がある。

そこで、耐久性、信頼性、および悪路走破性に関わる基本機能については従来エンジンの設計コンセプトを踏襲しつつ、年を追うごとに厳しくなる各国の燃費規制や排気規制に適合させると同時に、爽快な加速感を得る動力性能やプレミアムクラスに相応しい静粛性に対する市場ニーズにも応えるため、新たに3.3L V6ディーゼルエンジンを開発した(図1)。

本稿では、この新開発エンジンの概要と主要採用技術について報告する。



図1 新型3.3L V6ディーゼルエンジン
Fig.1 New 3.3L V6 diesel engine

2. 開発の狙いと主要諸元

前述のような背景により、新開発エンジンは、次世代にわたり生き残り続けるために必要な(1)～(2)(図2)、(3)、続いて、快適な運転に必要な(4)～(5)の項目に重点をおいて開発を行った。

- (1) 低燃費化
- (2) 厳しくなる排気規制への対応
- (3) 高い悪路走破性の継承
- (4) 爽快な加速感を得る動力性能の実現
- (5) 燃焼の変動感を払拭した上質な静粛性

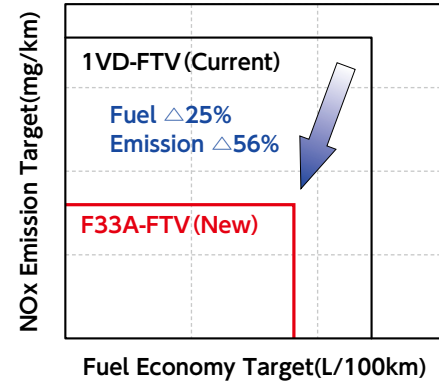


図2 新型ランドクルーザーの狙い燃費と排気
Fig.2 New LAND CRUISER Fuel Economy & Emission Target

表1に、従来エンジンと比較した主要諸元を示す。

表1 エンジン諸元
Table.1 Engine specification

Engine	Current (1VD-FTV)	New (F33A-FTV)
Engine Type / Bank Angle [deg]	V8 / 90	V6 / 90
Displacement [ml]	4461	3345
Bore x Stroke [mm]	φ86×96	←
Compression ratio	16.8	15.4
Max. torque [Nm/rpm]	650/1600-2800	700/1600-2600
Max. power [kW/rpm]	200/3600	227/4000
Exhaust Regulations	Euro5	Euro6, JP18
Fuel Injection System	Piezo (Max. 200MPa)	Solenoid (Max. 270MPa)
Turbocharger	Twin VNT	2Way twin VNT
EGR System	HP cooled EGR	Step-less control cooled EGR
After Treatment	DOC+DPF	DOC+SCR+DPF+SCR

3. 重点開発項目

3.1. 低燃費化

今後、さらに厳しい燃費規制の導入が想定されるなか、引き続き、ディーゼルエンジンのランドクルーザーをお客様にお届けするためには、大幅に低燃費化した新たなエンジンを導入する必要があった。

エンジンの低燃費化のため、まず従来の4.5L V8エンジンに対し、新エンジンは3.3L V6へのダウンサイジングを採用した。排気量の低減により冷却損失の低い高熱効率の領域を拡大。8気筒から6気筒への変更による動弁系部品およびピストンなどのフリクションを13%低減した効果と合わせて、新モデル車両でのWLTC (Worldwide-harmonized Light vehicles Test Cycle) 走行時の使用頻度より正味熱効率が平均で1.5point改善した(図3)。

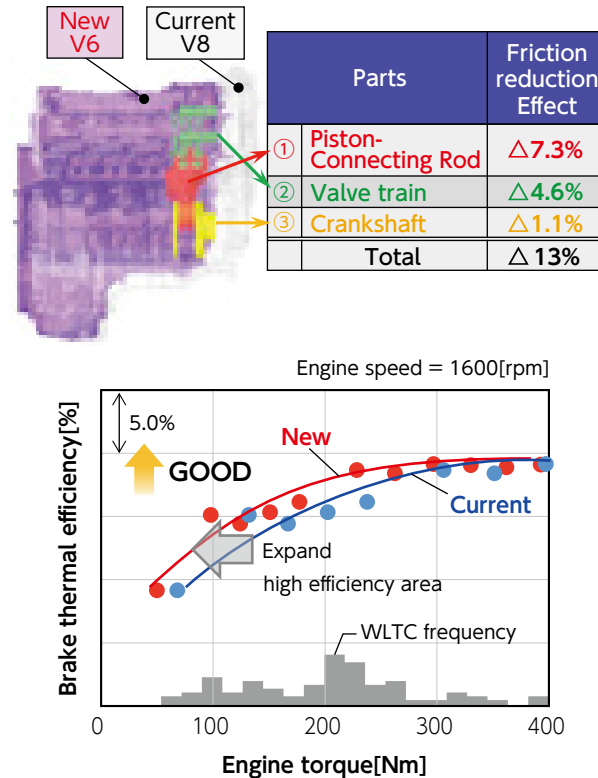


図3 ダウンサイジングによる正味熱効率改善効果
Fig.3 Brake thermal efficiency effect due to downsizing

さらなる低燃費化のために、上記のダウンサイジングに加えて、追加フリクション低減アイテムの採用や燃焼改善による冷却損失の低減およびポンピングロス低減を実施した。

フリクションロスの低減については、ピストンに高強度のスチール材を採用し、ピストンの姿勢保持を従来アルミピストンのスカート部のみに対し、スカートと2ndランドで姿勢を保持する設計とし、コンプレッションハイトを従来比で28%短縮して、スカート面積を縮小し、樹脂コーティングを採用した(図4)。

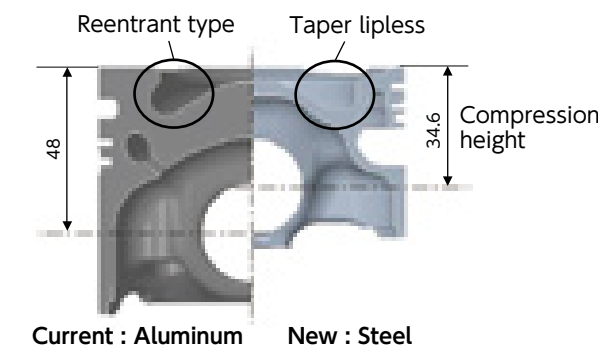


図4 ピストン断面図
Fig.4 Comparison of piston design

さらに、ピストンリングの合計張力を従来エンジンに対し27%低減。また、一部地域に低粘度の0W-20オイルを採用した。

これらにより、さらに13%のフリクションを低減。ダウンサイジング分と合わせて、従来エンジン比26%のフリクション低減を実現した(図5)。

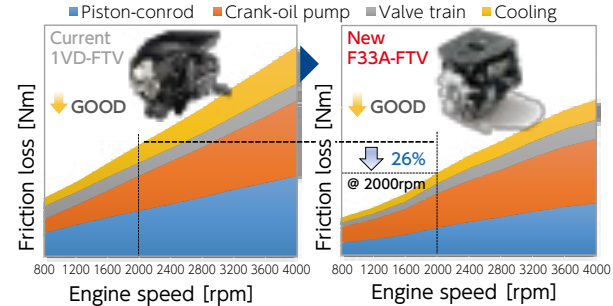


図5 フリクションロス比較
Fig.5 Comparison of friction losses

燃焼改善による冷却損失低減には、筒内ガス流動の最適化を実施した。従来は、リエントラント型燃焼室を用いて、高スワールによる強い空気流動で混合気を形成し、燃焼させるコンセプトでこれが冷却損失の要因となっていた。そこで、新エンジンにはテーパリップレス燃焼室に適正なスワールまで空気流動を弱めて、そこに、高拡散、高貫徹噴霧を可能にした噴射系を組み合わせることで冷却損失を抑え、熱効率を9.2%改善し低燃費化に貢献した(図6)。

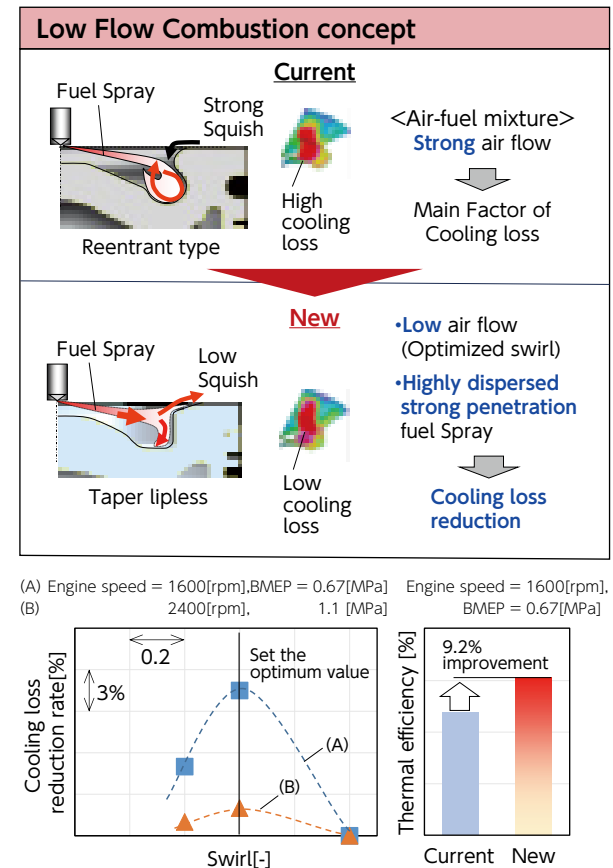


図6 冷却損失低減効果
Fig.6 Cooling loss reduction effect

ポンピングロス低減については、排気バルブオープン(EVO)の早期化を実施した。背反となる実膨張比の低下による出力性能との最適化を図るため、EVOとしてはポンピングロス低減効果がサチレートする24degABDCに設定した。

これらの採用技術により、一般的な走行パターン中におけるエンジン運転領域の正味燃料消費率を、広範囲にわたり向上。前モデル車両に対し、WLTCモード燃費で17%改善した(図7)。

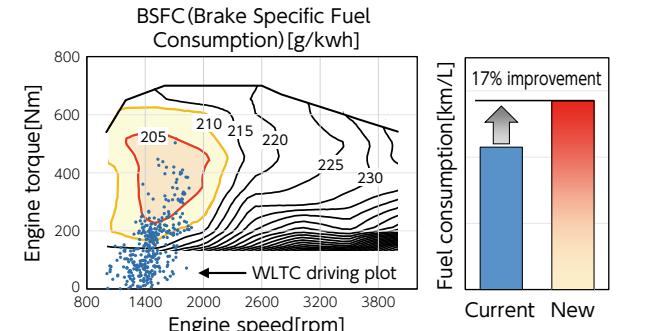


図7 BSFCマップと燃費低減効果
Fig.7 BSFC Map and fuel consumption improvement

3.2. 厳しくなる排気規制への対応

Euro6排気規制への対応は、まずエンジン出ガス排気をEuro5排気達成レベルに改善したうえで、後処理にDe-NOx(窒素酸化物)触媒をアドオンすることで達成を図った。

エンジン出ガスの排気改善のため、従来エンジンに対してEGR(Exhaust Gas Recirculation)クーラサイズを60%大型化しつつ、EGRクーラNO.1とEGRクーラNO.2をUフロー配置し冷却水を対向流(図8)とすることで、EGRクーラ効率を65→95%に向上。これによりEGR率を35→41%に増加させた(EGRガス量20g/s時)。

さらに、応答性に優れたDCモータタイプの電子制御式EGRバルブを採用し、最適なEGRガス量となる制御を可能にした。

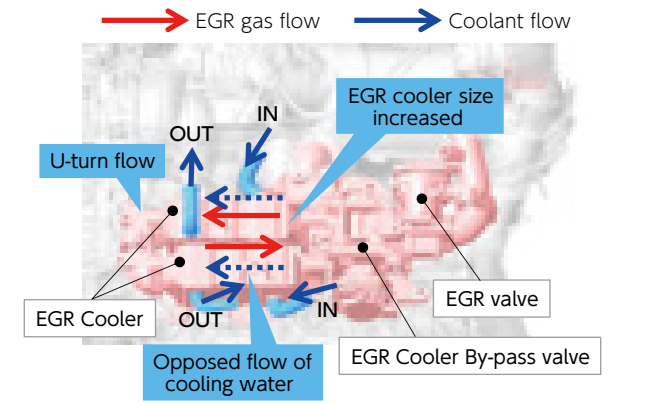


図8 EGRシステム
Fig.8 EGR System

また、低外気温時や低水温時、及び低負荷運転領域の低エミッション化・NV性能向上のため、EGRクーラをバイパスさせるEGRクーラバイパスバルブを採用した。アクチュエータには、DCモータを採用し、クーラモードとバイパスモードの比率を無段階に調節することで、最適な吸気温度に制御するシステムとした。

これにより、従来のON-OFFでのクラー切替え方式に対し、インテークマニホールド(以下、インマニ)のガス温を信頼性と両立する目標温度への精密なコントロールが可能となり、EGR率を向上することでNO_x低減に貢献した(図9)。

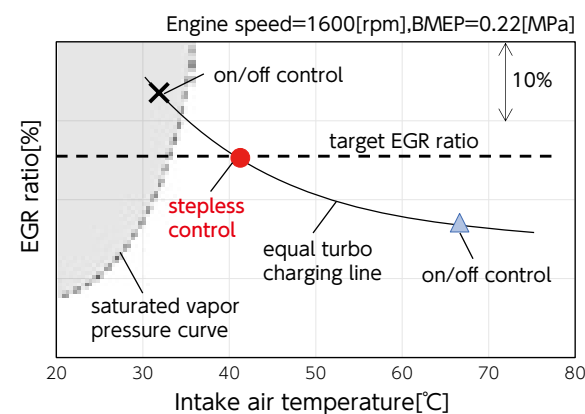


図9 吸気温度とEGR率の関係
Fig.9 Comparison of gas temperature and EGR ratio

また、後処理システムは、Vバンク間に搭載したターボ下流にレイアウトし、DPFシステムとNOx選択触媒還元(SCR)機能を合体した尿素SCR-DPFシステムの技術を採用した。

SCR-DPF触媒は酸化触媒(DOC)の下流に配置され、フィルター基材(DPF)によるPMの捕集と、尿素水を噴霧し、SCRコート機能によりNOx浄化を行う(図10、11)。

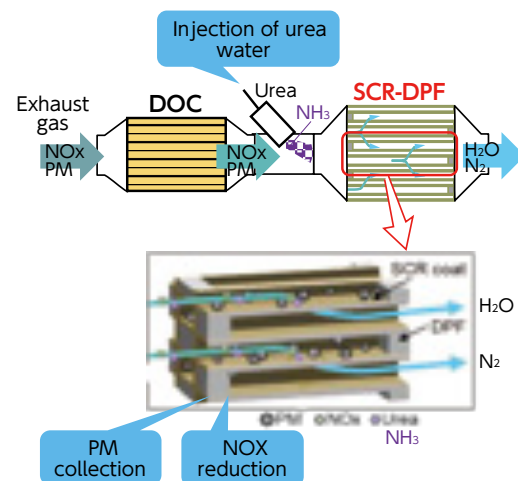


図10 尿素SCR-DPFシステム
Fig.10 SCR-DPF System

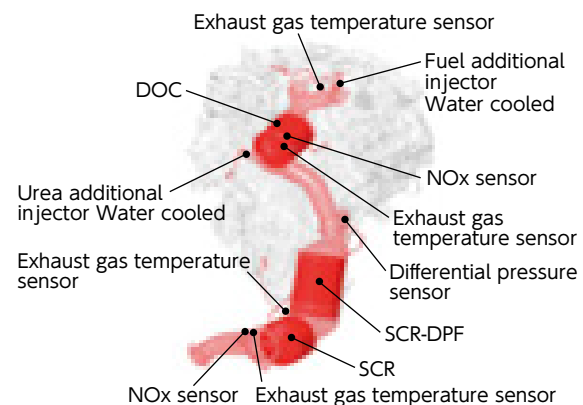


図11 Euro6後処理システムレイアウト
Fig.11 After treatment system layout (For Euro6)

また、SCR-DPF触媒の早期活性化のために、エキゾーストマニホールド(以下、エキマニ)のシリンドラヘッド一体化とホットインサイドレイアウトを採用(図12)し、排気系部品の熱容量を44%低減した。

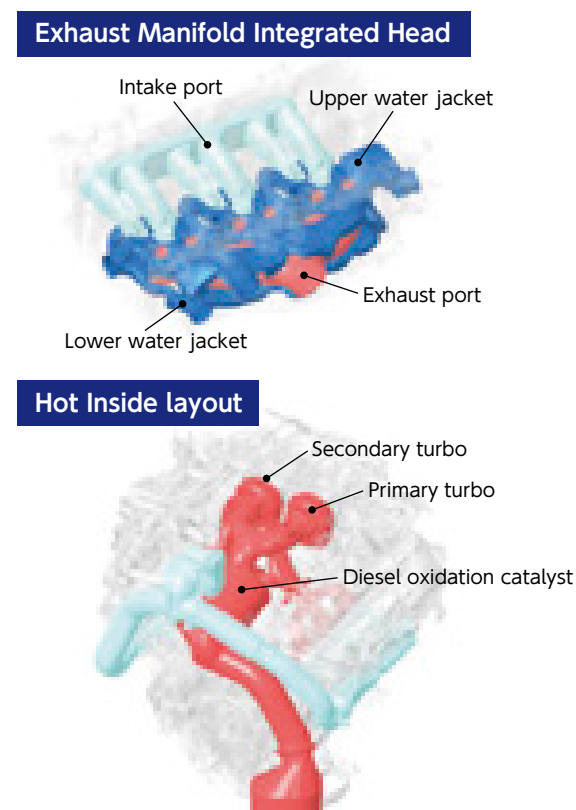
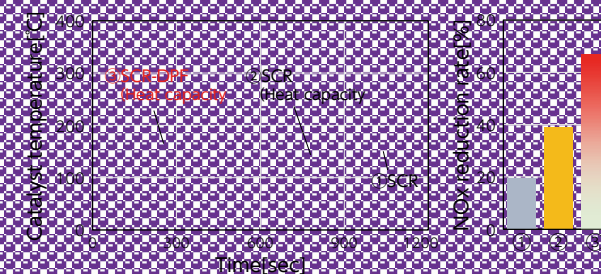


図12 ヘッド一体エキマニとホットインサイド
Fig.12 Exhaust manifold integrated head and hot inside layout

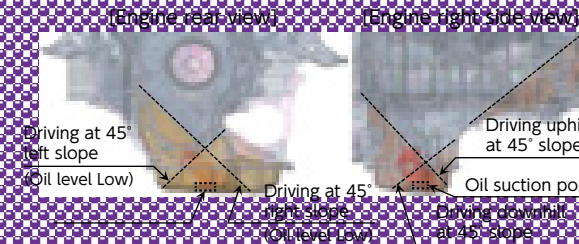
上記のSCR-DPFシステム化と熱容量低減を合わせて、モード走行中の昇温性が約100℃向上し、NOx浄化率を20→66%に大幅に改善することができた(図13)。



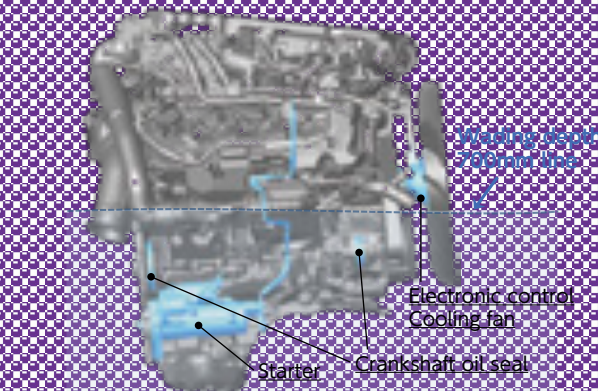
3.3.高い悪路走破性の継承

ランドグレーザー用のエンジンとして、譲ることのできない悪路走破性は、従来エンジンのコンセプトを継承した。

車両の低重心化による運動性能向上に貢献するため、エンジンセンターを従来エンジンに対し12mm下げたが、オイルの戻り性確保のためのオイルパンの形状工夫とオイルストレーナ吸い口の中央配置により、実働時に可視化して確認した油面に対しオイルストレーナ吸込み口の油量を確保することで油圧を維持し、従来エンジンと同等の全方位角45°までの傾斜地走行を可能とした(図14)。



スターターには、呼吸パイプを設定。各部へのオイルシールの設定や、ターボアクチュエータの防水設計、電子制御クーリングファンカップリングの最外部のベアリングに二重シール構造を採用するなど、泥水の侵入を防止し、水深700mmまでの渡河走行を可能とした(図15)。



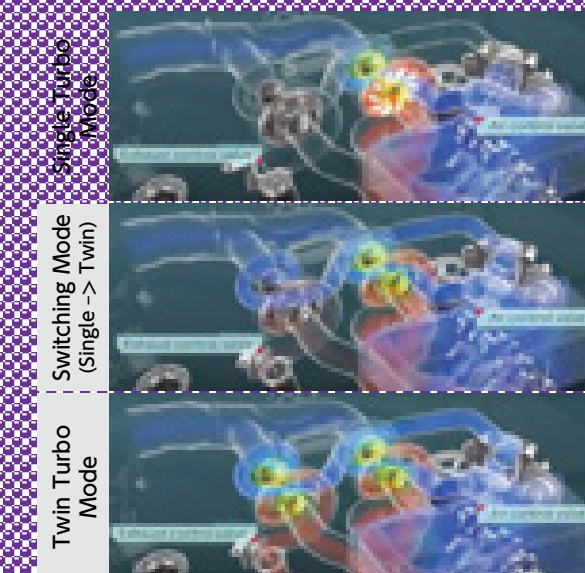
エンジンマウントブラケットには、悪路走行時の衝撃入力に耐えうる強度を持たせた。FCDVブロッコと相まって、FCD製マウントブラケットは45G以上の衝撃荷重に耐えられる強度を確保した。

これらの採用技術により従来エンジンと同等の燃費、走破性と耐久性を確保した。

3.4. 爽快な加速感を得る動力性能の実現

エンジンのダウンサイジングにおいても、ラジアルターバーに求められる力強い低速トルクとダイレクト感、さらには、ドライバーの感覚にあった爽快な加速感を実現するために、シングルターボによる過給特性とツインターボによる大吸気量の高過給特性を併せ持つ、2Wayツインターボ(VN付き)を採用した。

シングル、スイッチング、ツインと各モードを回転数と負荷により切り替えることで、シングルターボとツインターボの長いところを併せ持ったフルトルクカーブを実現（図16-17）。



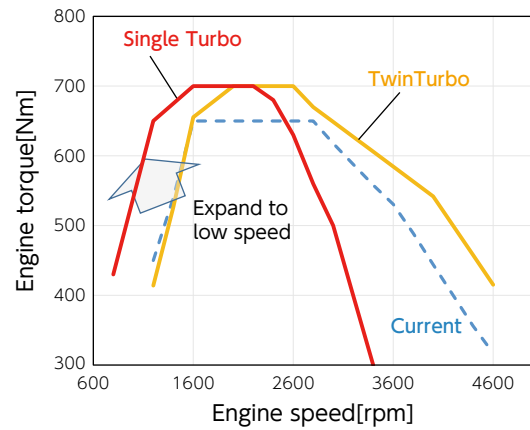


図17 ターボ切替領域と効果
Fig.17 Turbo switching area and its effect

ターボの切り替え制御には、排気ガスのセカンダリターボへの通路の開閉を制御する負圧アクチュエータ式のエキゾーストコントロールバルブ (ECV)、セカンダリターボからの過給気をインタークーラーへ流す通路の開閉を制御する負圧アクチュエータ式エアコントロールバルブ (ACV)、さらに、シングルからツインへの切り替え時のみに使用し、セカンダリターボの過給気をプライマリターボの上流に戻すためのバイパス通路の開閉を制御する電動式エアバイパスバルブ (ABV) を設定した。

これらに加えて、各タービンに可変ノズルベーンを採用し、2Wayツインターボは、3つの通路切り替えバルブと各ターボの可変ノズルベーンの2つで制御する。

シングルモードでは3つのバルブを全てクローズし、プライマリターボのみを作動させる。

スイッチングモードでは、まずACVを閉じた状態でECVを開き、排気ガスをセカンダリターボに導入して予回転させる。但し、過給圧が上がらずに、サージ領域に突入させないため、ABVを開いてセカンダリの過給気をプライマリのコンプレッサ上流にバイパスさせる。ツインモードでは、まず、ACVを開いて、セカンダリの過給気をインタークーラーへ流し始めてから、少し遅れてABVを閉じて、バイパスを止め、セカンダリを立ち上げていく。

但し、プライマリターボとセカンダリターボの可変ノズルベーン開度を一体で制御した場合は、セカンダリターボ立ち上げ時にノズルベーンが開いている状態になってしまうため、過給圧の落ち込みが発生する。この問題を解決するために、プライマリターボとセカンダリターボのノズルベーン開度を独立で制御している。セカンダリターボを通過する排ガス量を最小限

としてプライマリターボの回転維持とセカンダリターボの急速立ち上げの両立を狙い、セカンダリターボのノズルベーン開度をプライマリターボより閉じることで、落ち込みのない過給圧特性を実現している (図18)。

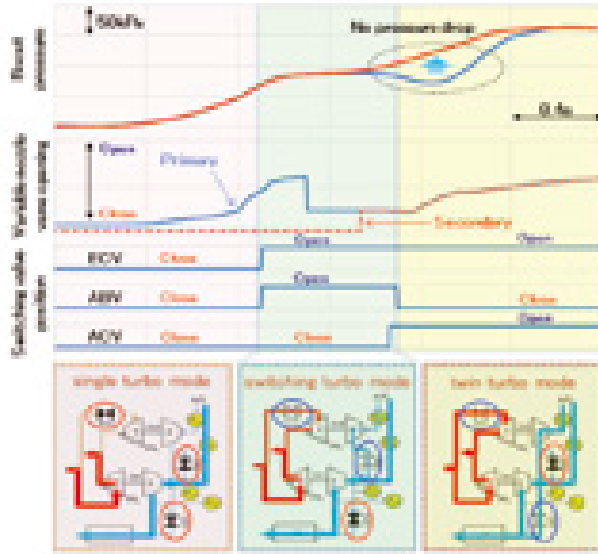


図18 ターボ切り替え制御
Fig.18 Strategy of 2way twin turbo control

このノズルベーン開度制御には、従来のマップ制御に対し、ECU内で最適値を自動算出するアルゴリズムを構築した。ターボをモデル化し数式としてECUに実装することで、目標排気圧力となる最適なベーン開度をECU内で自動算出できるようになったことが、スムーズなターボ切り替えに寄与している (図19)。

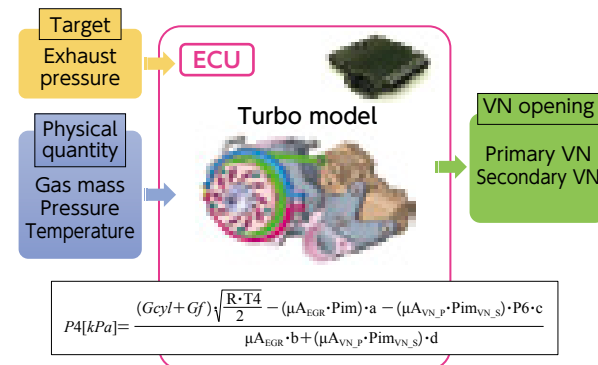


図19 VN開度算出方法
Fig.19 How to calculate the variable nozzle

ターボ性能は、インペラ翼形状とコンプレッサハウジング形状を最適化することで、コンプレッサマップのワイドレンジ化と高圧力化を行い、エンジンの低速トルク・出力性能向上に貢献した (図20)。

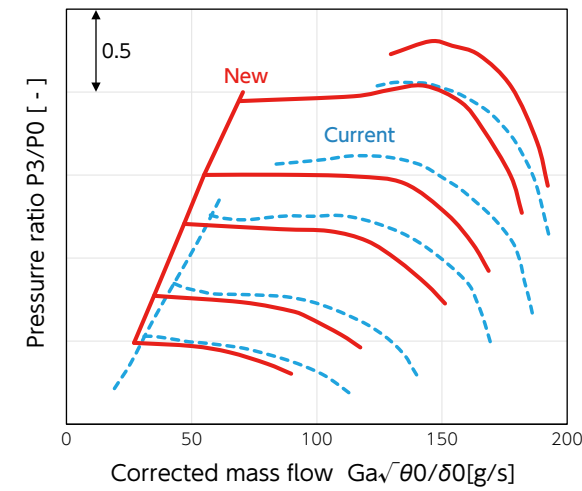


図20 ターボコンプレッサマップ比較
Fig.20 Comparison of turbocharger compressor MAP

また、コンプレッサハウジングには、水冷構造を追加し、空気通路壁面へのデポジット堆積抑制をすることで、高吸気温・高過給化が可能となり、エンジンの高出力化に貢献した (図21)。

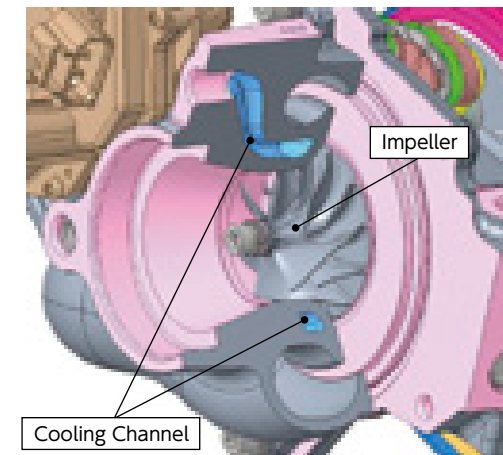


図21 コンプレッサハウジング水冷構造
Fig.21 Cooling channel in compressor housing

可変ノズルベーン機構には、高耐熱材料・遮熱構造を採用し、高温環境下での熱変形・劣化・酸化を抑制することで排気ガスの高温化が可能となり、高出力化に貢献した (図22)。

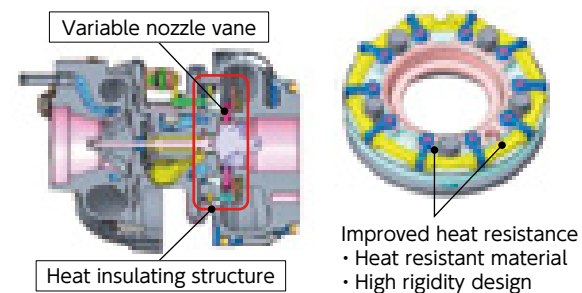


図22 高耐熱可変ノズルベーン機構
Fig.22 High heat resistance variable nozzle vane

エアパスは、ホットインサイドレイアウトを採用することで、エアクリーニンレットからターボコンプレッサ入口までの吸気配管を短縮し、吸気圧損を従来エンジンに対し等空気量下で、32%低減した。また、ターボコンプレッサ出口からインマニまでの吸気ボリュームも従来エンジンに対し53%低減。これにより、2Wayツインターボによる加速レスポンス向上の効果をさらに高めた (図23)。

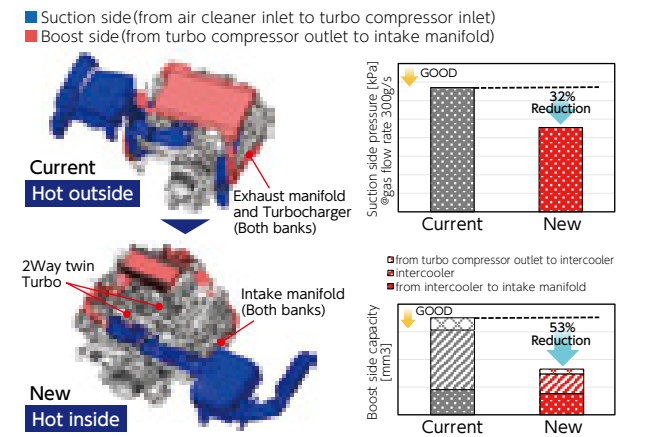


図23 吸気ボリューム比較
Fig.23 Comparison of intake volume

噴射系は、燃料の高圧噴射技術として、270MPa対応の第4世代のコモンレール噴射システムを採用した。インジェクタ内部に、圧力センサーを内蔵したi-ARTインジェクタ®を採用することで、高精度な燃料噴射を実現した。

コモンレールには、時効硬化材を用いることで、耐圧性を向上。サプライポンプは、カム軸受けブッシュに新材料を用いることで270MPaの高圧吐出を実現した。

以上の技術により、従来エンジンに対し、ダウンサイジングしながらも最大トルクで8%、最高出力で14%向上し、全域での性能向上を果たした (図24)。

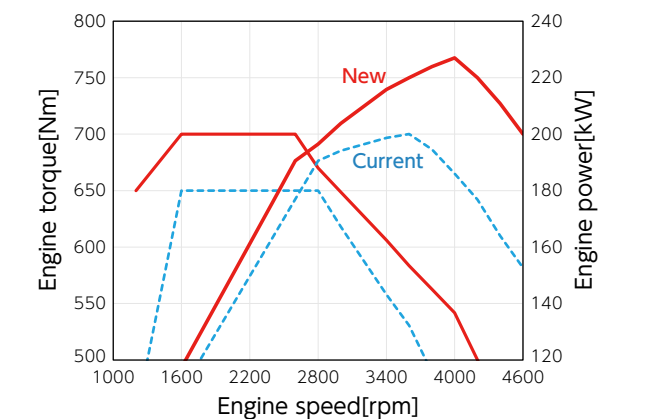


図24 エンジン全負荷性能
Fig.24 Engine full load performance

また、気持ち良い走りの実現のために、前述のエンジンの性能向上に加え、車両の軽量化に寄与するため、ダウンサイジングによる-35.5kg/unitの軽量化に加え、基本骨格設計についても、刷新を図った。

シリンダブロックは、ターボ搭載スペース確保のため、90°バンクを選択し、より高強度なFCV450材を採用した。鋳造方案の最適化を行うことで一般肉厚2.5mmの薄肉化を実現。またハーフスカート構造採用により合計-3.5kg/unitの軽量化に貢献した(図25)。

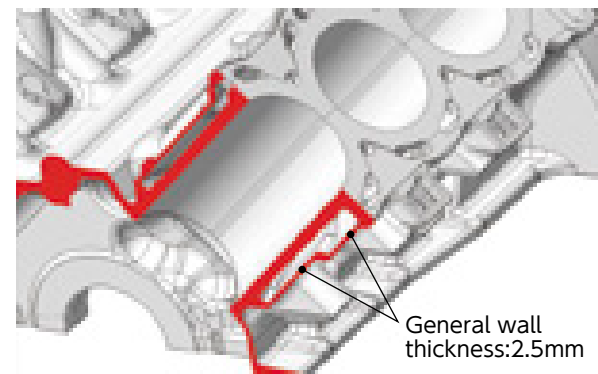


図25 シリンダブロック
Fig.25 Cylinder Block

クランクシャフトは、V6 90°に対応して、ピン・ピン間剛性を確保することで、中間ウェブの無いスプリットピンを日本で初めて採用(当社調べ)。高強度の特殊炭素鋼にフィレット部への高周波焼き入れを施し、強度を確保。エンジン全長短縮への貢献も合わせ、-9kg/unitの軽量化を実現した(図26)。

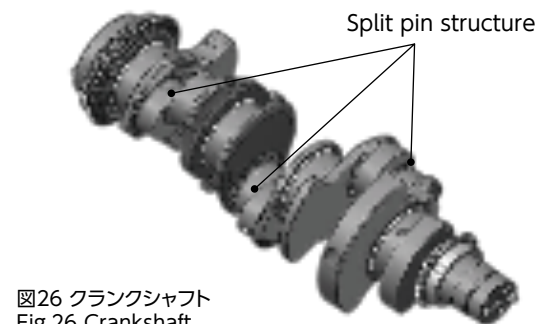


図26 クランクシャフト
Fig.26 Crankshaft

ピストンピンはスチールピストンの剛性を活かし、ピン長さを従来比で28%短縮、かつ鍛造粗材を総加工することにより無駄肉を削る工法を採用することで、ピストンをアルミからスチールに材質変更したにも関わらず、ピストンw/ピンで-0.5kg/unitの軽量化を実現した(図4)。

カムシャフトは、基本形状の最適化と中空鋳抜きを採用することで、-1.8kg/unitの軽量化を実現した(図27)。



図27 カムシャフト
Fig.27 Camshaft

サプライポンプおよびカムシャフトの駆動は、従来のギア駆動に対しチェーン駆動を採用することで、コンパクトな搭載と-3.5kg/unitの軽量化を実現した(図28)。

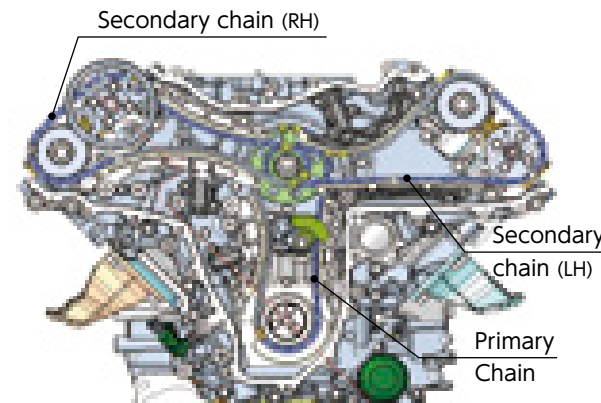


図28 タイミングチェーンシステム
Fig.28 Timing chain system

これらにより、エンジン質量は従来に対して、-62kgもの大幅な軽量化を達成した。

お客様が体感する車両での加速性能は、人間工学を用いてドライバーの期待値を定量化した加速度波形の目標を設定。それを達成するためのエンジンのトルクカーブの実現とエンジンを含む車両の軽量化により、従来エンジンを上回る気持ちの良い加速性能を達成した(図29)。

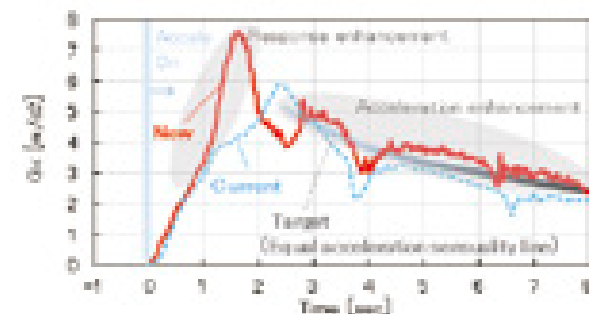


図29 車両加速性能比較
Fig.29 Comparison of vehicle acceleration performance

3.5. 燃焼の変動感を払拭した上質な静粛性

従来のディーゼルエンジンでの燃焼の変動感を払拭した上質な静粛性を目指し、以下の2つを実施した。

- ・エンジン伝達特性のコントロールと燃焼加振力改善による騒音レベル低減。
- ・ノック音の大きい気筒が顕著に聞こえることで、変動感が強くなることを抑えるため、燃焼音の気筒間バラツキの低減。

エンジン伝達特性については、前述の軽量化しつつ低騒音を両立するため、基本骨格のシリンダブロック構造を検討。シリンダブロックを22領域に分割しモンテカルロ法を用いて各部の形状を500仕様以上CAE (Computer Aided Engineering)解析(図30)。

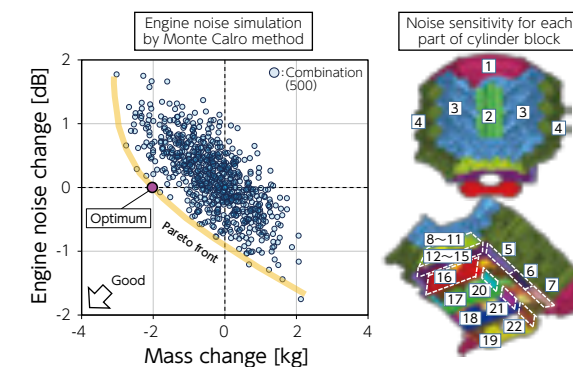


図30 モンテカルロ法による軽量化と低騒音の両立
Fig.30 Trade-off curves between Engine noise and Mass by Monte Carlo method

エンジン質量と騒音の2軸の応答曲面から得られた最適解を分析し剛性向上実施。①バルクヘッドの肉厚の最適化と②ベアリングビーム構造を最適化しジャーナルの振れモードの抑制、③ブロックリア側のバンク間をアーチ形状で連結することでバンク開閉モード抑制の方策を織り込み、放射音を低減した(図31,32)。

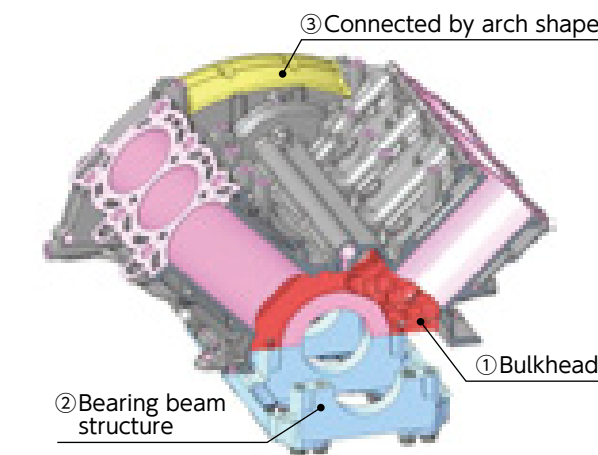


図31 シリンダブロック伝達特性改善
Fig.31 Improved transmission characteristics of the cylinder block

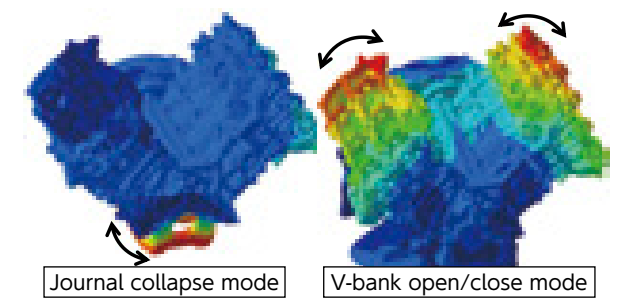


図32 ジャーナル倒れモードとバンク開閉モード
Fig.32 Journal collapse mode and V-bank open/close mode

その上で、ブロック、オイルパン、ヘッドカバー、チェーンカバーなどからの放射音を抑えるために効果的な位置に吸音・遮音材を設定した。これにより従来エンジンに対し燃焼騒音に寄与する1-5kHzの構造減衰を1~5dB向上した(図33)。

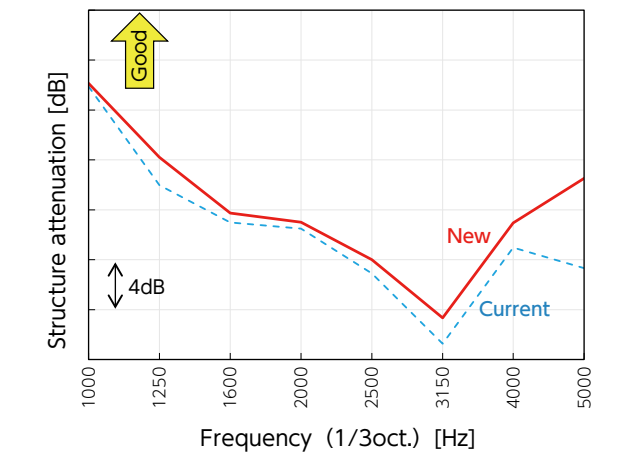


図33 構造減衰比較
Fig.33 Comparison of Structure attenuation

燃焼加振力は排気との両立を図るため、分割噴射を用いた二段着火予混合燃焼を採用し低減を図った。従来のディーゼル拡散燃焼は、燃料を噴射しながら不均一に燃焼するため、すすが生成してしまう課題があった。すすの対策として、早期に燃料を噴射し、均一な燃焼が可能な予混合圧縮着火燃焼の採用が進むものの、燃焼騒音が悪化する問題があった。そこで、D-SPIAと呼ぶ二段着火予混合燃焼を採用した。この燃焼は、二つの熱発生ピークを半周期ずらすことで圧力波を打ち消し低騒音化する技術(図34)。正味平均有効圧0.7MPa以下の領域まで適用し、お客様が緩加速で使うエンジン負荷領域の騒音低減に寄与した。

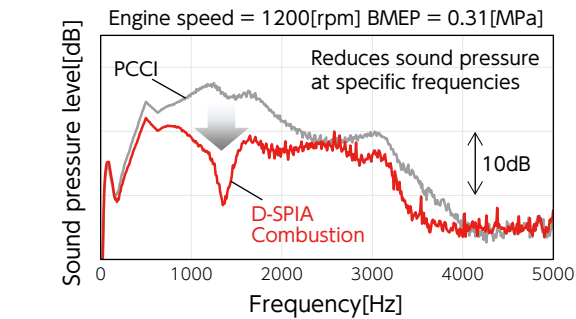
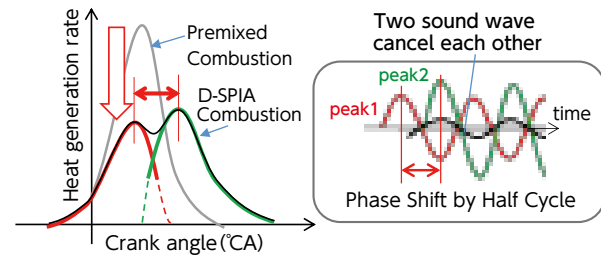


図34 D-SPIA模式図(上段)と燃焼加振力(下段)
Fig.34 D-SPIA Overview and Combustion noise spectra

これにより、エンジン燃焼音は従来エンジンを上回る静粛性を確保した(図35)。

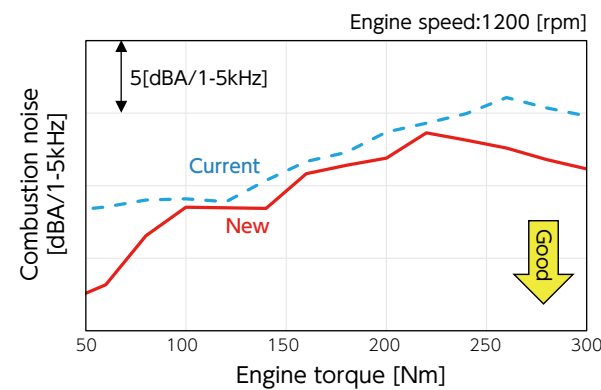


図35 エンジン燃焼音比較
Fig.35 Comparison of combustion noise

一方、気筒間の燃焼バラツキ低減には、緻密な噴射量制御のできるi-ARTインジェクタ®を採用した上で、着火遅れ期間に影響するEGR分配の偏りを改善するため、吸気とEGRガスをあらかじめ左右に分割させた上で、それぞれ合流させる形状を採用することで改善した(図36、37)。

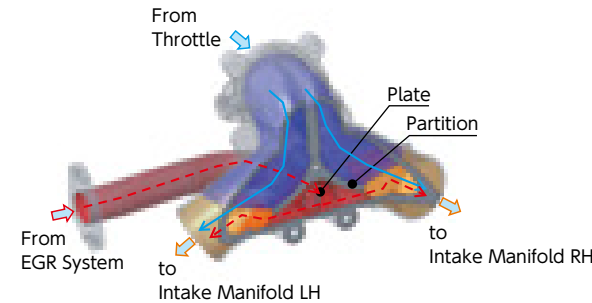


図36 吸気とEGRガス合流部形状
Fig.36 Shape of the confluence of intake air and EGR gas

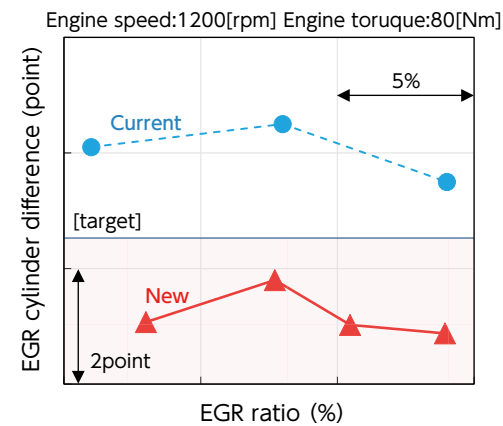


図37 EGR分配改善効果
Fig.37 Effect of improving EGR gas distribution

これらの採用技術により、燃焼音の気筒間バラツキを2.5dB(1-5kHzにて)低減した(図38)。

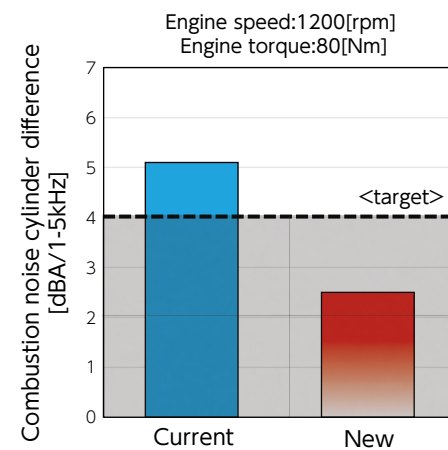


図38 燃焼音の気筒間バラツキ改善
Fig.38 Improvement of combustion noise from different cylinders

ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの燃焼騒音を音圧レベルで比較することが容易でないことは公知のため、ディーゼル燃焼音の“ガラガラ”、“チリチリ”と表現される特徴的な高周波(1kHz以上)の変動成

分を抽出し、これらの音圧レベルと変動レベルで、従来エンジンと静粛性を比較した。

上記の燃焼加振力の低減と燃焼音の気筒間バラツキ低減技術により、従来エンジンに対して燃焼騒音を官能評点で3pt向上し、燃焼の変動感を払拭した上質な静粛性を達成した(図39)。

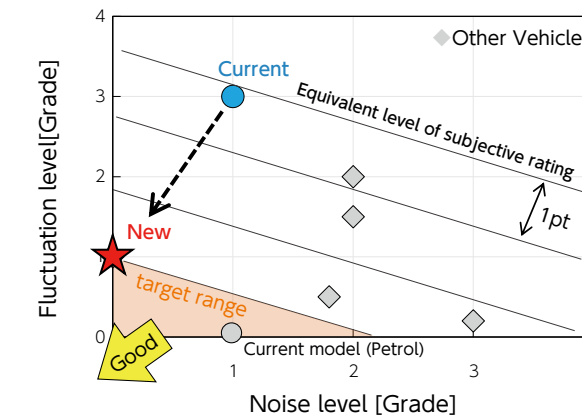


図39 車両騒音と燃焼変動感改善結果
Fig.39 Vehicle noise and fluctuation level

4. まとめ

新開発3.3L V型6気筒ディーゼルエンジンF33A-FTVは、ここまで述べてきたような最新技術を投入することで、低燃費かつクリーンなエンジンへと生まれ変わりながらも、従来と変わらない高い悪路走破性を持ち、さらに、より快適な運転を実現する高い性能を併せ持ったエンジンに仕上げる事ができた。また、ランドクルーザー用として14年ぶりに国内導入を果たすなど、各国の燃料性状や排気規制に幅広く適合させ、世界中のお客様の日々の生活を支える相棒としてお届けすることができた。

私たちは、将来のカーボンニュートラル社会の実現に向け、ディーゼルエンジン技術のさらなる発展を通じて、未来の地球環境づくりに引き続き貢献して参ります。

謝辞

このエンジンの開発に多大なるご指導、ご支援、ご協力をいただいた全ての社内外の皆様に深く感謝の意を表します。

参考文献

- [1]伊与田伸彦ほか:新4.5L V8ディーゼルエンジンの開発、自動車技術会学術講演会前刷集(2007)、20075988
- [2]小郷知由ほか:ESTEC GDエンジン新燃焼技術と吸排気システムの開発、自動車技術会学術講演会予稿集(2015)、20155078
- [3]冬頭孝之ほか:二段着火予混合燃焼を活用した高効率クリーンディーゼル燃焼(第3報)、自動車技術会論文集、Vol.45、No.3、p.493-499 (2014)

著者紹介

