

特集 : Virtual Testing

8

## エンジン振動騒音のVirtual Testingの紹介 Virtual Testing of Engine Vibration and Noise

土路生 修\*<sup>2</sup> 堀川 浩司\*<sup>3</sup>  
Osamu Torobu Kohji Horikawa阿部 宏司\*<sup>4</sup>  
Hiroshi Abe

### 要約

PT (Powertrain) の低燃費, 高出力性能を追求するとともに快適なNVH (Noise Vibration and Harshness) 性能を効率よく開発するため, MDI (Mazda Digital Innovation) において, PTユニットのNVH実験評価を机上検証に置き換えるエンジン振動騒音VT (Virtual Testing) を開発した。これは, 詳細3D-CADデータを活用したFE (Finite Element) モデルの高精度化, モーダルモデル併用による計算時間の短縮, 構造解析・流れ解析・機構解析および音響解析の連携により, マウント振動・エンジン放射音を予測する技術である。本稿では, その適用事例を交え, エンジン振動騒音VTを紹介する。

### Summary

As part of the MDI (Mazda Digital Innovation) project, we have developed a new method called VT (Virtual Testing) to improve NVH (Noise, Vibration, and Harshness) of the powertrain by computer simulations instead of actual testing, without affecting the fuel economy and performance. The VT technology was achieved by creating accurate FE (Finite Element) models based on 3D-CAD, shortening calculation time by reducing the modal models, and developing new methods for structural analysis, CFD analysis, multi body dynamic analysis and acoustic analysis. This paper describes how the VT technology can predict the mount vibration and engine radiation noise.

## 1. はじめに

### 1.1 Virtual Testingとは

自動車性能として, 低燃費・高出力性能が求められる一方, 快適な運転ができるNVH性能の実現が重要であり, PT開発の中で, この自動車性能の進化を, 短期に低コスト構造で成立させることを目指している。しかし低燃費・高出力に向けた軽量化および燃焼効率向上は, NVH性能悪化を伴う場合が多く, その両立のためには, 多くの構造検討が必要である。この検討を短期で行うために, 従来からCAEを活用してきたが, 例えばパワープラントベンディングと呼ぶPTユニット全体の固有振動特性(以下, PPB)の机上評価など, NVH評価における中間特性の予測に留まっており, 実車実験で評価するエンジンマウント振動やエンジン放射音の机上評価には至っていなかった。MDI

において, CAEに代表される事前検証技術を飛躍的に進化させ, 机上における仮想実験を拡充するための取り組みをVTと呼んでおり, その中で, PTユニットの振動・騒音実験そのものを机上予測するCAEの革新に取り組んできた。この予測技術をPTNVH VTと呼ぶものとした。

### 1.2 PTNVH VTの重点領域

車両のNVH性能開発の中で, 顧客満足度メトリックスと呼ぶ車両NVH性能評価の指標を開発し, この指標をパワートレインのユニット特性にブレイクダウンすることで, お客様の評価に繋がるPTNVH評価指標を設定してきた。第三者の調査機関の顧客満足度調査結果を基に, 車両NVHとしてロードノイズ・エンジン音の更なる改善を優先課題と位置付け, これを受けて, PTNVHもエンジン振動騒音実験のVT化から着手した。本論文では, このエンジン振動騒音のVTの概要を紹介する。

\*1~3 パワートレイン先行開発部  
Powertrain Advance Development Dept.

\*4 第3エンジン開発部  
Engine Development Dept. No.3

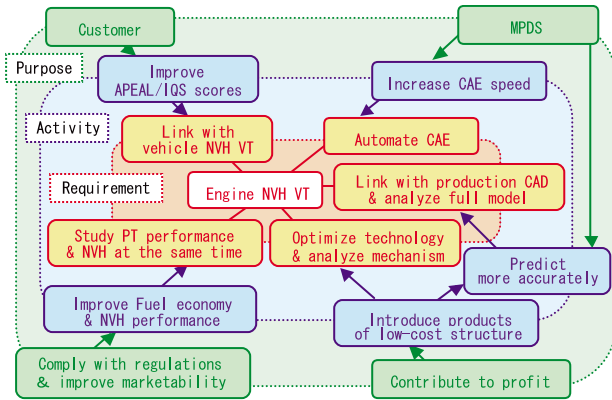


Fig.1 Role of Engine NVH VT

## 2. エンジン振動騒音VTのコンセプト

### 2.1 エンジン振動騒音VTの要件

エンジン振動騒音VTの機能要件をFig.1に示す。

#### (1) 車両NVH VTとの連携

お客様満足度向上に貢献するために、エンジン振動騒音の評価特性は、車両NVHの評価指標と繋がっている必要がある。Fig.2に車室内エンジン音の定量評価手法の概要を示す。音のレベルおよびエンジン回転基本次数成分と非基本次数成分とのバランスから、『伸びやか』『力強い』『落ち着いた』『静かな』等の指標を抽出し、総合評価を行っている。このため、エンジン振動騒音特性は、周波数軸とエンジン回転数軸で表すスペクトルマップとして捉える必要があり、これを振動騒音VTの提示要件とした。

#### (2) エンジン性能VTとの同時検討

燃費向上とNVH性能の両立に貢献するために、性能予測VTと繋がっている必要がある。Fig.3は、車内エンジン音のカスケード図である。起振力経路を赤で、それを増幅する共振系を青で示している。2.5kHzまでの主要なエンジン起振力として、燃烧圧・動弁系荷重・ピストンスラスト力及びクランク軸荷重を考慮しており、これらは個別の性能シミュレーションにより求める。振動騒音予測に繋げるためには、エンジン回転数1,000rpm~6,000rpm、回転次数0.5次刻みに対応する周波数分解能で出力する必要があり、これを性能シミュレーションの提示要件とした。

#### (3) 詳細CADデータとの連携

製品特性と予測が一致するためには、FEモデルは詳細CADデータと繋がっていることが重要である。詳細CADデータとは、部品生産で必要となる抜き勾配やコーナール形状を含む3D-CADデータと呼んでいる。詳細CADデータはIDEASを使って、設計部門または生産技術部門で作成されたものを自動メッシングにより短期にFEモデルとする。このとき、解析精度と計算規模より、要素品質と部品ごとの要素数ガイドラインを設定し、FEモデル要件とした。

#### (4) VTの高精度化と実行の短期化

2.5kHzまでの振動騒音現象を捉えるためには、FEモデルの飛躍的高精度化が必要である。このため各部品モデルと詳細CADデータの一致に加え、モデル化範囲を、PTを構成する主要部品全てを対象とした。一方、全部品をFEモデルで計算すると膨大な計算時間が掛かるため、モデルモデルを併用し、節点番号等ルールを定め、自在に組合せモデルが作れることを、解析モデルの構成要件とした。

#### (5) 最適化およびメカニズム分析法の確立

低振動騒音構造の作り込みにより、補強材や遮音材を廃し、低コスト化に貢献するためには、最適化手法やメカニズム分析手法の活用が有用である。まず振動騒音のメカニズム分析手法として、机上TPA (Transfer Path Analysis ; 伝達経路分析) を可能とするものとした。

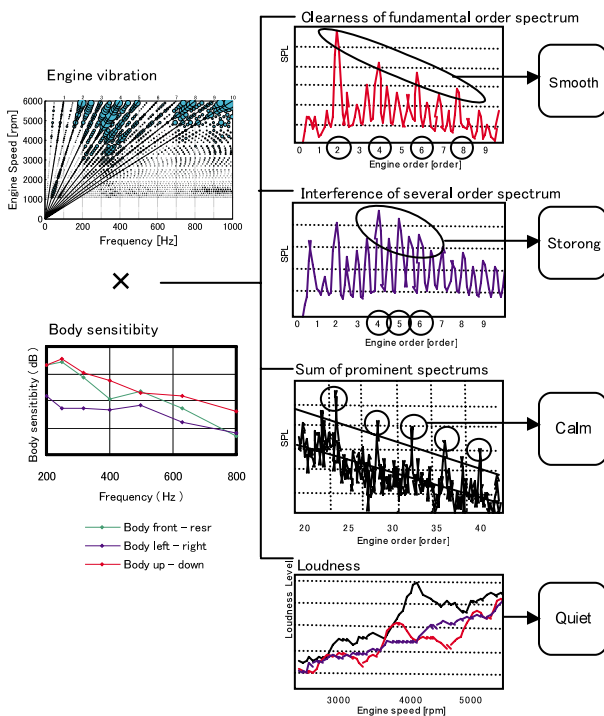


Fig.2 Interior Engine Noise Evaluation Method

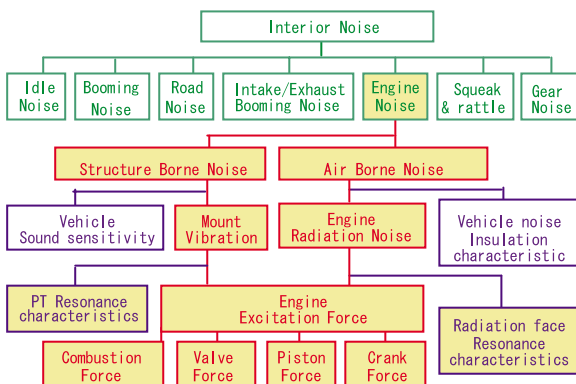


Fig.3 Factors of Interior Engine Noise

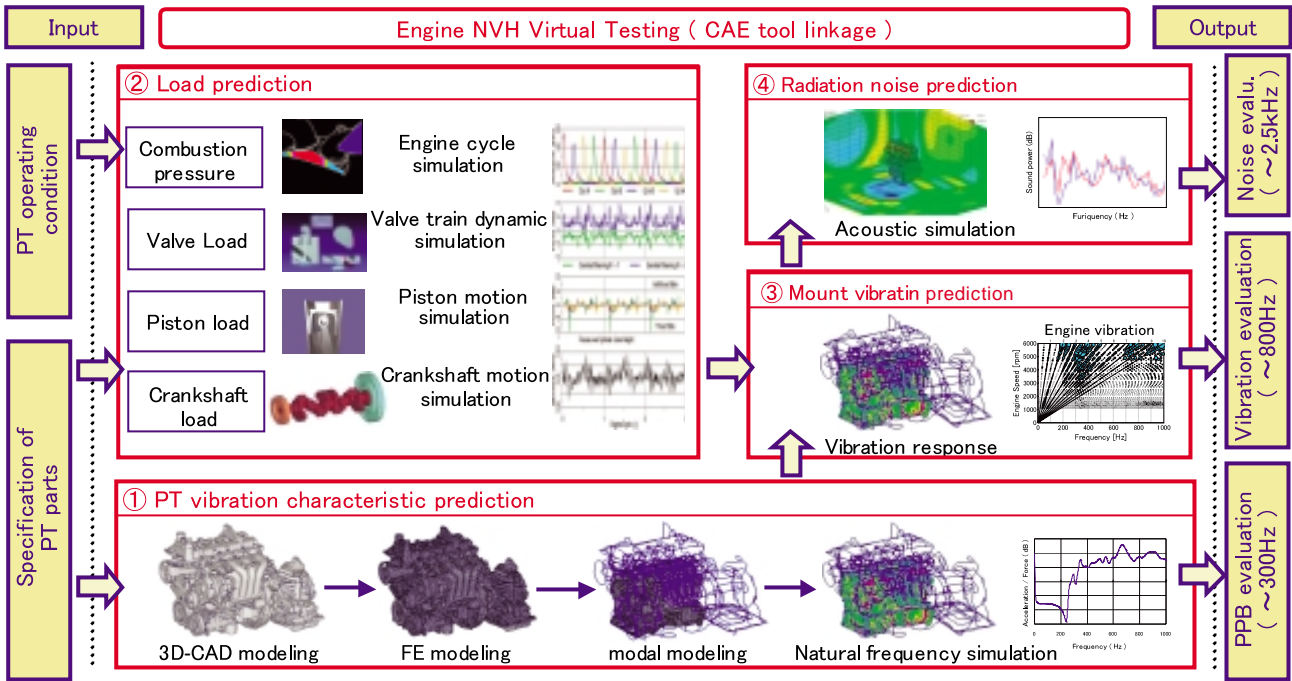


Fig.4 Projection of Engine Vibration & Noise

2.2 エンジン振動騒音VTの全体像

エンジン振動騒音VTの全体像をFig.4に示す。エンジン諸元・運転条件をインプットとし、PT振動特性・実機振動・放射音をアウトプットとする。この間の現象を複数のCAEツールで予測し、それらをリンクして全てをVT化している。この技術は、以下の4つの技術から成っている。

- FEMによる、振動伝達特性予測技術
- 流れ解析および機構解析による、起振力予測技術
- マウント振動を予測し、振動伝達経路を分析する技術
- 放射音を予測し、放射音伝達経路を分析する技術

3. シミュレーション技術

3.1 振動伝達特性予測技術

(1) FEモデル

まず、FEMによる振動伝達特性予測技術について説明する。形状CADとして、IDEASの3Dデータを用いている。従来は、PPB解析を中心に机上評価を行ってきたため、300Hzまで表現できるFEモデリング技術を活用して来たが、本VTにおいて、800Hzまでのマウント振動予測と、更に2.5kHzまでの放射音予測を可能とするために、高精度のFEモデルが必要となり、その技術開発を行った。振動伝達モデルの精度指標は、共振モードの周波数と伝達特性のピークレベルである。『伸び』に関する1kHz以下の0.5次~8次成分を再現するために、周波数精度は±3%が必要、また、『落ち着いた』に関する1kHz~2.5kHzは、周波数で±5%とした。Fig.5にFEモデルの例を示す。

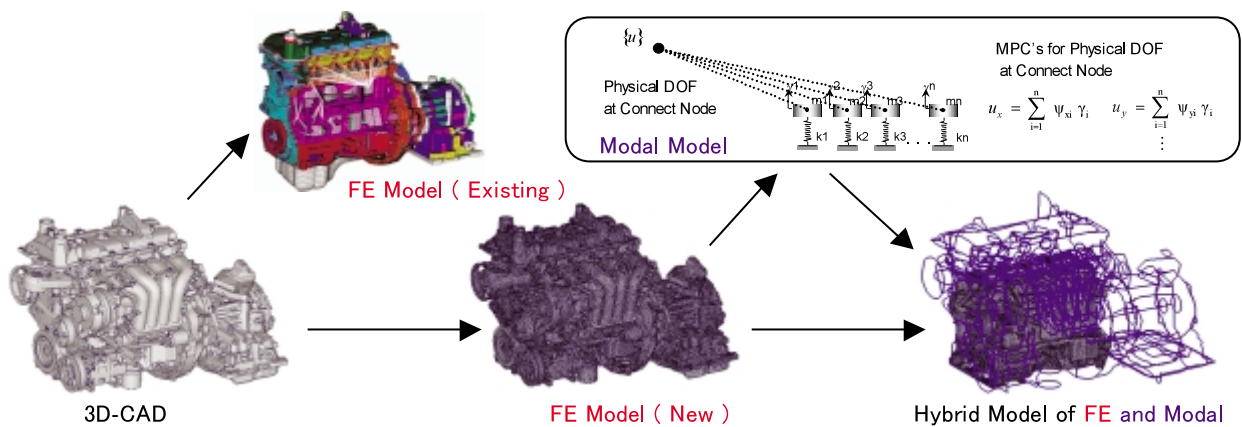


Fig.5 FE and Modal Model

高精度化ポイントは、部品形状を3D-CADと一致、ボルト結合モデルの精度向上、従来は計算能力の限界から、ブロック・ミッション等主要部品、約10部品以外は簡略化・省略化していたが、これをPT全体モデル約20部品をFEモデル化した点である。一方、FEモデルの節点数は、従来60万節点規模であったものが、250万規模に大幅に増大した。そこで、解析精度を維持しつつ、計算時間短縮するため、モーダルモデルを併用している。

(2) モーダルモデル

ここでいうモーダルモデルとは、部品ごとのFEモデルから求めた固有振動特性を、Craig-Chang法に基づく拘束モーダル法を使って、モーダル剛性・モーダル質量およびモードシェイプを求め、NASTRAN INPUT形式で書き表したモーダルモデルである。これにより、例えばシリンダヘッドモデルの計算自由度は、約120万自由度から1,000自由度に圧縮され、大幅な計算時間短縮となる。また、各部品のボルト結合部のモデル化方法と節点番号付けを標準化し、組合せ解析を容易にしている。このモーダルモデルへの変換は、内製プログラムにより自動化している。

3.2 起振力予測技術

(1) 燃焼圧予測シミュレーション

燃焼圧予測には、Fig.6に示す内製の1次元吸排気シミュレーションを使っている。吸排気シミュレーションでは、ボア径・ストローク・圧縮比・バルブタイミングなどのエンジン諸元と、空燃比・点火タイミング・エンジン回転数など運転条件から流入空気量を算出し、燃焼はWoschniの式を改良した方法で求めている。

(2) 動弁系荷重予測シミュレーション

動弁系荷重予測は、Fig.7に示す内製の動弁系シミュレーションを使っている。動弁系シミュレーションでは、バルブ質量・バネ特性およびカムプロフィールから、回転数ごとのカム軸荷重とバルブ着座荷重を求めている。

(3) クランク・ピストン荷重予測シミュレーション

クランク軸荷重とピストンスラスト荷重は、クランク挙動シミュレーションを使っている。クランク挙動シミュレーションとは、シリンダブロックの中でクランクが弾性振動をしながら回転し、両者が連成振動するさまを解く機構解析プログラムである。FEおよびモーダルモデルで表現したPT振動モデルから、剛性マトリックス・質量マトリックスを縮退して求め、加振力は、燃焼圧・動弁系荷重を読み込み、クランク・ピストンの機構解析を行い、クランク荷重・ピストンスラスト荷重を算出する。

3.3 マウント振動予測および伝達経路分析技術

(1) マウント振動予測シミュレーション

エンジン運転時のマウント振動予測は、上述のクランク挙動シミュレーションにおいて、縮退点として、エンジンマウントの計算自由度を残すことで、マウント振動結果を得ることができる。

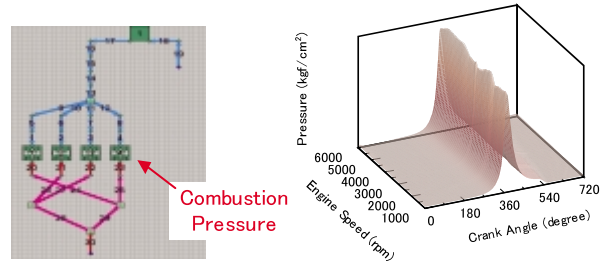


Fig.6 Engine Cycle Simulation

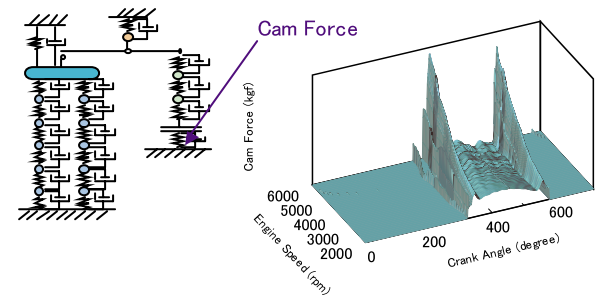


Fig.7 Valve Train Dynamic Simulation

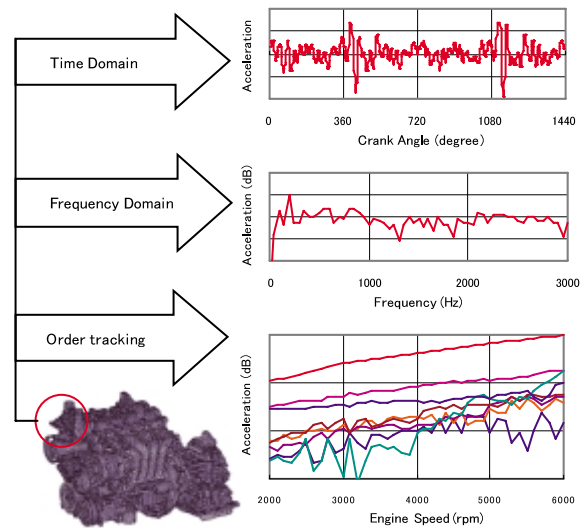


Fig.8 PT Mount Vibration

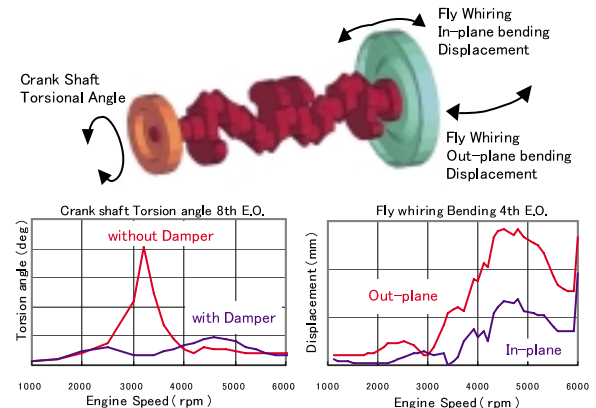


Fig.9 Crankshaft Motion



Fig.8は、マウント振動予測結果を、時間軸・周波数軸および回転次成分トラッキングで表したものである。これにより、エンジン2次振動に関する『静かな』『リニアな』を机上評価できる。

また、Fig.9は、クランクシャフトのねじり振動とフライホイール面振れ振動の予測結果である。クランクが振動しつつ回転することで、さまざまな次数成分の発生原因の一つとなるが、特にフライホイール面振れ振動が発生すると、ハーフ次成分増大の大きな要因となる。これら全ての部位の振動は、Fig.10に示すスペクトルマップとして得ることができ、『伸びやかな』を机上評価できる。

(2) 伝達経路分析 (TPA : Transfer Path Analysis)

マウント振動の大きさは、エンジンの複数の起振力が、複数の経路で伝わってきた振動の総和である。TPAとは、これをカスケードするために、マウント振動に影響する主要な起振力と伝達経路の寄与率を分解する技術である。これにより、マウント振動を下げるために、どの荷重の、どの伝達経路を改善すべきか、を特定することができる。

Fig.10の4次振動レベルに着目し、この4次振動のピークの発生原因について机上で分析を行った。Fig.11は、主軸受け加振力の4次成分の回転特性を軸受けごとに示したものである。これより、4次の軸受け加振力は、2&4番主軸受けの値が他の軸受けよりも大きいことが分かる。そこで4番主軸受けに着目し、軸受け～マウントへの伝達関数と加振力を重ねて描いたものがFig.12である。これより、伝達関数のピークと加振力のピークが交わることで、5,500rpm近辺で振動のピークが発生していることが分かる。

3.4 放射音予測技術

(1) 放射音予測シミュレーション

放射音予測は、汎用音響解析ソフトウェアで行っている。エンジンブロックやカムカバーなどの表面振動のスペクトルマップをクランク挙動シミュレーションで求め、これをインプットとして、音響解析ソフトウェアにより音圧分布や音響パワーを計算する。

(2) 放射面分析

音と表面振動の対比により、問題となる音の放射面を特定し、放射音低減に有効な構造変更が検討できる。しかし、狙いのモードを対策するための構造変更により他のモードも変化し、問題でなかった周波数帯が悪化するケースがある。そこで、モード感度分析を行い、狙いのモードにのみ効果のある部位を絞り込み対策を行っている。

モード感度分析の概要をFig.13に示す。まず、ユニット全体に対するそれぞれの部品単体モードの感度係数から、どの部品のどのモードを変化させると、狙いの周波数帯が改善できるかを絞り込む。次に、絞り込んだ部品の各モードに対する各部位剛性の感度係数から、狙いのモードのみ変化させる構造変更を絞り込む。これにより改善すべきユニット特性から対策構造へのカスケードが可能である。

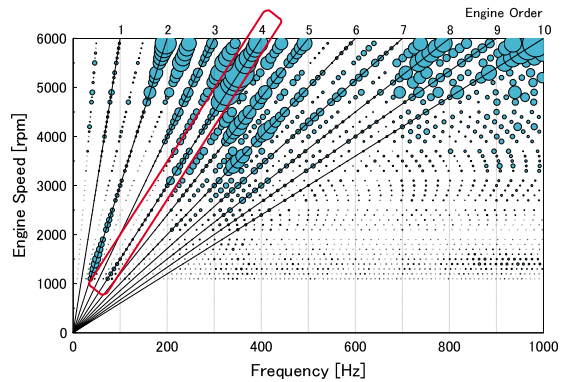


Fig.10 Mount Vibration Spectrum

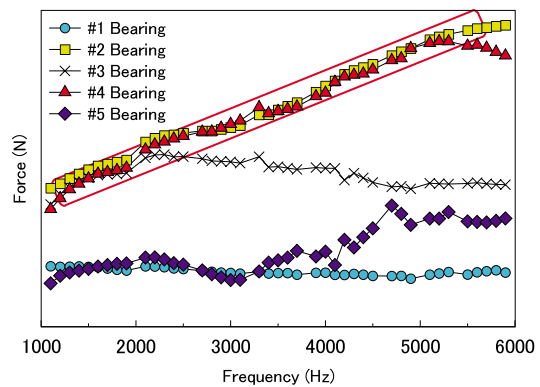


Fig.11 Bearing Force

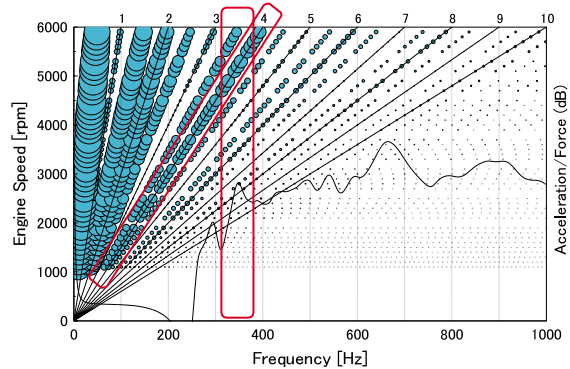


Fig.12 #4 Bearing Force & FRF

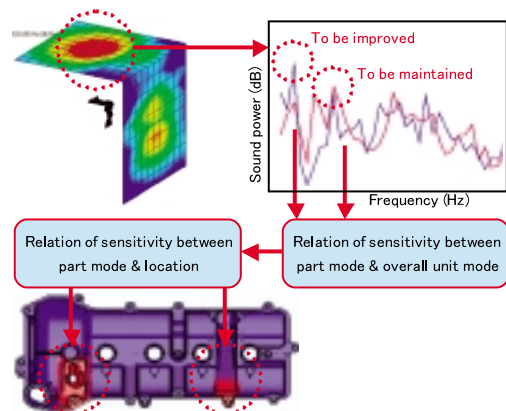


Fig.13 Mode Sensitivity Analysis

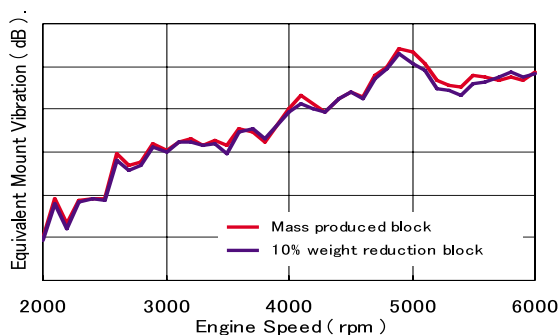


Fig.14 Block Weight Reduction and Equivalent Mount Vibration

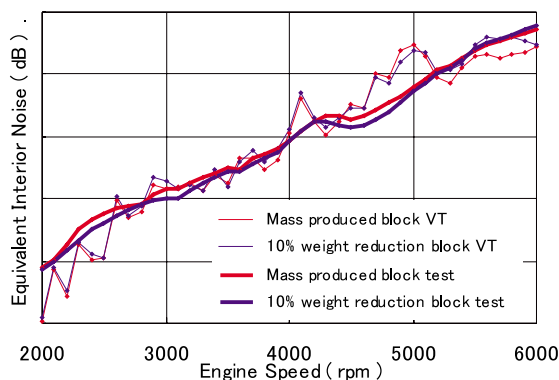


Fig.15 Block Weight Reduction and Equivalent Interior Noise

#### 4. 適用事例

##### 4.1 マウント振動低減と軽量化の両立

シリンダブロックの軽量化とマウント振動低減の両立検討の事例をFig.14に示す。スペクトルマップにて、200~800Hzのマウント振動に寄与するモードとして、ブロック振り・横曲げ・縦曲げ、の三つのモードを特定し、歪エネルギー分析より、エネルギー小の部位の軽量化と、エネルギー大の部位の構造改善を行い、等価エンジン振動の低減を検討した。等価エンジン振動とは、200~800Hzのマウント振動の3軸成分であり、振動レベル評価として採用している指標の一つである。検討の結果、等価エンジン振動を従来車以下に抑えるとともに、ブロックを10%軽量化する構造を得た。更に、基準とする車体感度特性を掛けた等価車内音と呼ぶ評価指標においても、従来車以下であることが分かった。そこで、本軽量化案を試作し、実験評価したところ、Fig.15に示すように、期待通りの効果を確認できた。

##### 4.2 放射音低減と軽量化の両立

カムカバーの軽量化と放射音改善の両立検討の事例をFig.16に示す。一般肉厚を2.5mmから1.5mmに一律薄くすると、軽量化前の音響パワー性能に対し、1kHz帯のレベルが上昇することが分かった。

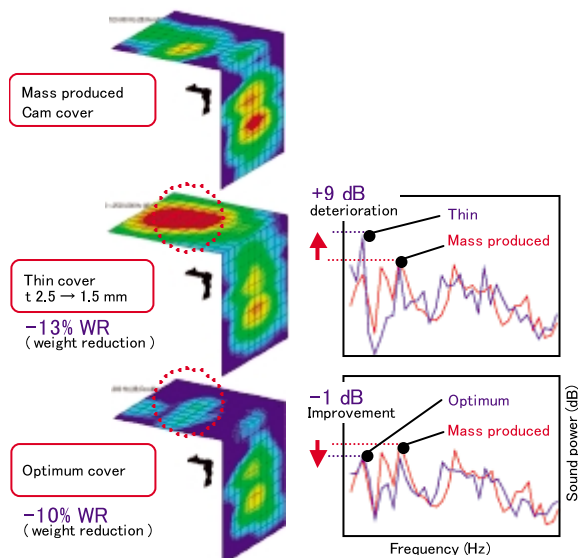


Fig.16 Cam Cover Weight Reduction and Sound Power

これに対し、モード感度分析の結果、剛性UPが有効な部位を特定し、モデルを修正して、その効果を机上検証したところ、全周波数帯に渡り現状の音響レベルを維持しつつ、約10%の軽量化が可能であることを確認した。

#### 5. おわりに

エンジン振動騒音VTの第一歩をスタートさせた。適用事例で紹介した、振動騒音低減と軽量化の両立構造は、新PTの開発の中で採用されている。今後、本VT技術をPT開発プロセスの中でフル活用し、低燃費・高出力かつ快適な運転ができるNVH性能を有するPTの開発に貢献したい。

著者



土路生修



堀川浩司



阿部宏司