

エンジン部品振動解析へのBBA手法の適用

Building Block Approach Method Application to Powertrain Component Vibration Analysis

銭 場 克 己*

Katsumi SEMBA

坂 口 元 康*

Motoyasu SAKAGUCHI

高 橋 勝 雄*

Katsuo TAKAHASHI

山 岸 仁*

Jin YAMAGISHI

要 旨

小型乗用車用パワートレーン構造にBBA(Building Block Approach)手法を適用し、パワープラント全体や取り付け部品のエンジン回転2次振動の変化を、直接伝達関数法により予測した。実機エンジン運転状態の伝達関数を用いることにより振動変化の予測精度は大きく改善された。また、BBA感度を定式化して、エンジンブロック放射音低減のためのリブ配置最適化を行った。計算実行には市販FEMのプログラム機能を利用し、伝達関数データを入力するためのプリプロセッサを作成して作業効率を向上した。

ABSTRACT

The Building Block Approach (BBA) method was applied to powertrain of a small passenger car and the attached components, to predict second order vibration change. Utilizing direct measured transfer function of an engine under operating conditions, estimation was significantly improved. Moreover, BBA sensitivity is formulated and it was applied to reduce radiation noise from the engine block. Computation was realized by programmability in commercial FE code, and a pre-processor program was developed to improve efficiency in transfer function data input.

1. まえがき

本論文は構造体としてのエンジンへの、いわゆるビルディングブロック手法の適用(BBA:部分構造合成法)による、振動変化量予測の事例紹介である。

動解析における狭義のビルディングブロック手法は、実験モーダル解析結果に基づくモードで記述された系とスカラーまたはマトリクスによる動剛性或いは有限要素で記述される系との結合によって全体系の振動をシミュレーションする方法として1970年代に注目を集めた¹⁾。その後、FEM構造解析も含め、二つ(またはそれ以上)の部分構造を結合して全体モデルを表現する方法は、表現式あるいは結合式の種類によって、部分構造合成法という名称で分類整理された²⁾。これらの研究の背景には60年代の有限要素法における、CMS(Component Mode Synthesis)³⁾がしばしば引用されている。

1980年代後半からは、実験データが含むノイズ除去、数値解析誤差の防止や有限要素モデルを用いた計測自由度の内外挿による結合自由度の拡張、空間的スムージング補正、あるいはそれらの併用が試みられた⁴⁾⁵⁾。

適用対象としては、車体シャーシへのパワープラント搭載に伴う低周波振動が代表的であったが、近年はエンジン構造を対象にしたものも見られる⁶⁾。

本論文では4気筒エンジンの2次振動領域を対象とした振動変化予測と、感度解析を利用した放射音特性(壁面振動の自乗和)の簡易最適化を紹介する。

2. BBA手法の定式化

2. 1. 伝達関数法によるBBA

振動解析のために構造体を伝達関数を介して剛性マトリクスに結合する方法としては、エンジンマウントなどの結合部に局在する剛性を明示的に定義する場合もあるが、ここでは締結構造を念頭に置き、二つの構造のそれぞれの定義が結合部の局所的な特性も含むものとする。

Fig.1において、主構造体に付加構造物が直接結合する場合を考える。(結合される自由度を l 、それ以外の各々の構造物の自由度を r , r' とする)

各構造物の特性は伝達関数マトリクス H と動剛性マトリクス K で式(1)の如く記述されとする。動剛性マトリクス K は質量や減衰を含んだ複素マトリクスである。

$$X = Hf \text{ (主体構造物)}$$

$$f = Kx \text{ (付加構造物)}$$

(1)

f は(未知の)エンジン加振力、 x は変位である。結合の前後において入力に変化しないと仮定する。

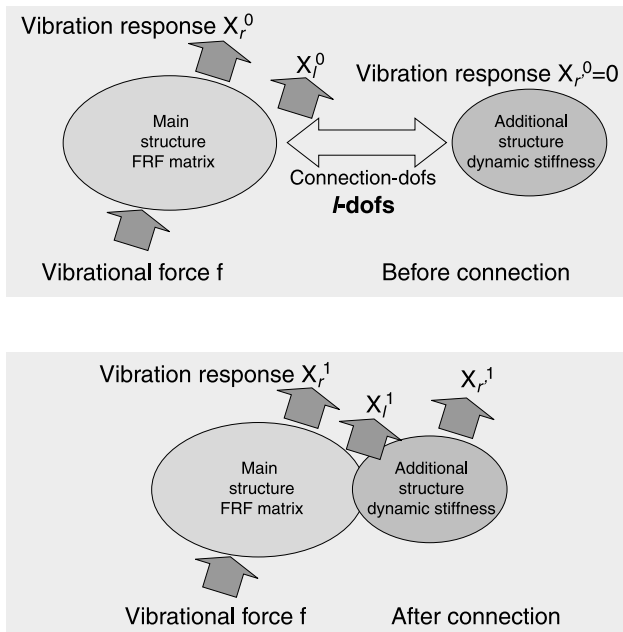


Fig.1 Concept of building block approach

結合後の振動応答から入力 f を消去すると、以下の関係式を得る。

$$\begin{Bmatrix} X_r^1 \\ X_l^1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{rr} & -H_{rl}K_{ll}Z_{ll} \\ 0 & Z_{ll} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_r^0 \\ X_l^0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

l は結合自由度、 r はその他の主構造物上の自由度(付加構造物上の r' と区別しない)を表す添字、その他の記号、添字の意味は下記の通りである。

I_{rr}, I_{ll} 単位マトリクス(添字は単に大きさを示す)

H_{rl}, H_{ll} 伝達関数マトリクス

K_{ll} 付加構造の動剛性

X_r^0, X_l^0 主構造, 付加構造の振動変位(構造変更前)

X_r^1, X_l^1 主構造, 付加構造の振動変位(構造変更後)

但し、 Z_{ll} は以下に示す逆行列であり、計算の核部分である。この項は後述の感度解析でも登場する。すべての変数は周波数の関数である。

$$Z_{ll} = (I_{ll} + H_{ll}K_{ll})^{-1} \quad (3)$$

式(2)は、結合前後に入力が不変であるという仮定のもとで結合後の振動を予測する基本式である。 K の符号を逆にすれば構造物を除去の場合も包含する。また、結合部自由度数が2である特別の場合に簡略化した応用例も報告されている⁷⁾。

2.2. 感度解析の定式化

付加構造の動剛性 K_{ll} が設計パラメータ P の関数であり、微係数 dK_{ll}/dP (近似的には差分変化率 $\Delta K_{ll}/\Delta P$) をもつとし、式(2)を P で微分すると、付加構造の標準状態での変位が P に対して持つ感度(4)式が計算できる。 Z_{ll} が計算の核

であること、感度は結合に関与する自由度の結合前における変位 X_l^0 に比例することがわかる。

$$\begin{Bmatrix} \frac{dX_r^1}{dP} \\ \frac{dX_l^1}{dP} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -H_{rl}(I_{ll} - K_{ll}Z_{ll}H_{ll}) \frac{dK_{ll}}{dP} Z_{ll} \\ -Z_{ll}H_{ll} \frac{dK_{ll}}{dP} Z_{ll} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_r^0 \\ X_l^0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

付加構造が無い状態を標準と考えれば、 Z_{ll} は単位マトリクスとなり、 K_{ll} は仮想的な構造変更パターンを代表するものと見做すことが出来る。(4)式は最適化探索の方向性指標に用いることも出来る。本論文では、シリンダブロックのリブ配置に関する事例を4.3.に述べる。

2.3. 実験による伝達関数の直接使用について

実験データとFEモデルのような解析的データの両方を使うシミュレーション計算は近年ハイブリッド解析と呼ばれはじめた。良く知られているように、FEモデルに対するCMS(コンポーネントモード合成)法の代わりに通常行われる実験モーダル解析結果を代入して用いると、剛体モードと高次モードの影響が除外されているために、いわゆるトランケーションエラーが発生する。剛体モードや静変形モードについてはジオメトリからの補間が有効であり、ゴムマウントを介する場合などの様に結合が柔らかい場合は、剛体モードのみを考慮しても改善できるが、パワートレーン締結構造への適用ではFig.2のように広範囲で誤差が無視できない場合がある。(400Hzまでの実験モード解析結果を合成して用いた場合は、実験による伝達関数を直接用いた場合に比べて、予測精度が劣る。より高次のモード、例えば解析上限周波数の2倍を用いれば精度は改善されるが、どこまで高周波特性を考慮するかは、解析者のセンスにゆだねられる。)

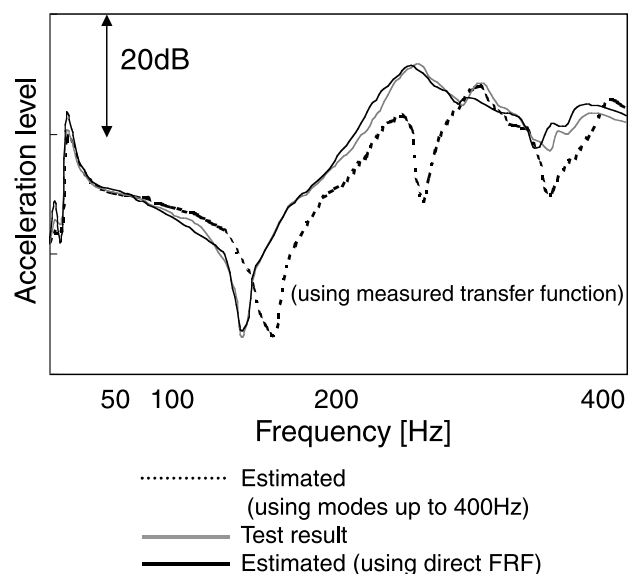


Fig.2 Estimation error caused by modal truncation

エンジン回転2次振動の周波数領域の大部分をカバーし、適用部位を限定しない手法を目指すため、ここでは実験による伝達関数をそのまま用いることとした。

3. シミュレーション計算の実現方法

FEMモデルによる周波数応答計算結果を実験データとみなした理論検証および実用の便宜を考慮して、MSC/NASTRANの直接法周波数応答計算DMAPを修正してソルバーを実現した。また、実験から得た伝達関数をソートして周波数毎にシステムマトリクスを入力するプリプロセッサを組み合わせて、BBA手法が実行できるようなスーパーエレメントを利用した計算環境を構築した。データの流れの概要をFig.3に示す。

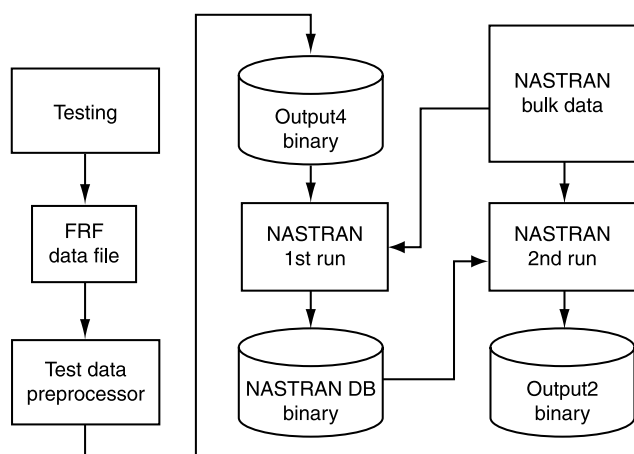


Fig.3 Data flow in BBA simulation

計算上の工夫として、ソルバに入力する前のデータにSVD(Singular Value Decomposition)によるスムージング処理を試みたところ、逆行行列演算結果のバラツキを抑えて周波数応答グラフ上でのスパイク状の乱れを低減する効果は確認できた。しかし、運転時への適用結果では自由度減少によるトランケーションエラーを発生して、予測精度はかえって悪化し、常に有効な手法であるとは確認出来なかった。

4. エンジン部品振動への適用例

パワープラント開発には全体の曲げや捻じりモードのようなグローバルな振動特性と、コンプレッサ等の補機類や吸排気マニホールド等、エンジンブロックやトランスミッションケースを土台として取り付けられた部品振動の問題がある。本手法は原理的にはいずれの場合も適用できるが、実際にこれを示すため、Fig.4のような各構造変更事例について検証を行ったので、以下に結果を報告する。

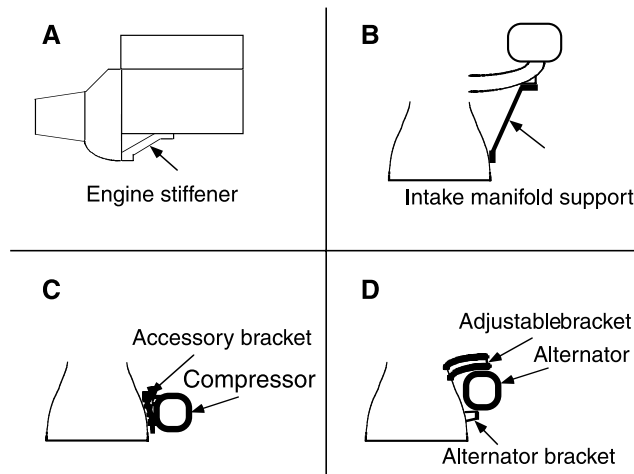


Fig.4 Structural modifications for validation of the method

4. 1. 加振応答への適用

計算原理の検証のため、エンジンは運転せず、制御された電磁加振機によるトランスミッション先端加振応答を対象に、構造変更後の振動を予測し、実際にテストした場合と比較した。

当然ながら、ここでは構造変更後の加振力の不変性は保証され、エンジン運転時の条件変化(水温、油温、燃焼バラツキ)なども発生しない。

エンジンスティフナの追加を構造変更とした場合の適用例をFig.5に示す。構造変更前後での変化に比べて、構造変更後の実測とシミュレーション結果とが良く一致しているので、本手法の適用性が証明されたと考える。

4. 2. エンジン運転時への適用

エンジンを点火運転(空転)した場合の適用結果を述べる。すべての測定は暖気後に水温、油音を監視しながら一定回転数を保ちながら行い、極力一定条件でデータを得るように配慮した。

また、後述のように、伝達関数は非運転時のものではなく、運転中に加振テストしたデータを後処理して使用している。

データの流れを概略示すとFig.6のようになる。

適用例をFig.7に示す。なお、ここに掲載したのはすべて上下方向の振動であるが、他の2方向についても同程度の精度が得られている。

エンジン運転時の構造変更予測では、6000RPM以上の高回転域を除いて、実際に変更したデータとかなり良く一致している。高回転域の予測精度が悪く、周波数が限定される(～200Hz)ことから、高速耐久性の評価手法として用いるのは困難であろう。この限界性の理由は後述するように、加振力の不変性が崩れてくること、および伝達関数計測でのS/N悪化によるデータの精度不足と考えられる。

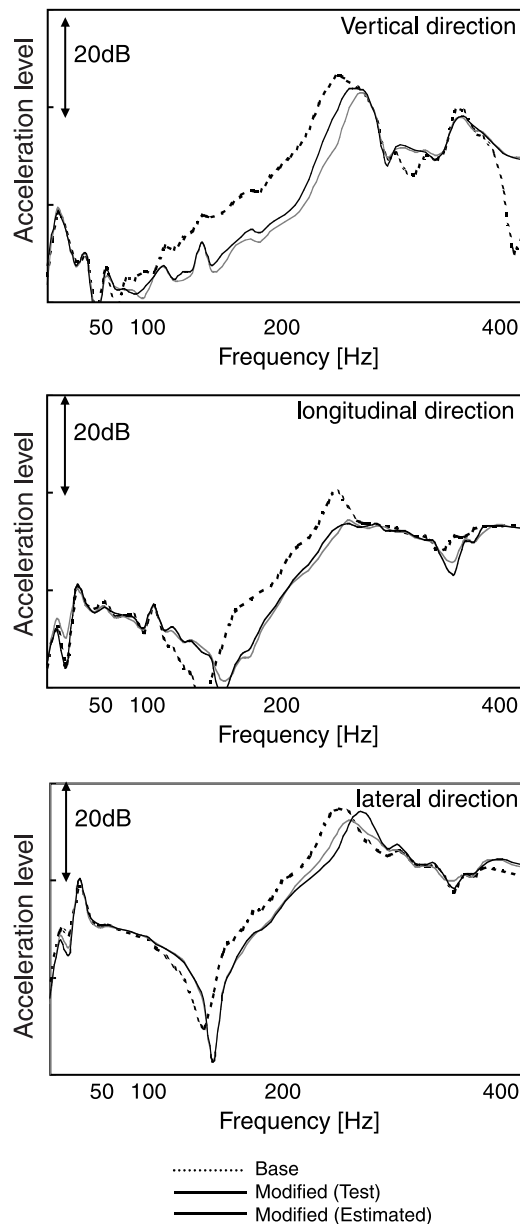


Fig.5 Change of transmission vibration
(A: Addition of engine stiffener)

4. 3. 感度解析の適用例

4気筒1.5リッター低燃費エンジンの開発において、燃費目標達成のためスワールによる燃焼速度増加が検討され、これに伴って中速域でのエンジンプロックからの放射音が悪化すると認識された。ブロック設計を大きく変えず、壁面リブ配置で対策することを目指して、2. 2. で述べた感度解析を実施した。具体的にはプロトタイプの壁面振動データ、リブ配置可能性のある壁面上の点間の伝達関数計測データ、リブ相当のFEモデルからリダクションした剛性マトリクス、感度マトリクスを用いて、放射音の指標と考えられる壁面振動の二乗和について、低減感度を最大とする配置の最適化を行った。但し、自由度はいずれも壁面の曲げ剛性と音響放射に寄与する変位を表現するための、壁面垂直方向のみで、対象周波数域は300~800kHzである。Fig.8は500Hz付近および1500Hz付近での実機の振動形態により、計測点間隔の妥当性を確認したものである。

感度解析の結果として、エンジンヘッドに近い部位の壁面リブの効果が大きいこと、エンジンプロックの片面毎の寄与、周波数帯域ごとの違いにより、非対称な配置が最適とわかった。これらにより実機での問題周波数帯域を狙った改善案を次期プロトタイプに反映を行った。その結果をFig.9に示す。それぞれリブ追加前後における壁面振動二乗和であり、リブによる改善効果が明らかである。

エンジン運転時データを用いたことにより、加振実験では考慮することが難しい、ピストン打撃などを含む実際に近い入力条件のもとでの改良ができたと考えられる。

ただし、この適用例では得られる知見、精度が計測の煩雑さに比べて不十分であり、感度解析手法を使いこなすにはレーザ振動計測やエンジン運転時データ収集・処理などの計測近代化技術とデータベースやツール間のインタフェース、実験計画法などの統計的な案別管理手段を含むシステム整備が必要である。

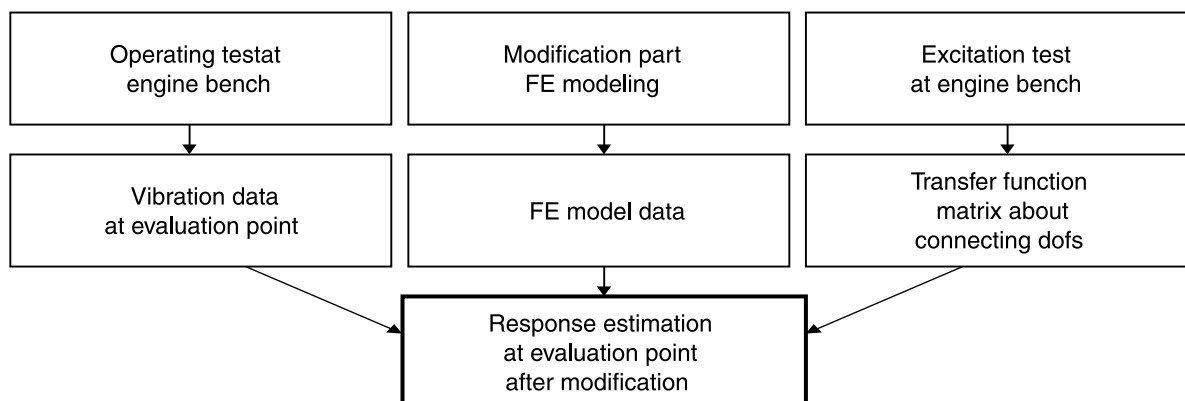
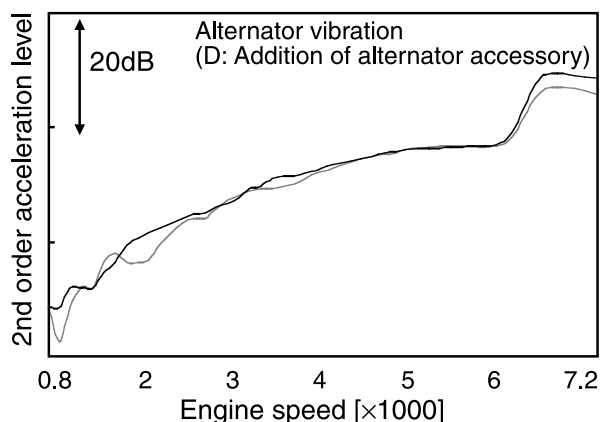
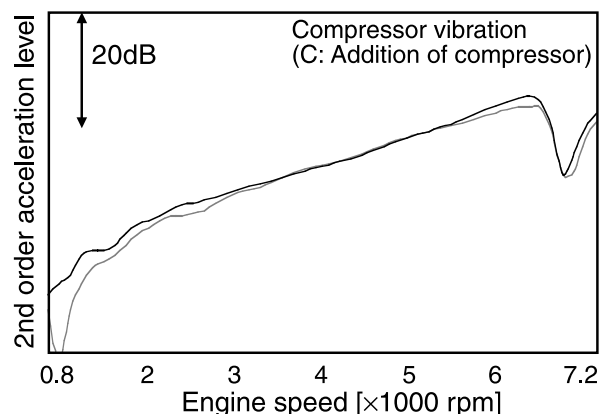
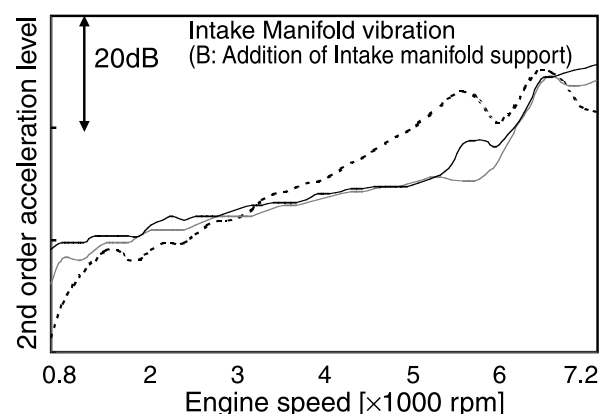
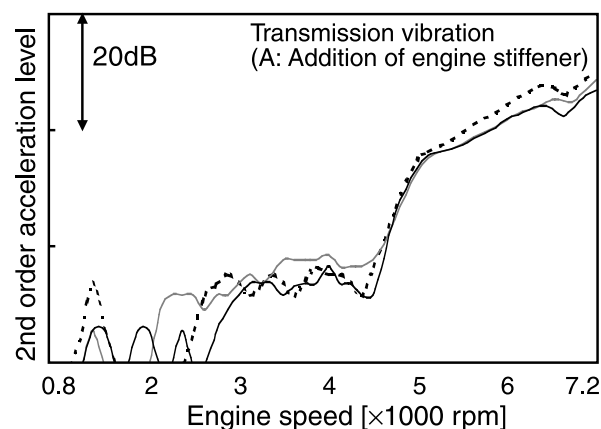


Fig.6 Data flow in simulation of operating condition



..... Base
 — Modified (Test)
 — Modified (Estimated)

Fig.7 Change of vibration in vertical direction

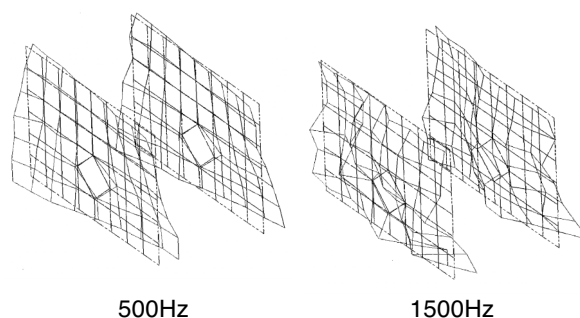


Fig.8 Operating vibration mode
 (Both side of cylinder block walls)

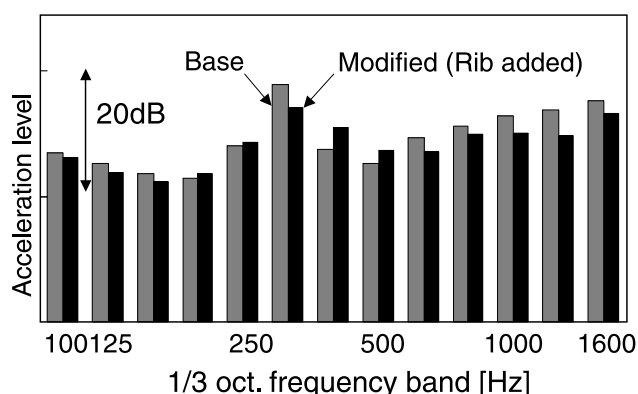


Fig.9 Sum of the squared wall velocity of
 the engine block

5. エンジン運転状態の伝達関数計測

5. 1. 計測手法

実機エンジン運転状態における伝達関数として、静止状態で計った伝達関数を使えるのかどうかは疑問であった。クランク回転系は薄いオイル層を介して数トンに及ぶピーク荷重をジャーナルベアリングで支持されており、ゴムマウントで遮断された取り付け部品のように独立して扱えるとは考えがたいが、常に固着しているとも断定することはできない。これは本質的には基本構造物に、刻々とジオメトリが変化する回転系および油膜による結合の変動成分が加わった準定常な状態であり、内力と構造パラメータが連成している非線型現象である。それを踏まえた上で、線形近似と見做せるデータ、近似モデルを定義できるような計測手法が必要なのである。

運転時のパワープラントの伝達関数を計測するため、大型の電磁加振機を用いて、Fig.10のような装置で加振テストを行った。

エンジンの静止状態と運転状態(空転)とでは、Fig.11のように伝達関数が異なる。低周波域では比較的良好に一致しているも、200Hz以上では大きくずれ、さらに運転状態では加振力の大きさからも影響を受ける。

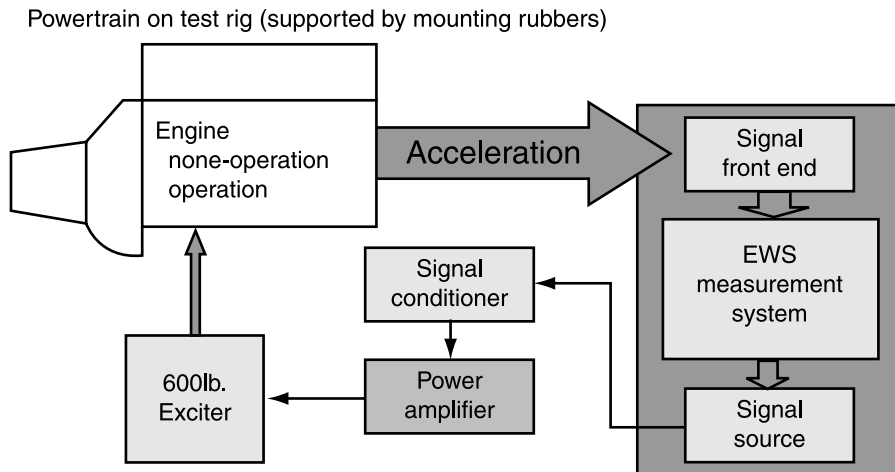


Fig.10 Artificial excitation system for measurement of transfer function

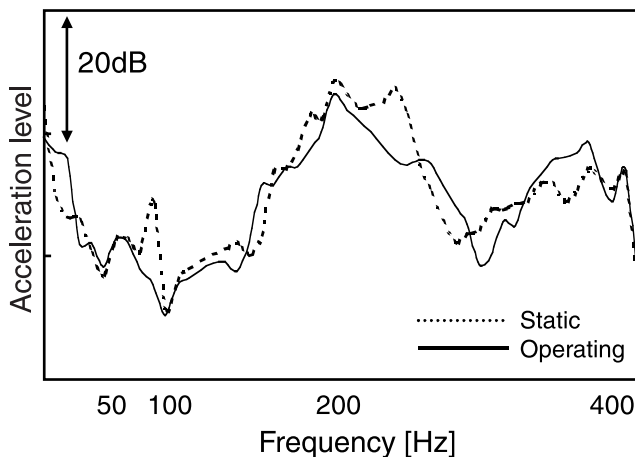


Fig.11 Comparison of transfer function operating and static condition

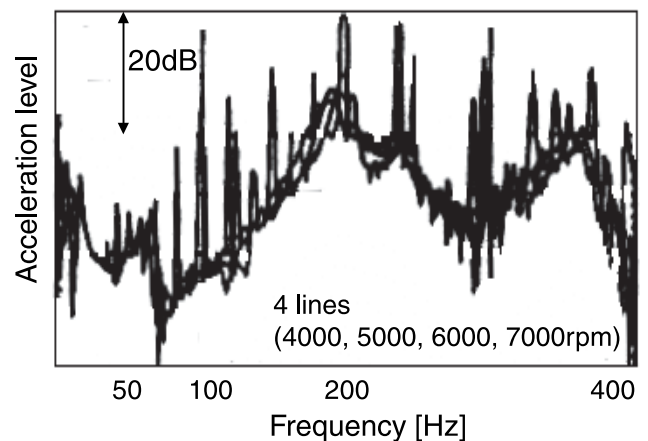
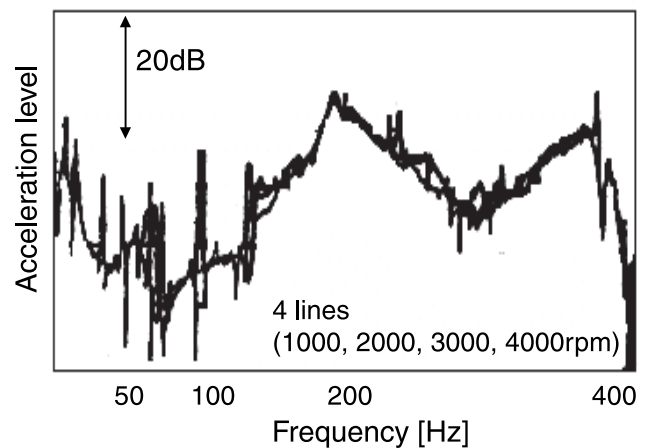


Fig.12 Transfer function under operating condition at various engine speed

5. 2. シミュレーションに用いた伝達関数

運転状態の場合、比較的大型の電磁加振機(600ポンド)でも次数成分と重なる周波数ではS/N比を確保することは出来ない。また、きわめて大きな加振力は加振点付近の破壊や加振による振動系の変化の恐れもあり、限りなく加振力を増加することでS/Nを確保することは不可能である。各回転数毎のランダム加振結果の具体例をFig.12に示す。横軸等間隔のスパイク状の線は0.5次おきのエンジン起振力によるものであり、加振機からの入力によるものではない。

そこで、ランダム加振で得た伝達関数から、次数成分に相当する孤立ライン周波数を除去したものをを用いて評価することとした。

また、構造変更シミュレーションに用いる伝達関数は、運転状態(エンジン回転速度)によって変化する可能性がある。このため、Fig.12の各回転数毎にその2次周波数成分に相当する周辺部分を区分的に切り出して合成すると、より正しい2次振動に対する特性を表現できるのではないかと

考えられる。4. 2. のシミュレーション結果はこのような合成伝達関数を用いたものである。

6. 本手法の限界

構造変更後の入力が不変と仮定すれば、入力同定を含まない(2)式、(4)式は見通しが良く、計算技術上も Z_{ij} の精度

改善に集中することができる。しかしながら、エンジンの発生する起振力の変化を無視できるものかどうかは結果の信頼性に関わる。このため、パワープラント共振周波数がかなり変化する様なエンジンスティフナーの取り付け有無について、ジャーナルベアリングへの荷重変化を確認することにした。

クランクジャーナル部のベアリングキャップ締め付けボルトに歪みゲージを貼り、運転時に発生する動的な歪みをモニターした。結果はFig.13(RMS値)のように、2次振動がパワープラント共振に近い6000rpm以上を除外すれば、回転2次成分の入力は不変であると考えられる結果となった。エンジンスティフナーよりも剛性が低い部品の取り付けなどについては影響は小さく、起振力不変性を仮定して良い。

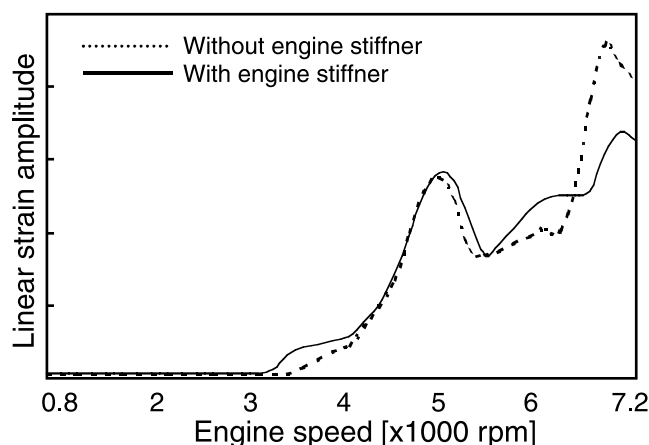


Fig.13 Change in bearing cap bolt strain amplitude caused by structural modification

一方、ラダーフレーム構造などのように、エンジン入力点のごく近いところでの大規模な変更は、剛性の変化が入力変化を引き起こし、本手法の限界を超えると考えられる。

7. まとめ

本論文では4気筒エンジンの2次振動領域を対象とし、直接伝達関数法による構造変更シミュレーションが小型自動車用パワートレインに対して適用可能であることを加振応答を使って原理的に示した。次に運転状態に適用するために必要なエンジン運転状態の伝達関数データを収集する際の計測上の工夫と限界性の検証を行った。これにより、エンジン運転時でも最高回転数付近を除けばBBA手法により良好な構造変更予測が可能なることを、複数の事例で示した。また、感度解析をエンジンブロック放射音低減に応用した事例を紹介した。システム構成として市販FEMのプログラム機能を使ってソルバーを実現し、実験による伝達関数

データを入力するためのプリプロセッサを作成して組み合わせることにより、比較的容易に実現できることも示した。

8. あとがき

テストできる実物が存在する開発段階、或は大幅な設計変更の可能性が無いが対策が急がれる場面では、パワープラント全体FEモデルが不要で、FEモデルのいわゆるコリレーション(実機特性への合わせ込み)なしに精度が保証されるという意味から、計測データを用いた手法が注目されるのは当然である。

本研究は80年代の終わりに90年代初めに実行されたもので、その後のコンピュータリソースの進化を思えば、実験解析部分も含めた計算処理や最適化について改良の余地があると考えられる。

今後のハイブリッドCAEシステム開発がとるべき方向性を考察するに当たって本論文の事例が手がかりになれば幸いである。

参考文献

- 1) Klosterman, A. L.: On the Experimental Determination and Use of Modal Representation of Dynamic Characteristics, Ph. D. Univ. Cincinnati
- 2) 長松昭男, 大熊政明: 部分構造合成法, 培風館, 1991
- 3) Craig R. R. Jr. and Bampton M. C. C.: AIAA Journal, 6-7, 1968, 1313
- 4) O'Callahan J., Avitabile P., Riemer R.: System equivalent reduction expansion process (SEREP), 7th IMAC Proc., 1989
- 5) Leuridan J., D De Vis, H Grangier, Aquillina: Coupling of structures using Measured FRF's: Some Improved Techniques, 1990
- 6) 大槻守, 角賢治, Ludo Gielen: パワープラント振動予測のためのFE-実験ハイブリッドモデル化開発, 自動車技術会1999年春季大会
- 7) 野口久智, 漆山雄太, 飛田哲夫他: 伝達関数による敏感度解析, 自動車技術, 1987, vol.41, No.13

■ 著 者 ■



銭場 克己



高橋 勝雄



坂口 元康



山岸 仁