

部品結合部の非線形性考慮による エンジン構造振動解析精度の向上

Enhancement of Vibration Analysis Accuracy of Engine Structure
by Considering Nonlinear Properties between Components

神 村 直 毅*

Naoki KAMIMURA

要 旨

ABSTRACT

エンジン構造の放射音領域までの周波数応答関数の高精度で汎用性のある予測技術を構築した。

エンジン部品の結合部位は、ヘッドガスケットに代表される非線形特性を有するため、周波数応答解析をおこなうには、結合状態に応じ線形化した解析モデルを必要とする。解析は2段階に分けており、前段で実施する非線形接触解析により結合部の圧力情報を取得する。後段の周波数応答解析では、圧力情報を元に結合部位の剛性、減衰を線形特性として定義し、ボルト軸力によるひずみも考慮した振動解析用モデルとすることで、精度を向上させた。

結合部位の特性は、材料試験では取得できない項もあり、圧力に依存する特性を示すと仮定した圧力変換テーブルを定義した。不確定値に対してはベースとしたエンジンでの実験結果を元に同定した。本手法を別エンジンに適用し、周波数応答解析において実用上支障のない精度を確保できていることを検証し、エンジン構造の周波数応答解析に対して汎用性がある手法であることを示した。

A high-accuracy and generally applicable method of predicting the frequency response functions of engine structures up to the radiated noise range has been developed.

Because the joints between engine parts possess nonlinear properties, as exemplified by the head gasket, analytic models that are linearized in relation to the state of the joints are essential in conducting frequency response analyses. The analysis discussed in this paper was divided into two stages. In the first stage, pressure data for the joint sections was obtained by means of nonlinear contact analyses. In the frequency response analyses conducted in the second stage, accuracy was increased by defining the stiffness and damping of the joint sections as linear properties based on the pressure data, and formulating vibration analysis models that considered strain due to bolt axial force.

Some properties of the joint sections cannot be determined in materials tests, and pressure conversion tables assumed to express properties dependent on pressure were therefore defined. Uncertain values were identified on the basis of test results for the base engine. The application of this method to another engine demonstrated that the frequency response analysis achieved a level of accuracy that represented no impediment to practical use, and indicated that the method possessed general applicability for frequency response analyses of engine structures.

1. はじめに

近年、自動車の環境性能向上の要求が高まっている。その対応として、エンジン部品単位での軽量化とともに、過給を含めた燃焼制御が進められている。一方、振動騒音商品性向上の要求も高まっている。

エンジン構造の軽量化は多くの場合、振動応答感度の増

*四輪 R&D センター

大を伴い、過給および高速燃焼化は入力が増大を伴う。これらのことから振動騒音商品性と環境性能を両立させることの難易度が増している。

一方、開発期間の短縮の要求も高まっており、軽量で低振動応答を実現できるエンジン構造を検討するために、図面情報のみから、高い精度の周波数応答解析を可能とする有限要素法 (Finite Element Method: FEM) の適用技術の構

築が求められている。

複数部品で構成されるエンジンアセンブリを高精度な周波数応答解析をおこなうためには、部品結合部の剛性、減衰を適正にモデル化する必要がある。部品結合部には、ヘッドガスケットなどボルト軸力に対する非線形バネ特性を有することから、ボルト軸力に応じて周波数応答関数 (Frequency Response Function: FRF) が変化する。Fig. 1 にシリンダヘッドとブロックを異なるボルト軸力で締め付けた実験時の FRF の変化を示す。入力点はシリンダブロック外壁面、応答点はシリンダヘッド燃焼室面である。

高周波領域では、ボルト軸力による FRF の差異が顕著に現れており、ボルト軸力による非線形バネ特性を考慮することの重要性がわかる。

金属面が直接接触する部位においても、ボルト軸力により有効結合範囲が変化し、FRF のピーク周波数、ピークレベルに差異を生じることもわかっており、結合部の剛性、減衰の適正なモデル化が必要である。

これまででもボルト結合部の有効結合範囲を考慮した解析事例の紹介はあるが^{(1), (2)}、結合部で発生する減衰の考慮は十分には議論されておらず、構造全体のモード減衰としてモデル化しているケースが多い。例としてエンジンアセンブリを対象とした解析結果を Fig. 2 に示す。主構造部品モデル、ボルトモデルは本稿で報告する開発手法と同じモデルを利用し、構造全体のモード減衰には過去の経験値を

定義した。入力点はカムシャフト駆動チェーン側のベアリング部、応答点はロワブロック外壁面である。

2 kHz 近辺のピーク周波数の誤差が大きいこと、モード減衰が過剰であることによる応答レベルの誤差が大きいことから十分な解析精度とはいえない。

本稿では、非線形接触解析で取得した接触部の圧力情報を基に部品結合部の剛性、減衰をモデル化することで、FRF 予測を高精度化した手法について報告する。放射音を考慮し、対象周波数をアセンブリ状態で 3 kHz までとした。

2. 開発手法

解析対象とした部品は、エンジンの主骨格であるシリンダブロック、ロワブロック、シリンダヘッドと放射音発生部位となるオイルパン、チェーンケースとした。

部品間にはヘッドガスケット、金属接触部、液状パッキン (Formed In Place Gasket: FIPG) 塗布部と条件の異なる非線形性を有する結合部が存在する。そこで、部品間に、結合部要素を設定し非線形バネ特性を定義することとした。構成モデルを Fig. 3 に示す。

エンジンの騒音事象の微小振幅範囲の FRF を求める手法としては、アセンブリ状態の構造は線形挙動を示すと見なし、周波数応答解析を実施することが現実的である。また、多数の固有振動数による応答ピークを示す高周波域までの FRF を求めるには、直接法よりもモーダル法が計算

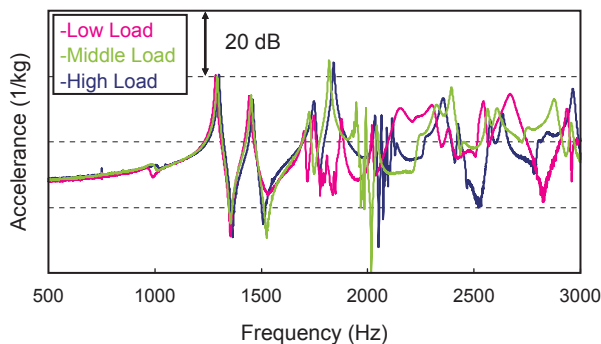


Fig. 1 Experimental FRF under different bolt axial force conditions

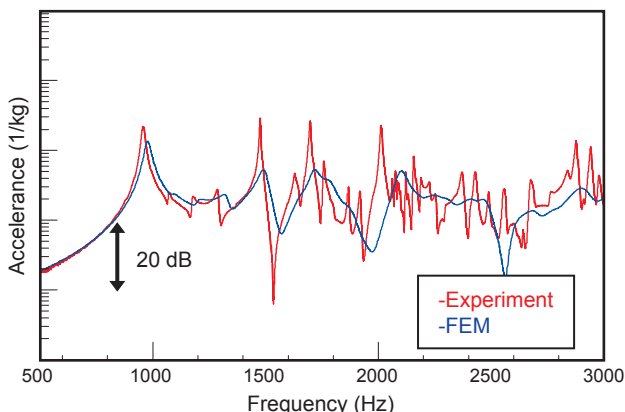
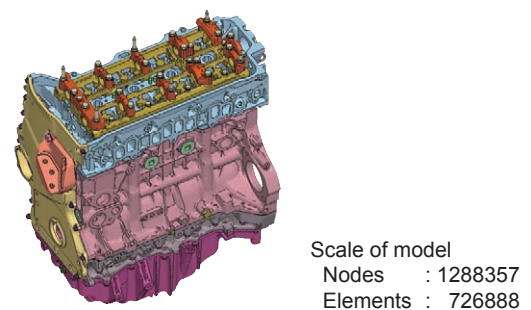
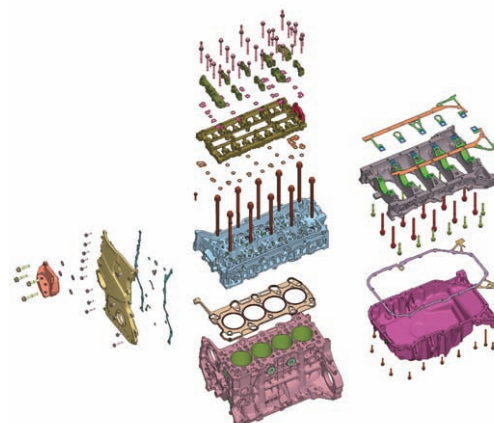


Fig. 2 FRF calculated by previous method



(a) Assembled condition



(b) Disconnected condition

Fig. 3 Composition of FE models

効率的に有利である。モデル法を適用するには、部品間の結合状態を力結合ではなく、剛性結合として定義する必要がある。

これらのことから、非線形接触解析を実行し、結合部要素に接触圧力に応じた剛性および結合部界面で発生する減衰を線形材料特性として定義し、モデル周波数応答解析を実行する2段階の解析手法とした。

2.1. 結合部要素の剛性および減衰特性の仮定

試験片による単体試験では取得することができない特性もあり、一義的には結合部要素を線形材料特性として定義できないため、以下の手法を考案した。

結合部要素の縦弾性係数は、基本的には試験片単体試験による非線形バネ特性と要素厚さから算出可能な特性である。しかし、低接触圧力状態においては、微小振幅振動下でも非線形性が現れると考えられる。

一方、せん断弾性係数、減衰係数は、単体試験では取得できない特性である。

これらの不確定性を有する結合部の特性も含めて、接触圧力に応じた線形特性として定義するために Fig. 4 に示す変換テーブルを導入した。青実線は単体試験から取得できる確定的な特性値であり、赤破線は不確定な特性値を示している。

(1) 縦弾性係数

ヘッドガスケットの締結状態における縦弾性係数は、非線形バネ特性と要素厚さから算出した線形特性として接触圧力に対する変換テーブル Fig. 4(a) を定義できる。

金属接触部、FIPG 塗布部に関しては、高接触圧力状態において、母材金属同等の縦弾性係数を示すが、低

接触圧力状態においては、非線形性を有し低い特性を示すと考えられる。線形化させるための変換テーブル Fig. 4(b) を定義した。また、金属接触部とFIPG 塗布部ではFIPG 膜厚により異なる特性を示すと考えられるため個別に定義した。

(2) せん断弾性係数

高接触圧力状態においては、母材金属同等のせん断弾性係数を示し、低接触圧力状態においては、母材値に比較し、低い特性を示すと考えられる。さらに低接触圧力状態においては、微小な滑りが発生することも考えられることから、縦弾性係数に比べ低い特性を示し、圧力に対し指数関数的な変換テーブル Fig. 4(c) を定義した。

(3) 減衰係数

部品間で発生する減衰の多くは、振動時に発生する部品間の微小な相対的変位に起因すると考えられる。すなわち、低接触圧力状態においては相対的変位が大きく高い減衰を示し、相対的変位が小さな高接触圧力状態においては低い減衰を示すと考えられることから変換テーブル Fig. 4(d) を定義した。

2.2. 結合部要素の仮定特性の同定

不確定なパラメータは、複数のエンジンアセンブリの加振実験で取得した FRF に対し、誤差を最小化するように同定することとした。

3. 非線形接触解析

解析の前段である非線形接触解析 (MD/NASTRAN SOL600) について述べる。

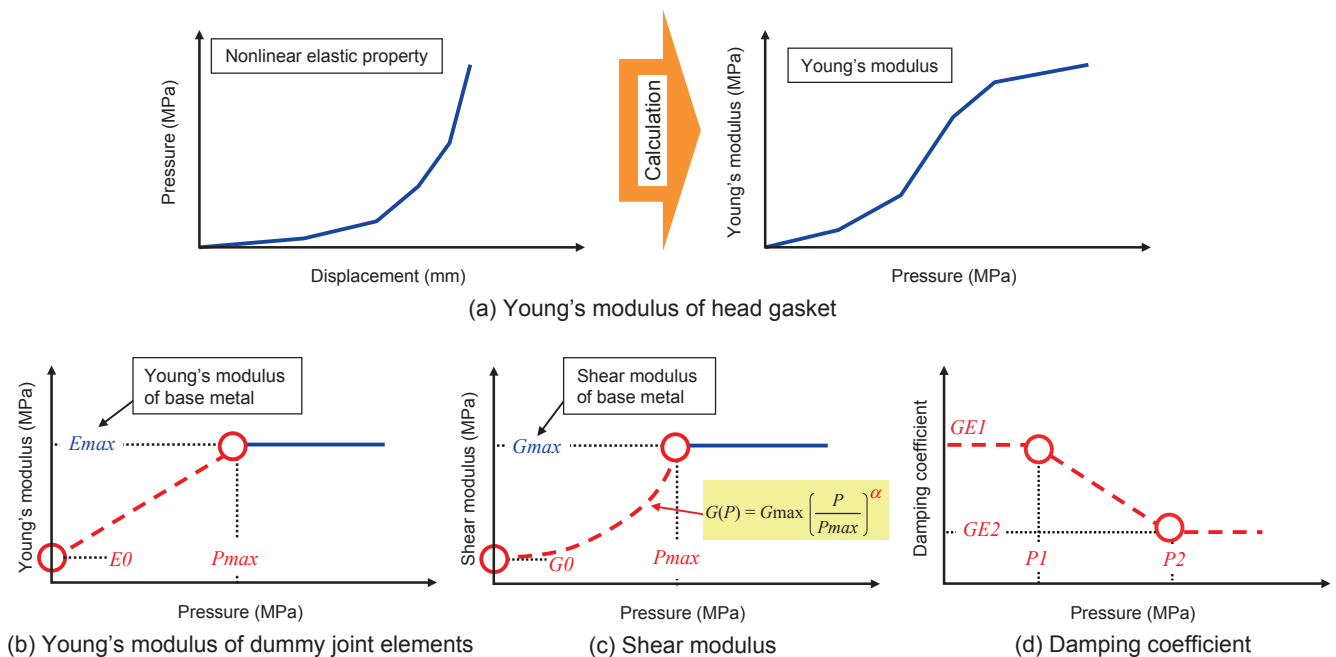


Fig. 4 Conversion tables of joint elements

3.1. 構成モデル

2004 年モデルのアコードのディーゼルエンジンを対象とし、手法構築を図った。前述の構成モデル (Fig. 3) の詳細を述べる。

非線形接触解析モデルは、シリンダブロックなどの主構造部品モデルとヘッドガスケットなどの結合部要素モデル、ボルトモデルで構成される。

3.1.1. 主構造部品モデル

部品単体のモデルの精度は、形状、材料定数、要素サイズなどに依存する。実験検証部品と等価なモデルとするために、実験検証部品形状を忠実に再現し、検証部品から切り出した試験片を計測した材料定数を用いた⁽³⁾。使用要素タイプは、四面体 2 次要素とした。要素サイズは、小さくするほど精度向上するが、計算負荷の増大を伴うため、収束性確認を実施し、適正化を図った。

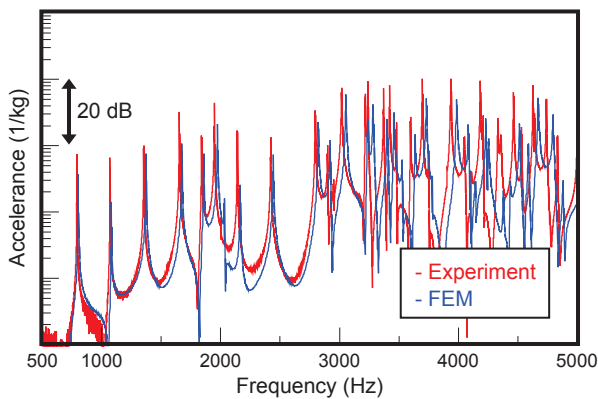
部品単体モデルの FRF 精度検証例としてシリンダブロック、オイルパンの実験と解析の比較結果を Fig. 5 に示す。

アセンブリ状態で 3 kHz を想定し、5 kHz までを対象とした。

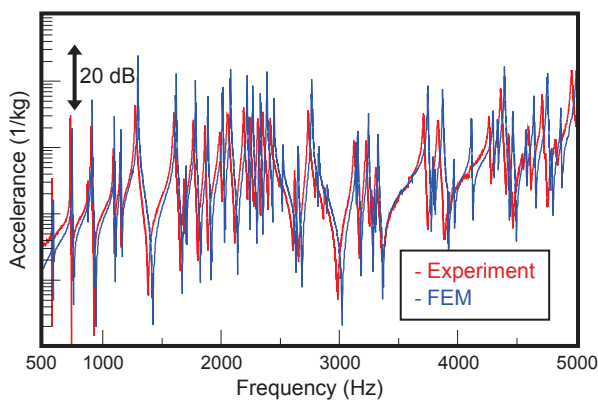
高い精度で FRF が解析できていることがわかる。

3.1.2. 結合部要素モデル

MD/NASTRAN の非線形解析の一つである SOL600 では、1 層の六面体要素に非線形バネ特性を定義できるガス



(a) FRF of cylinder block



(b) FRF of oilpan

Fig. 5 FRF of component

ケット要素を使用できる。ガスケット要素の節点と接触対象部品の要素表面間で接触判定をおこない、節点間距離に応じ反力が計算されるため、節点位置整合性の考慮は不要であり、モデル作成面でも利便性が高い要素である。

接触面の圧力分布を表現できるように、主構造部品に比べ 1/3 程度の小さな要素サイズとした。

ヘッドガスケットモデルを Fig. 6 に示す。ビード形状、構成鋼板の板厚により、部位ごとに異なる非線形バネ特性を有するため、各部位ごとの試験片による単体試験で取得した特性値を定義した。本事例では、Fig. 7 に示す 7 部位の非線形バネ特性を定義している。

金属接触部、FIPG 塗布部は、ヘッドガスケット同様の扱いを可能とするために、Fig. 8 に示す薄肉厚の仮想結合要素を設定し、ガスケット要素として定義した。

非線形バネ特性は、接触部金属の縦弾性係数から算出した特性値を定義した。FIPG の粘弾性による反力は主構造部品の結合部剛性に比べ低く、無視できるものとした。例として、Fig. 9 にロワブロック部の鋳鉄部、アルミ部、FIPG 塗布部の特性を示す。金属の縦弾性係数であるため特性テーブルは、線形な勾配を示す。

3.1.3. ボルトモデル

質量分布を正しく表現するためと、結合部の圧力分布が正しく解析できるよう、ボルトヘッド部形状を再現した六面体要素で表現した (Fig. 10)。ボルト軸部の非接触部の中間部で分割し、分割面に図面規定値のボルト軸力を付与した。

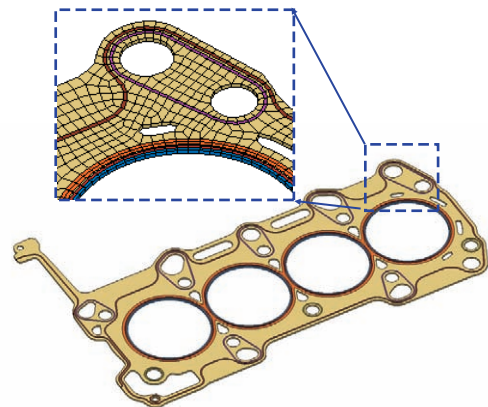


Fig. 6 Head gasket model

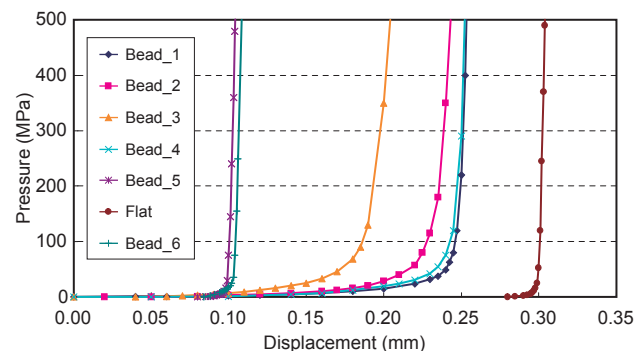


Fig. 7 Elastic properties of head gasket

3.2. 非線形接触解析仕様

種々の部品構成に対する解析の追従性を確認するために

Fig. 11 に示す部品構成の異なる 4 アセンブリ仕様の解析を実施した。

3.3. 非線形接触解析結果

非線形接触解析の結果例として、Fig. 12 にアセンブリ (D) の (a) ミーゼス応力分布、(b) 結合部要素の接触圧力分布を示す。

接触圧力は、ボルト軸力と部品剛性、ガスケットビード特性などの影響で、部位によって異なる値を示している。これらの情報を取得するためには、非線形接触解析が必要であることがわかる。

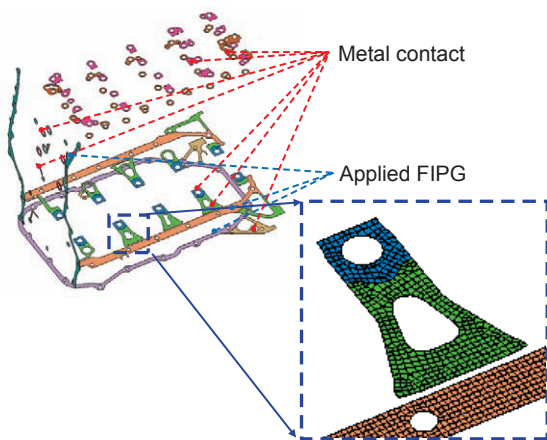


Fig. 8 Joint elements model

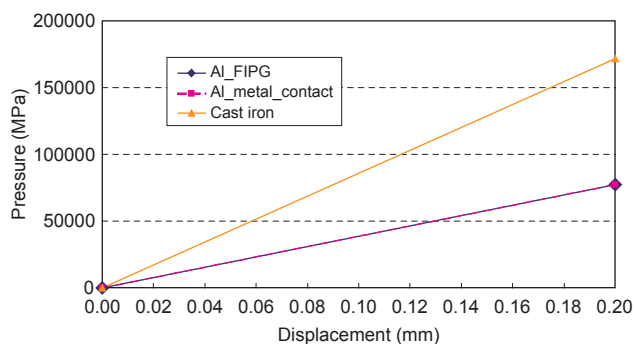


Fig. 9 Elastic properties of joint elements

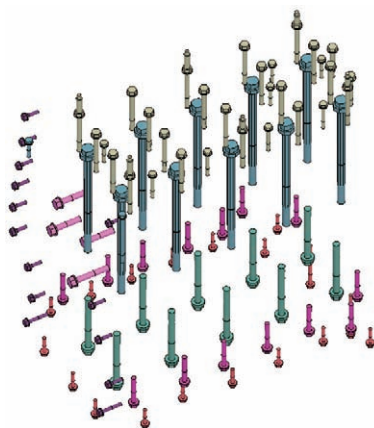


Fig. 10 Bolts model

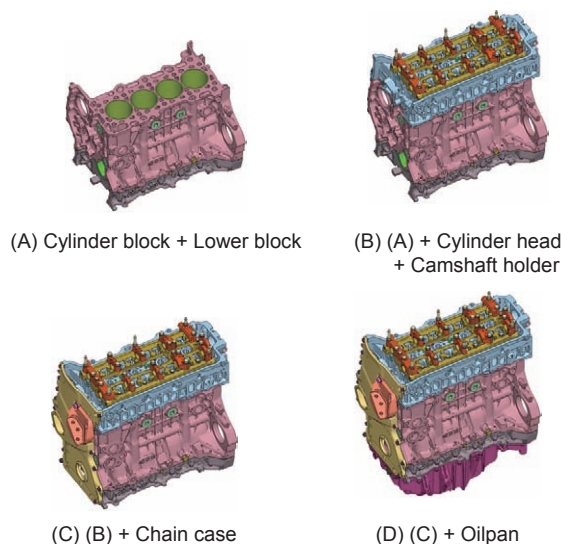
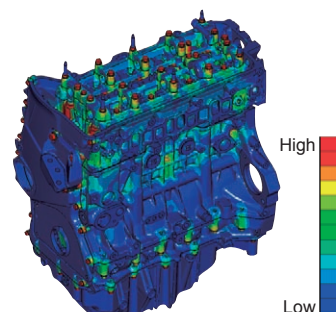
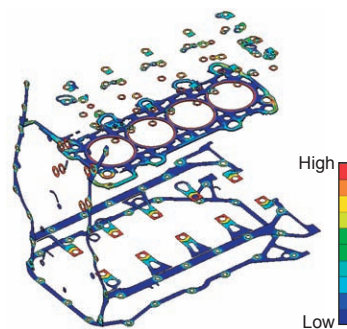


Fig. 11 Assembled models



(a) Equivalent Mises stress



(b) Contact pressure of joint elements

Fig. 12 Nonlinear contact analysis results

4. 周波数応答解析

解析の後段である周波数応答解析 (MD/NASTRAN SOL111) について述べる。

非線形接触解析における主構造部品と結合部要素、ボルトの結合状態は、接触判定された節点間力に関連付けられる。同様の関係性を持たせるために、接触判定された節点間を多点拘束 (Multi Point Constraint:MPC) 結合し、周波数応答解析を実行した。

また、ボルト軸部の固有振動数は、軸力によるひずみに依存し変化するため、軸力を付加した状態を表現した。

4.1. 仮定特性値の同定

2章で述べた考え方にに基づき、部品構成の異なる4アセンブリ仕様(3.2.節参照)を用いて、解析によるFRFと加振実験で取得したFRFとの誤差が最小となるよう最適化手法、実験計画法などを用いて不確定パラメータの同定をおこなった。

同定が必要なパラメータ数は、Fig. 13中のX*として示す。ヘッドガスケット部、金属接触部、FIPG塗布部で同値と考えることで、同定対象のパラメータ数を最小化した。

	Young's modulus		Shear modulus			Damping coefficient			
	$E0$	$Pmax$	$G0$	$Pmax$	a	$GE1$	$P1$	$GE2$	$P2$
Head gasket	—	—	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7
Metal contact	X8	X9	X10	X9	X11	X12	X13	X14	X15
FIPG	X16	X9	X17	X9	X11	X18	X13	X14	X15

Fig. 13 Parameters of identification

4.2. 結合部要素の特性

同定された変換テーブルに従い定義した結合部要素の特性値分布をFig. 14の(a)縦弾性係数、(b)せん断弾性係数、(c)減衰係数に示す。

4.3. 周波数応答解析結果

Fig. 15に4アセンブリ仕様の周波数応答解析と実験の比較結果例を示す。入力点はカムシャフト駆動チェーン側のベアリング部、応答点はロウブロック外壁面である。

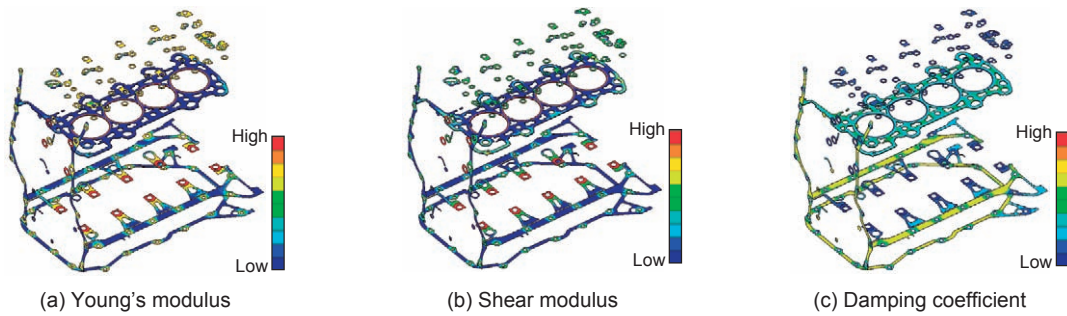


Fig. 14 Properties of joint elements for frequency response analysis

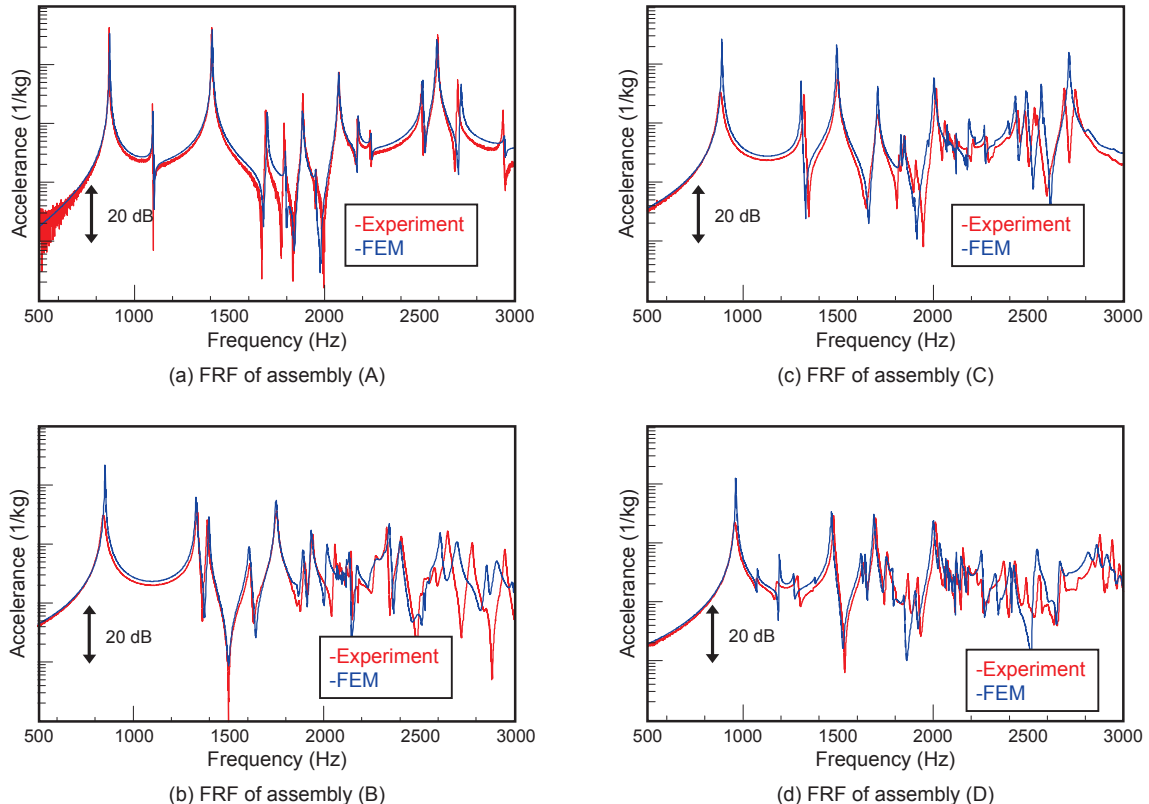


Fig. 15 FRF of assembled models

各アセンブリ状態で、高い精度の FRF が求められており、同定した結合部要素の剛性、減衰のモデル化が妥当であることを示している。

5. 手法の検証

5.1. 検証エンジン

手法の妥当性を示すために、Fig. 16 に示す別エンジン（2008 年モデルのアコードのディーゼルエンジン）を用いて検証解析を実施した。図面情報のみからの解析とするため、3D-CAD データから FEM モデルを作成し、実験部品との形状誤差の補正は実施していない。材料定数は、3 章のモデルと同値を定義した。

部品単体の検証例として、シリンダブロック、ロワブロック単体の結果を Fig. 17(a), (b) に示す。

ロワブロックで、実験部品との形状誤差などに起因したと推定される誤差が現れているが⁽³⁾、3 % 程度の固有振

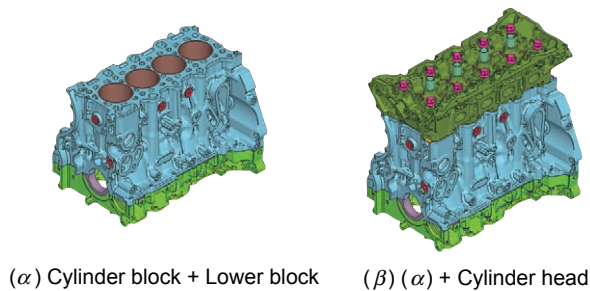


Fig. 16 Models for verification

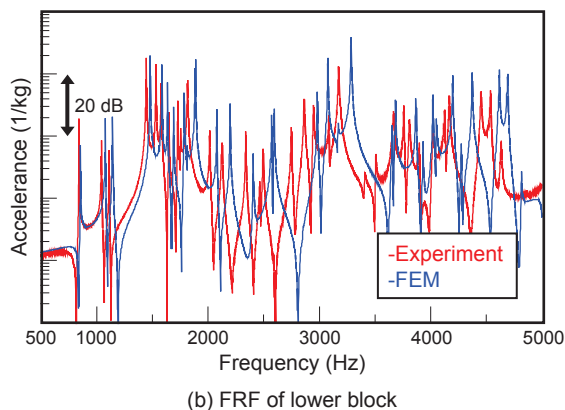
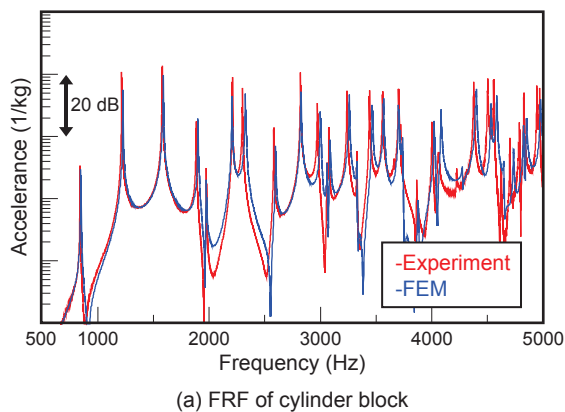


Fig. 17 FRF of component for verification

動数誤差であり、図面情報のみから作成したモデルとしては、実用上十分な精度である。

5.2. 周波数応答解析結果

4.1. 節で同定した結合部特性の圧力変換テーブルを用い、周波数応答解析を実行した結果例を Fig. 18 に示す。入力点はトランスミッション側のベアリング部、応答点はシリンダブロックの外壁面である。

部品単体と同程度の誤差に収まり、実用上、十分な精度を確保できており、開発手法の妥当性、汎用性を示している。

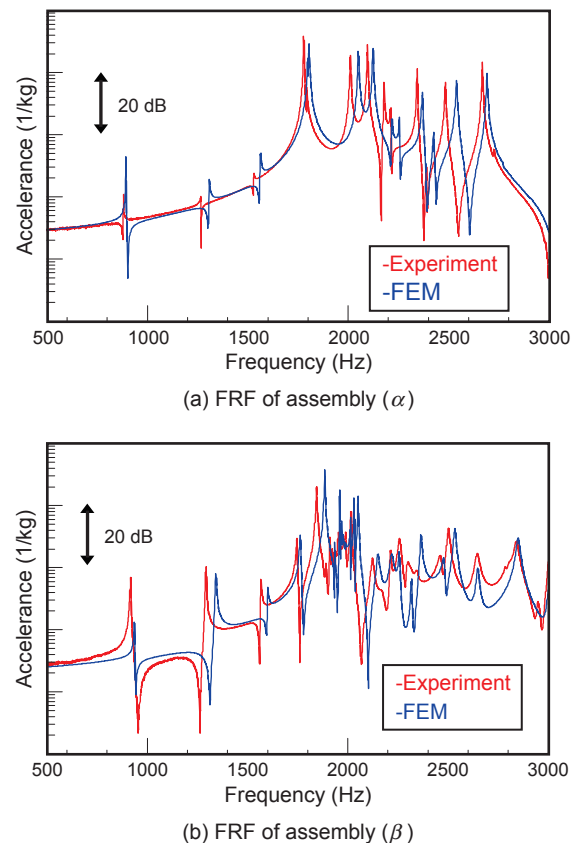


Fig. 18 FRF of assembled models for verification

6. 考察

周波数応答解析に用いた結合部要素の剛性、減衰については、締結時の圧力に依存した特性を示すと仮定した変換テーブルを設定し、実験 FRF に合致するように同定したものであり、局所的な特性値としては物理的に検証されたものではない。しかし、他エンジンに同手法、同変換テーブルを適用した結果、実用上十分な精度を有することを確認した。これらのことから、エンジン構造の振動解析モデルの結合部の剛性、減衰の表現手法としては概ね妥当であり、汎用性があることを示した。

今後、さらなる適用事例を蓄積し、不確定性のある変換テーブルに微修正を加えることで、より高精度で汎用性の

高い手法にできる。また、ラバーシール部など異なる条件の結合部にも同様手法の拡張は可能と考える。

7. まとめ

エンジン構造の放射音領域までの周波数応答関数の高精度で汎用性のある予測技術を構築した。

主構造部品の 3D-CAD データと材料定数、ヘッドガスケットなどの非線形バネ特性、ボルト軸力のみから高精度な解析が可能である。

図面段階で高精度な解析が可能であることから、今後のエンジン開発に対し、開発期間の短縮、試作部品の削減、軽量で低振動応答特性を示すエンジン構造の具現化に貢献できると考える。

参考文献

- (1) 禧久和臣, 関根明子, 両方雅行: エンジンマウントにおけるギヤ振動伝達予測技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 13, No. 1, p. 145-150
- (2) 桑原博幸, 福井要治: 二輪車の振動予測における結合部のモデリングについて, Honda R&D Technical Review, Vol. 13, No. 2, p. 167-174
- (3) 神村直毅: 実形状再現モデルによる振動解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol. 20, No. 1, p. 140-146

■ 著 者 ■



神村直毅