

有限要素法によるパワープラント共振の予測計算

Powerplant Resonance Estimation by Finite Element Analysis

銭 場 克 己* 高 橋 勝 雄*
Katsumi Semba Katsuo Takahashi
佐 藤 裕 彦*
Yasuhiko Sato

要 旨

前輪駆動 (FF) パワープラントの共振予測シミュレーションを行うための有限要素モデルの作成手法として、シェルとソリッド両要素を混用し、シリンダブロックやトランスミッションケース等の部品モデルを組み立てる際のメッシュ結合条件として接触面々圧を考慮することにより、予測精度の向上をはかることができた。

本手法の信頼性は種々のパワープラントで検証され、有限要素モデルのプリ・ポスト処理システムにメッシュ変形機能を加えたことと合わせ、シミュレーションによる実用的な共振予測及び構造変更影響予測が可能となった。

最後に適用例として、新型インテグラ用高回転高出力パワープラントの振動低減についても報告する。

ABSTRACT

The Finite Element Analysis is used to simulate powerplant resonance of front-engine, front-wheel-drive passenger cars. To improve estimation accuracy, we investigated use of a mixture of shell and solid type elements, and incorporated mesh connections reflecting pressure generated in the interface between the coupled components, like the cylinder block and transmission.

The reliability of this method was proved by various applications to powerplants. And after adding a mesh modification capacity to the finite element pre/post processing system, we were able to establish a practical simulation tool with which to estimate resonance and predict the effect structural changes will have on resonance.

Finally, as an example of application, reduction in vibration level in the high-revolution and high-power type powerplant for the new model INTEGRA is described.

1. ま え が き

FF 車のパワープラント共振現象は、振動騒音及び部品耐久性にとって重要な問題である。エンジン使用回転域内で生じる共振を防止するには、エンジンの主要加振力次数成分に対してパワープラント構造の共振周波数が十分高くなければならない。また、エンジンマウントを介して車体に入力する振動を低減するには、振動モード形も考慮する必要がある。

有限要素 (FE) 法による共振予測計算はこのような問題を扱う有力なアプローチであるが⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾、

モデル作成の労力や時間がかかるのが難点であった。一方 FE モデルが極端に単純化される等、構造変更をモデル上で表現できないような制約があると、シミュレーション本来の利点であるはずの改良検討を十分に行えない。これらの理由から、比較的単純なメッシュを用いながら、実的な形状の影響を良く反映できる、汎用性のあるモデル作成手法が求められていた。

ここでは、複雑な形状の部品の FE モデル作成手法と、部品のボルト結合の FE モデル上での表現方法について報告する。

* 栃木研究所

2. 有限要素モデルの概要

2.1. モデルの作成手法

シリンダブロック以外の部品はほぼシェル(板)要素とバー(梁)要素、及びスカラー質量で作られるが、結合ボスまわり、厚いロアーデッキ、クランクジャーナルベアリングまわりでは、周囲との接続関係が3次元的となり、ソリッド(立体)要素の使用が不可欠である。(図1) 過去にはジャーナルベアリング部分をシェル要素のみでモデル化した例もあるが、その場合には剛性のオフセットや材料特性の変更等の特殊な補正がケースバイケースに必要となる。しかし、それではリブ付加等で周辺構造を変更した場合の影響を正しく推定できなくなる。

一方、シリンダブロックには3 mm 程度の肉厚部分もあるので、全体をソリッド要素でモデル化すると要素数、節点数が非常に多くなり、非合理的である。従って、シェル要素とソリッド要素の混在するモデルを作成することとし、両要素の接続節点で生じる自由度数の不一致は別の手段で解決することにした。

この解決法としては、多点拘束(MPC)や自由度の内挿、外挿も考えられるが、我々はソリッド要素の表面(フェース)を適当なシェル要素で覆う方法を採用した。(図2) 単に自由度不一致

を解消する他の手段では、鋳造物に特有のフィレット部を表現できないので、ソリッド要素とその周辺を合わせた部分に関して、剛性を過少評価したモデルになる傾向がある。これに対して、ソリッド要素の表面を覆うシェル(重ねシェル)には補正剛性として機能する様な特性を与えることができ、フィレット部も含んだ剛性表現が可能となる。

この方法のもうひとつの長所は、グラフィック表示に特別な配慮が不要なことである。剛性のオフセットや MPC 等の数学的処理を画面のグラフィック表示化することは困難であるが、重ねシェルを介しての接続は接続そのものの視覚チェックが容易なので、モデル作成者のミスを防止しやすい。

2.2. 重ねシェル法による部品モデルの精度

図3はシリンダブロックのトランスミッション結合面(A面)とクランクプリー一面(B面)を各々剛な平面で拘束し、前者を固定、後者をシリンダ垂直方向に引張る実験である。シリンダブロック壁面のリブ撤去やロアーデッキに切り欠きを入れること等の影響をシミュレーション計算結果と比較することにより、重ねシェルを使ったFEモデルが構造変更に対しても精度の高い剛性モデルであることが確認された。

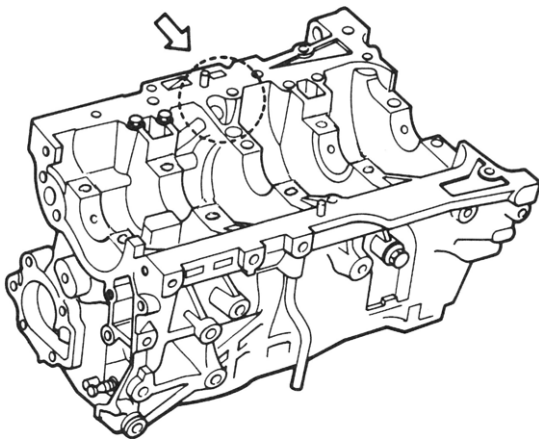


図1 3次元的な接続関係の例

{ ジャーナルベアリングまわりで
ソリッド要素の使用が必要 }

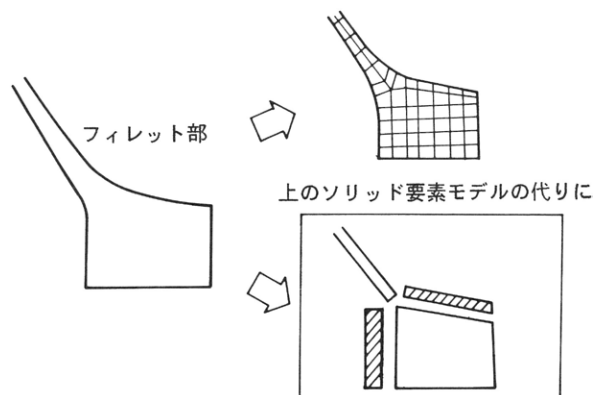


図2 ソリッド要素の表面を覆うシェル要素の使用

3. ボルト結合部の FE モデル上の表現

3.1. FE 部品モデルの結合方法

ボルト結合に関しては従来多くの実験的、解析的研究があり、エンジンとトランスミッションの結合モデルについても次のような方法が提案されている。

- (1) 双方の部品モデルの結合面上の全節点が幾何学的に一致するようにし、対応する各節点を拘束 (MPC) 又はマージ (共有化) する。
- (2) ボルトやボスの断面に等しい面 (フェース) を持つソリッド要素を双方の部品モデルの結合面上に用意し、そのフェース周囲の対応する各節点を拘束 (MPC) 又はマージする。
- (3) ボルトに相当するバー要素を作り、双方の部品モデルとはボルトヘッド、ねじ部 (ナット部) の位置で接続する。加えてボルト中心線と結合面の交点でも接続する場合もある。

シリンダブロック、クラッチケース、トランスミッションケース、シリンダヘッドのみのアセンブリ (ケース・アセンブリ) の加振による実験モデル解析結果と、上記の結合方法を FE モデルに適用した場合の計算結果を比較すると、5~35% の誤差が生じることが判明した。(表 1) また、実用観点からは、結合ボルト本数の違いや省略 (廃止) 等のレイアウト作業上重要な検討に関し

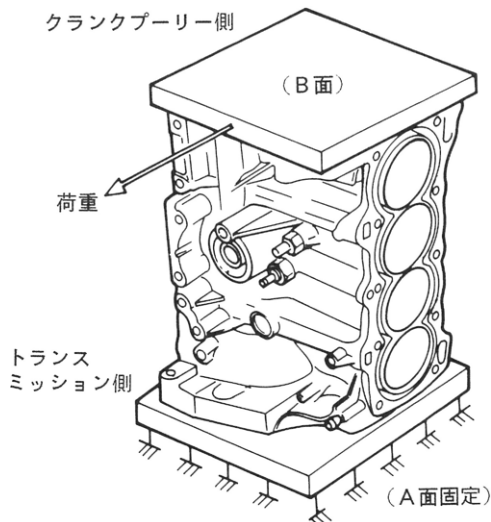


図3 シリンダブロック剛性実験

表1 部品モデル結合の方法による
計算結果の違いの例

共振 モード	部品結合のために拘束 されるFEモデル節点			実験値
	結合面 上の 全節点	ボルト 断面周 囲節点	ボルト中 心線上の 節点のみ	
1次モード 上下曲げ	4 8 5	4 2 2	3 4 5	4 6 1
2次モード 横 曲 げ	5 4 5	4 6 1	3 8 1	5 3 7
3次モード 振 り	6 3 0	5 1 0	4 1 0	6 0 6

数値は共振周波数 (Hz)

て誤差が大きく、シミュレーションを役立てることができない。そこで、接触面の理論的実験的な検討による結合手法を採用することにした。

3.2. 結合部接触面の状態

圧縮荷重下における、平面状の接触面を持つ2つの金属物体の相対変位は、接触面々圧により特徴付けられる。⁽⁶⁾ すなわち、低圧力域では面圧に対し、非線形に変形するが、高圧力域では材料の弾性圧縮変形と等しく、両者は剛結合された状態と見做せる。(図4)

非線形域と線形域との遷移点は臨界圧力 (P_c) と呼ばれ、荒さやうねり等の表面特性及びヤング率や硬度等の材料特性によって決定される。

FE モデル結合にとって、この臨界圧力値は双

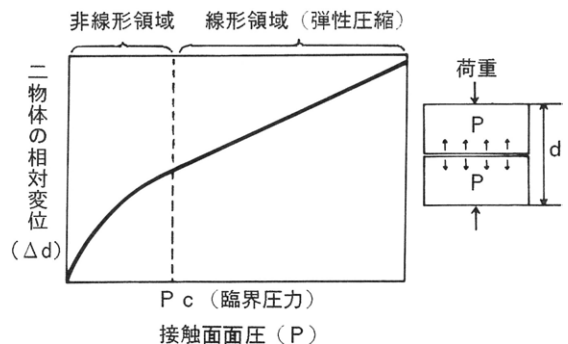


図4 圧縮荷重下における2つの金属物体の挙動

方の部品モデル上の節点を各々拘束するかどうかを決定するための規準値を示すと考えられる。実際、ボルト結合される物体全体が剛であれば広い範囲に圧力が分布し、結合についても強固となる。一方、ボルト結合用ボスのみが補強されて周囲の剛性が小さい場合にはボスの接触面のみは結合しても、全体としては結合剛性が確保できないこともある。 P_c はこのような経験的事実を説明するメカニズムを FE モデルへ反映する為の規準として有効である。

3.3. パワープラント部品の結合

図 5 は実際のパワープラントで計測された、 P_c 以上の接触面々圧が作用する領域を示している。本来は、表面状態、材料特性、ボス部周囲あるいは全体の剛性がこの分布に関係しているわけであるが、表面仕上げ精度や設計基準を仮定し、適用対象を限定すると、簡易な方法でこの分布を推定することが可能である。

図 6 は、この結合の考え方を実験で確認するためにボス部分以外の結合面を削り取り、シリンダブロックとクラッチケースとがボス部分以外では接触しない様にした例である。このような結合条件の変化に対する共振周波数の変化が、FE シミュレーション結果と実験結果で一致したことにより、本手法の適用妥当性が裏付けられた。

接触面々圧分布を考慮した結合方法を採用したことにより、パワープラント全体の FE シミュレー

ションの精度が向上し、共振周波数の絶対値予測が可能となったばかりでなく、結合ボルトのレイアウト変更の影響や、エンジンスティフナーの効果等の推定の信頼性が確保され、シミュレーション計算のメリットが充分生かせるようになった。

4. FE モデル計算結果

作成した FE モデルの例を図 7-1 に示す。この例では約 3,000 要素と約 2,500 節点がいわれている。

このモデルの解析結果例として、下位 4 モードの変形図 (図 7-2)、上下曲げ共振モード時の応力分布図 (図 7-3) を示す。CRAY・XMP-14 上の MSC/NASTRAN での計算時間は、CPU でおよそ 1000 秒程度であった。

新しいモデル作成手法により、共振周波数の予測誤差は種々の異なるパワープラントに対して 10% 以下とすることができた。図 8 には直 3、直 4、V6 を含む 550cc から 2700cc までの 7 つのパワープラントについて、ケースアッセンブリ状態と全装状態での低次 3 モードの共振周波数を計算値と実測値の比較としてプロットしてある。

5. FE シミュレーションの有効利用

FE モデルによるシミュレーション計算は、設計形状やレイアウト寸法の検討、評価に用いられるのはもちろんであるが、試作パワープラントの

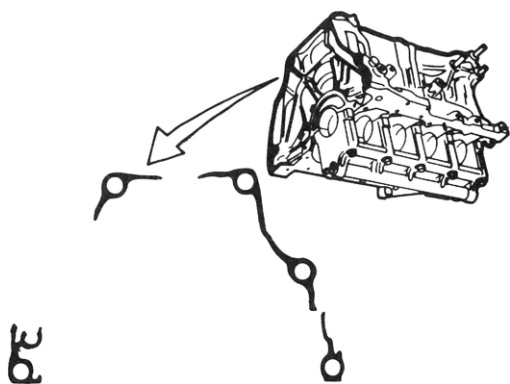


図 5 臨界圧力 (P_c) 以上の接触面々圧が作用する領域 (実験結果)

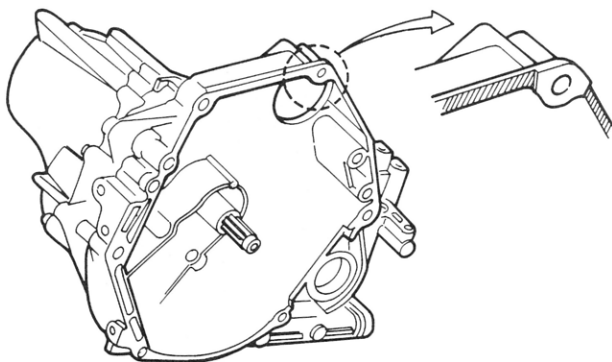
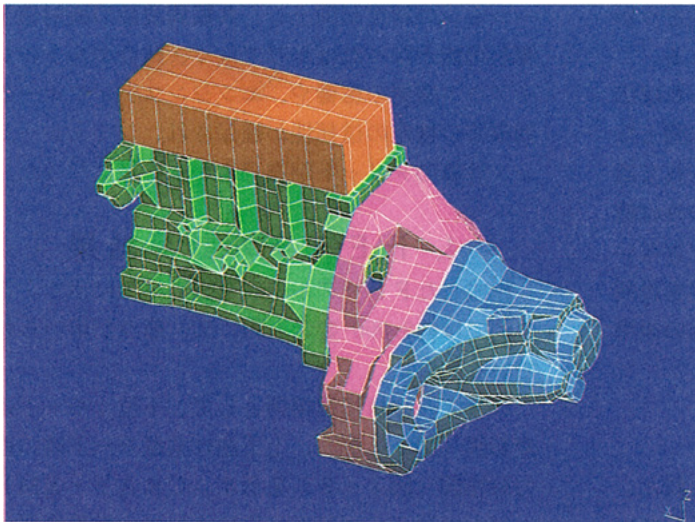
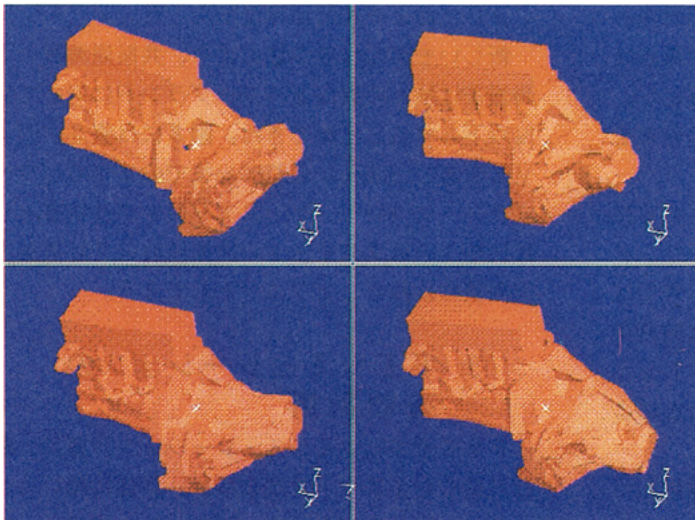


図 6 結合方法の影響の実験

{ 斜線部を削り、ボス部分以外でシリンダブロックと接触しない様にした例 }



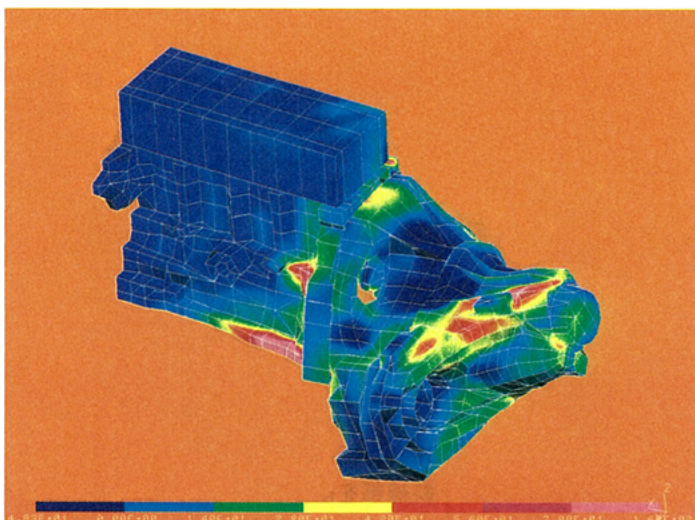
(図 7-1)
FE モデル例



(図 7-2)
計算結果例

共振モード

1 次 上下曲げ	2 次 横曲げ
3 次 振 り	4 次 上下曲げ



(図 7-3)
計算結果例応力図
上下曲げ共振モード時の
最大主応力
(変形図上に表示)

図 7 FE モデルと計算結果例

改良を効果的に行うという目的もある。本論文の FE モデルは基本的にはシェル要素が多いので、肉厚変更や、肉厚をパラメーターとする MSC/NASTRAN の設計感度解析を行うことは容易である。(図 9)

しかし、設計パラメータとしては肉厚以外の寸法値やリブ付加等を含む形状変更も検討されるのが常であり、また、生産上の制約から肉厚変更ができないこともある。従って形状変更を効率的に実施できるツールが求められていた。

振動対策検討でのシミュレーションでは構造変更案別を手際良く FE モデルに反映し、影響・効果の評価を行う作業の効率を向上することが必要である。一般的な構造変更は FE モデルの一部作り直しを必要とするが、メッシュの変形操作やリブ付加／除去のみで行えることも多く、またそのようなケーススタディから、より複雑で効果的な改良案の糸口が見つかることもある。

以上の理由から、我々は社内で FE モデル作成に用いているプリ・ポスト処理システムにスケー

リング(パラメトリックな多方向性拡大縮小)機能、定義曲面上へのメッシュ投影移動機能、リブ付加とメッシュ再分割の連動機能を組みこむこと

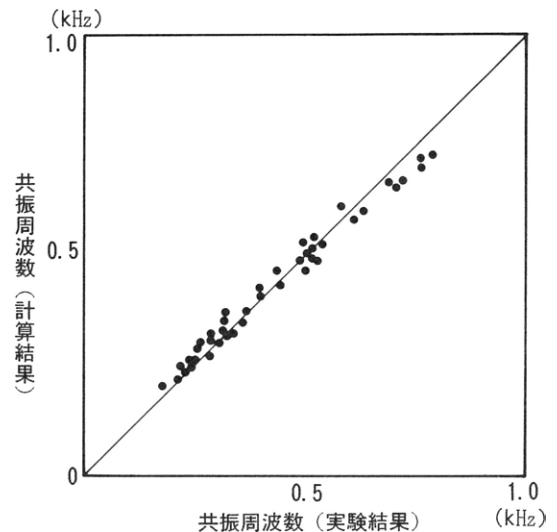


図 8 パワープラント共振周波数の予測精度
(計算結果 VS 実験結果)



図 9 クラッチケース肉厚の設計感度解析例 (上下曲げモード)

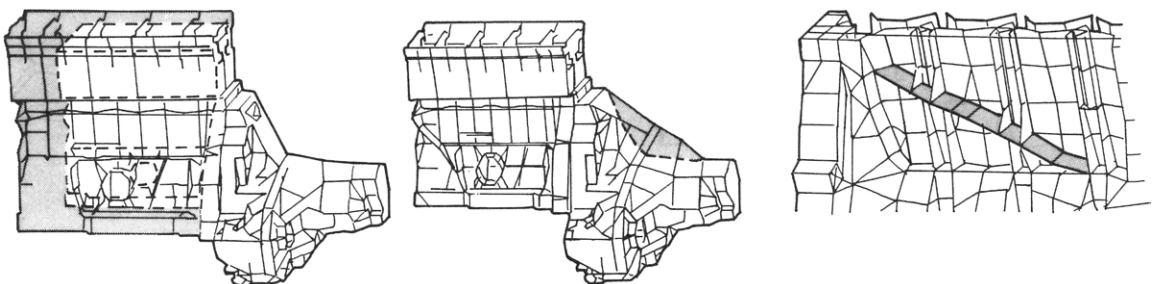


図 10 プリ・ポスト処理システムに組み込んだメッシュ変形機能例

により、操作性を向上してシミュレーションの効率的な実施をはかった。(図 10)

6. 開発適用例

図 11 は運転状態で計測された、開発中の新型インテグラ搭載用パワープラントのエンジンマウント点振動データである。これらは車体への振動入力点であり、パワープラントからの振動入力が高く抑えられていることがわかる。また、図 12 はエンジン回転数 7000RPM における従来型と新型パワープラントの振動変位の比較である。可変バル

ブタイミングリフト機構採用により、従来型に比べて高回転高出力化を達成したこのパワープラントでは、開発初期より FE シミュレーションを用いた徹底した共振対策をはかった。これにより、高回転域まで共振を持たない、低振動特性を実現することができた。

7. まとめ

パワープラントの共振予測シミュレーション計算のための有限要素モデルの汎用性のある作成手法が研究され、次の様な結論が得られた。

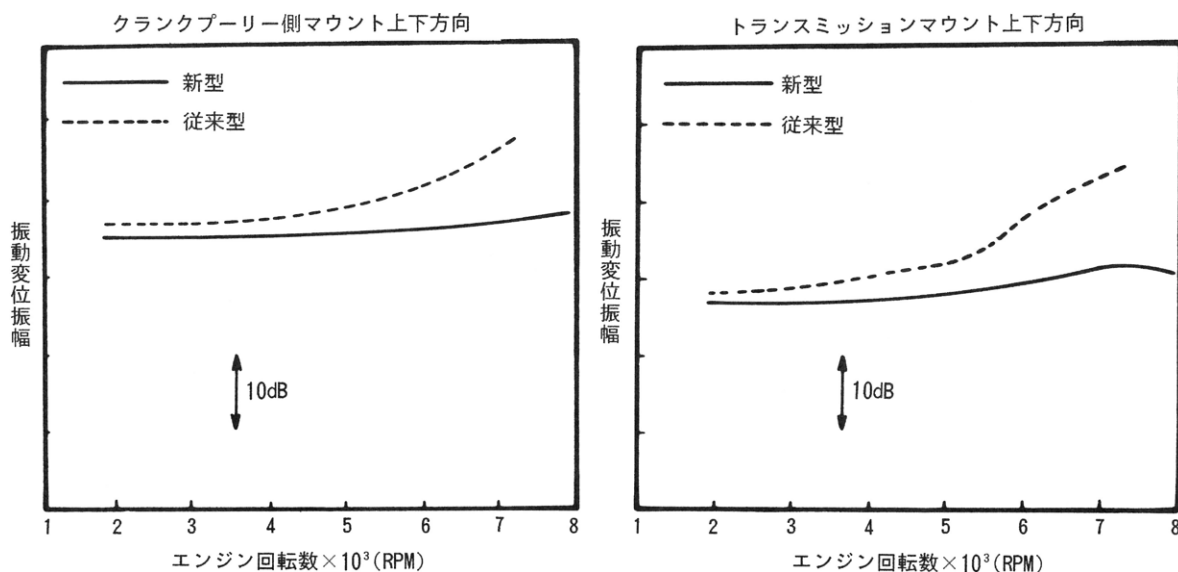


図 11 新型インテグラ用パワープラントのエンジンのマウント振動

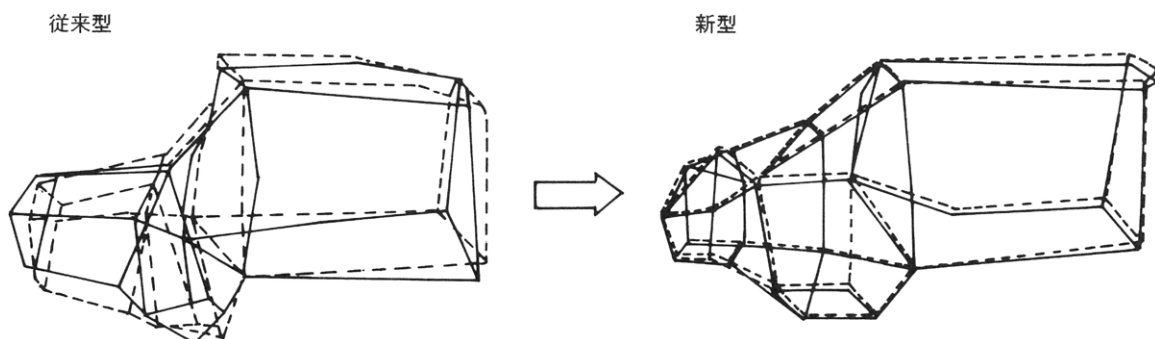


図 12 新型インテグラ用パワープラントの振動
 { 従来型との比較。同一回転数にて、同一の
 スケールで振幅を拡大して表示したもの }

- (1) シリンダブロックのFEモデル作成に関しては、剛性補正の意味を含むシェル要素でソリッド要素の表面を覆う手法が適している。(重ねシェル法)
- (2) 接触面々圧を考慮した結合方法により、ボルト結合をFEモデルに反映でき、シミュレーション精度が向上する。
- (3) 共振周波数の予測精度は、種々のパワープラントに対して誤差10%以下を達成し、改良のための構造変更の効果や設計変更の影響の推定は信頼できる。
- (4) 改良の為の構造変更の評価をシミュレーションにより行うツールとして、FEモデル用プリ・ポスト処理システムに機能追加を行い、実施効率を改善した。
- (5) 本研究の成果を用いた共振予測計算は、新型インテグラに搭載されるパワープラントの開発に適用され、高回転高出力化と低振動化の両立に貢献することができた。

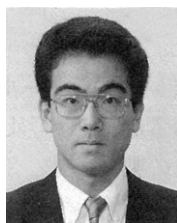
参 考 文 献

- (1) S. C. Jasuja, V. J. Browksi and D. H. Anderson. "Finite Element Modeling Techniques for the Simulation of Automobile Powertrain Dynamics", Proc. of 5th International Modal Analysis Conference, 1987, vol. 2, pp. 1520-1530
- (2) 前川, "エンジンへの構造解析手法の適用", マツダ技報, 1987 No.5, PP. 174-179
- (3) J. P. Brandies, "Application de la methode des elements finis a la reduction des bruits des moteurs", Proc. of Engine Noise Symposium, 1982, pp. 229
- (4) S. Bruedgam, "Reduaierung des Motorgerausches Anhand Structurmechanischer Analysen", VDI-Berichte, Nr. 449, 1983
- (5) J. Affenzeller, H. H. Priebisch and G. Rainer, "Einfluse von Anbauteilen auf die dynamischen Kenngrößen von Motorblocken", 1984, MTZ, vol. 45-1, PP. 5-9
- (6) 谷口, 堤, 伊東, "構造解析における接触面の取扱い方法", 日本機械学会論文集C編, 49巻443号, 1983, PP. 1282-1289

■ 著 者 ■



錢 場 克 己



高 橋 勝 雄



佐 藤 裕 彦