

デッキ耐振性能向上のための振動解析モデリング技術

Vibration Analysis Modeling Techniques for Improvement of Deck Vibration Resistance Performance

渡辺 保幸 Yasuyuki Watanabe

才木 和紀 Kazunori Saiki

山 川 隆 史 Takashi Yamakawa



要 旨

近年3次元CAD(Computer Aided Design)の普及により、シミュレーションを活用した製品開発が常識化しつつある。特に応力(強度)解析の分野では、設計ツールとして一般化しており、当社においてもブラケットやデッキ部品等などの製品設計に取り入れられ、設計者自らがシミュレーションによる検証をしながら仕事を進めている。

当社の特徴として、車載用機器を製品としているため、車から受ける振動を十分に考慮した設計を求められているが、従来は実機を用いて試行錯誤しながら対応していたが、今後CAE(Computer Aided Engineering)による振動解析技術が重要になる。

特に多数の機構部品を複雑に組み合わせて構成しているCDデッキのようなユニットでは、個々のパーツの組み合わせ状態を、力の減衰も含めて正確にモデリングしないと、実機と相関が取れる解析ができない。

本稿では、正確に振動解析を行なうために必要な高度なモデリング手法を報告する。

With the spread of 3-dimensional CAD (computer aided design) in recent years, product development utilizing simulation is becoming commonplace. In the field of stress (strength) analysis in particular, it has become a regular design tool, and at our company it has been incorporated into product design for parts such as brackets and decks, with the designers themselves verifying their designs via simulation as they work.

Our company specializes in in-vehicle article and its designs have to take full account of the vibration to which that article will be subjected by the vehicle. Traditionally this was dealt with by a process of trial-and-error using actual article, but in future vibration analysis techniques utilizing CAE (computer aided engineering) will be important for this purpose.

Especially for units such as CD decks which are composed of complex combinations of large numbers of mechanical parts, analysis that correlates with the actual article is not possible unless the combinations of the individual parts are accurately modeled including damping of vibrational forces.

This paper reports on sophisticated modeling techniques that are necessary to implement accurate vibration analysis.

1

はじめに

近年の3次元CAD (Computer Aided Design) の普及により、CAE (Computer Aided Engineering) を使用した設計手法の革新が進んでいる。特に応力解析は、最初に実行するCAEとして定着しつつある。

当社においても、応力解析をはじめ各種CAEが設計ツールとして浸透しているが、車載製品を扱う当社に必要な振動解析では、単品部品レベルでの固有値解析により、共振周波数の抽出位までしか実用化されておらず、以降は実機試験に頼ることが多い。

しかし、製品機構の複雑化により、実機試験のみでは結果が出るのに時間がかかり、耐振性のある構造を早期に製品設計に盛り込むのが困難である。また、CAEを活用するにしても、単品部品の固有値解析のみでは、製品トータルでの耐振性能を把握することができない。

そこで、製品のアセンブリ状態での振動解析を行う必要があるが、この振動解析を実施するには、各部品間の組付け状態を適切なモデルとして定義できないと、解析自体が収束しなかったり、誤った回答を得やすい。複雑構造体でのトータルな振動解析には、部品間の結合・接触・ガタなどの最適なモデリング技術が必須である。

応力解析においても実用的でないのと同様に使用すべきではない。このため、その精度を補うために、頂点の中間に接点を有する四面体2次要素が用いられる。図-1に四面体1次、2次要素を示す。

次に要素の選定手順を図-2に、要素の形態を図-3に示す。

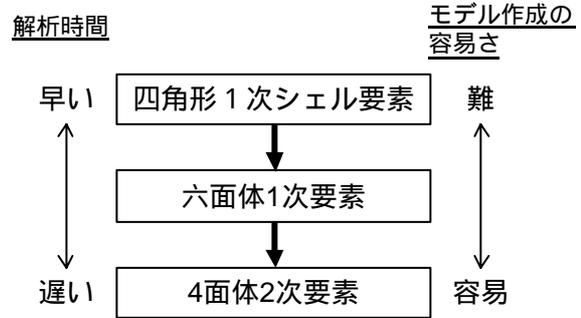


図-2 要素の選定手順
Fig.2 Procedure for element selection

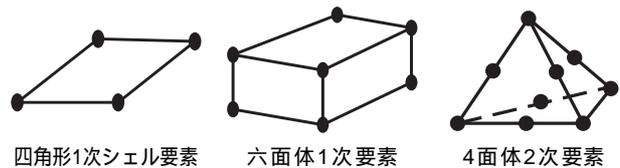


図-3 要素形態

Fig.3 Element configurations

2

振動解析の問題点

振動解析を製品開発に適用していくには、実機の状態をいかに解析モデルで表現するかが、重要なポイントであるため、モデル化の問題点とその対応策について概要を以下に記述する。

2.1 解析に用いるメッシュ要素選択について

解析を実施するにあたり、解析要素の選定が重要である。要素は1次元(梁)、2次元(シェル)、3次元(ソリッド)と分類され、通常は解析ソフトに標準搭載されている要素の中より選択するが、その中で3次元ソリッド解析に適用する四面体1次要素は実用的でないの、解析には一般には用いられない。この要素は振動解析だけでなく、

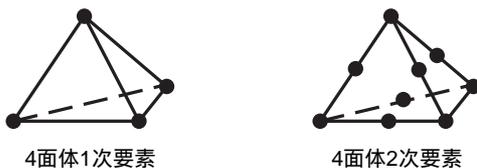


図-1 四面体要素

Fig.1 Elements of a tetrahedron

板金部品などの薄肉構造では四角形1次シェル要素、立方体形状のソリッドは六面体1次要素、その他複雑なソリッド形状は四面体2次要素を適用するのが一般的である。また、要素と解析精度の関係は要素の密度を極端に荒くしない限りはほぼ同等であると考えられるため、モデルの形状に応じて最適な要素を選定していく必要がある。

2.2 解析モデルの拘束条件

1章で、単品部品レベルでの固有値解析により、共振周波数の抽出を社内でも実施していると記した単品部品の場合は、機構部品同士の接合をモデル化がする必要がない分、容易に解析を行えるが、他部品との接合部分が接着や、挿入組付け等で、一見完全に結合されている様に思われる部分を、単純に完全固定してしまうと、実際の共振周波数と大幅な相違を生じる場合が多い。この原因は、厳密には微小であっても接合部が自由に動ける状態になっているため、実際のとの相違が生じるためである。そこで単品部品解析であっても、アセンブリ状態を考慮して、解析結果に影響を与える部品を追加して解析を行ったり、接合部をバネ要素等で接続して、自由度を確保したりモデリングに工夫が必要である。

2.3 アセンブリのモデリング

振動解析で、正しい結果を得るためには、アセンブリ状態のモデリングを行い解析を行う必要がある。

しかし、実際の製品機構は、ネジ、溶接等で完全に結合され自由に動けないような製品組付け状態ではなく、接触、スライドを確保するためのガタ等がある状態で構成されており、接触の概念を持たない線形解析ソフトで、単純に接触やガタを表現するのは非常に困難である。

そこで、部品間の保持状態とその挙動を場合分けして、境界条件設定を行いモデリングを行うことにした。

具体的には、剛性の低い部品との組合せ部は、6自由度 (X, Y, Z, X回転, Y回転, Z回転) 方向のバネ要素の組合せに置き換え、ガタを持った部分には、MPC (Multi Point Constraint) を用いて、部品間の力の伝わる方向を6自由度 (X, Y, Z, X回転, Y回転, Z回転) の組合せに置き換える。そして、部品がガタついたときの支点の変化を場合分けして表現することにより、挙動と共振周波数を求める。ただし、接触している所で挙動が止まる部分はモデル化できないため、解析結果評価時、その部分を考慮して、結果評価を行う必要がある。また各パーツの材料物性には材料別の構造減衰係数を入力し、より実機に近い形での解析を実施する必要がある。

2.4 実機振動試験状態での解析手法

製品開発の耐振性能評価には、従来より、振動試験機を用いた試験が実施されており、解析を用いて製品の耐振性能評価を実施するためには、振動試験機の状態を再現する必要があった。

そこで、その問題を解決する方法として、大質量法を用いる。この方法を用いて応答解析を行う事により、振動試験の試験状態が再現可能となり、解析をさらに現実のものに近づけることが可能となる。

大質量法とは、質量要素に解析対象物に対して十分に大きな質量を与え、その質量要素をある加速度、一定周波数で振動させる、するとその質量要素に接続されている解析モデルは、質量要素の方が大きな慣性力を持っているため、質量要素と同じ振動をし、あたかも、振動試験で振られている状態が再現できる。

2.5 解析時間

振動解析は、固有値解析により共振周波数抽出を行ったのち、2 - 4で説明した大質量法を用いた応答解析を実施し、実機試験状態の解析により耐振性能に問題がないか確認を行うが、応答解析の場合、必要な周波数分計算

を実施するため、多大な時間を必要とする可能性がある。この為、解析モデルは不必要な部分は、簡略化して要素がいたずらに増加しないようにする必要がある。図 - 4に要素数と解析時間関係グラフを示す。

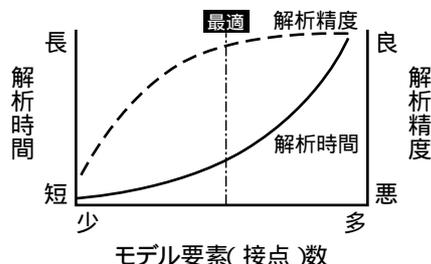


図-4 要素数 - 解析時間グラフ

Fig.4 Graph plotting number of elements versus analysis time

3

モデリング技術

モデリング技術の説明として図-5のCDチェンジャーデッキを題材にアセンブリモデリング手順、手法について説明を行う。

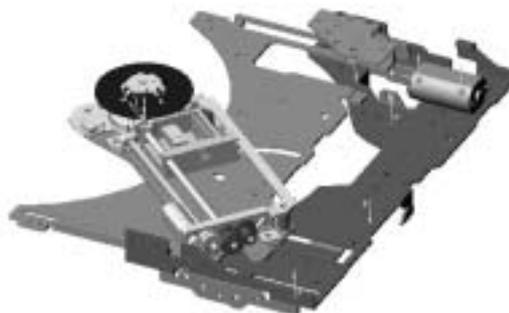
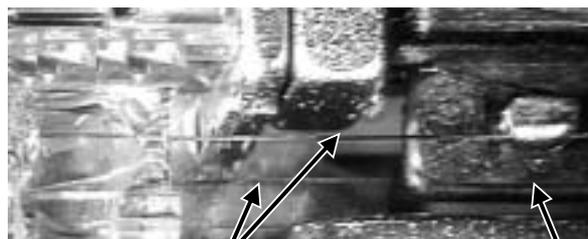


図-5 3D - CADモデル
Fig.5 3-D CAD model

3.1 詳細モデリング部位の検討

振動解析の場合、いたずらに詳細なモデリングを行っても、解析に時間が掛かるだけなので、どの部分を詳細にモデリングすべきか検討が必要である。題材のCDチェンジャーデッキでは、PU部がデータ読み取り部で、図-6



サスペンションワイヤー レンズ部

図-6 実機サスペンション

Fig.6 Suspension of actual article

のように細いワイヤーでレンズ部が保持されているので、耐振性に最も影響があるのではないかと考え、PUレンズ部については、できるだけ忠実なモデリングを行った。以下にPUユニットのモデル化手順を示す。

3D - CADモデル上でのモデル簡略化

3D - CADで重心位置を合せながらPUユニットの簡略化実施。図-7に簡略化モデルを示す。

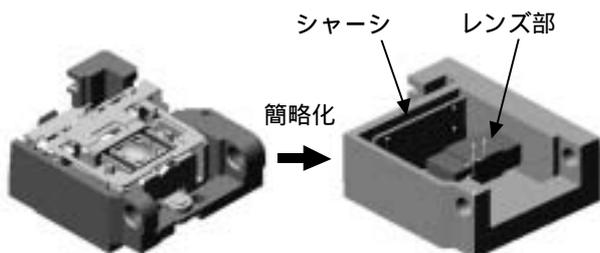


図-7 PU 3D-CAD簡略化モデル
Fig.7 Simplified 3-D CAD model of PU

ソリッドモデルのメッシング

3D - CADのソリッドモデルを解析ソフトに取込メッシュ生成を実施。このモデルでは、形状、メッシュ作成の容易さより、4面体2次要素にて解析ソフトの自動生成機能でメッシュ作成を行った。図-8に作成したメッシュモデルを示す。



図-8 メッシュモデル
Fig.8 Mesh model

サスペンション部モデリング

実機では、レンズ部とシャーシは、図-9に示すように0.068mmのサスペンションワイヤーで接続され、シャーシ取付部付近はゲルダンパーが配置されている。

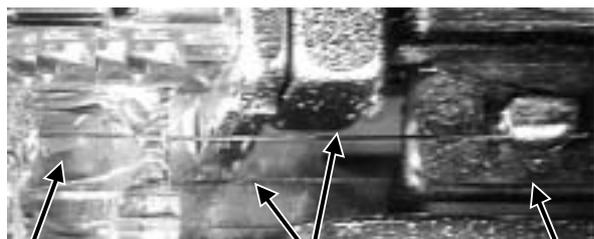


図-9 実機サスペンション
Fig.9 Suspension of actual article

モデル化にあたっては、図-10に示すように、サスペンション部は解析精度の向上（維持）と要素数の削減を目的に梁要素でモデル化を行う。ここで、ゲルダンパー部はゲルダンパーによって減衰が生じる為、ゲルダンパーが配置されている部分とその他の部分を分けてモデル化を行い、ゲルダンパー部は材料物性入力項目の構造減衰係数を利用して、ゲルダンパーによる減衰をモデル化した。

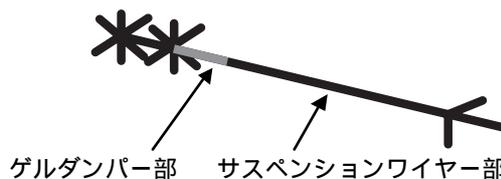


図-10 サスペンションモデル
Fig.10 Suspension model

図-11に図-8のPUメッシュモデルと図-10のサスペンションモデルを組合せた、PUユニットの解析モデルを示す。

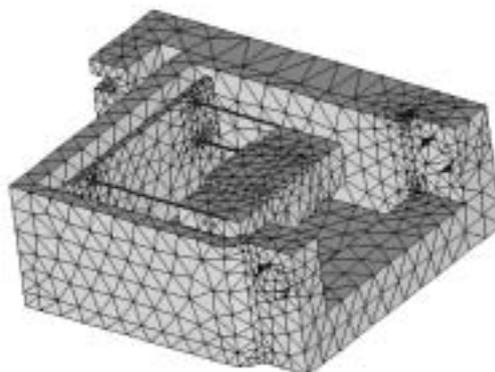


図-11 PUメッシュモデル
Fig.11 Mesh model of PU

3.2 解析に影響の少ない部品の簡略化

2.5で述べたように、解析時間を短縮する為には、解析モデルの要素数を減らす事が必要不可欠である。振動解析の場合、付属している部品の有無が解析結果に大きな影響を与える為、解析結果に影響を与えない要素削減方法を以下に示す。

部品の質量要素への置換え

対象部品の質量要素への置換えにより、部品の重量を解析モデルに残しつつ、要素数が削減できる手法である。以下にモデリング手法を示す。

- a. 関連のある数部品単位レベルで、3D - CADを用いて部品重量と重心位置を抽出する。
- b. 簡略予定部品を除いた解析モデル上に、3D - CADで抽出された重心位置に質量要素を追加し、質量を与

えない剛梁にて解析モデルと接合する。
 図-12に質量要素のモデル例を示す。

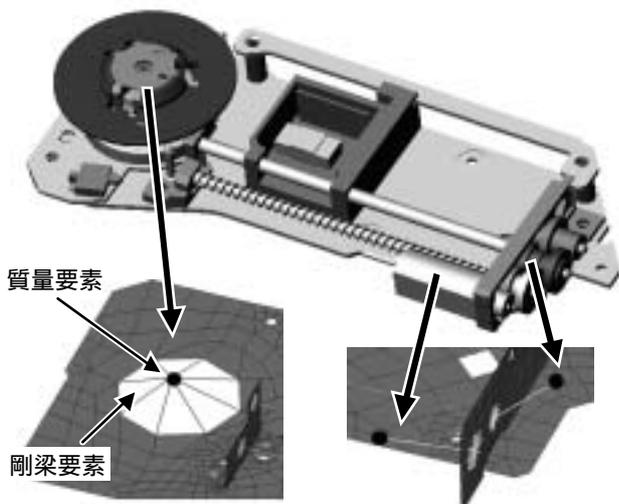


図-12 質量要素モデル
 Fig.12 Mass element model

軸部品の梁要素への置換え

軸等の部品は、それ自身が製品自体に剛性を与えている場合が多いため、質量要素で簡略化するのは解析精度を低下させる可能性が高い。このため、解析モデルには忠実に加えておく必要があるが、ソリッド状態でモデル化を行うと、要素数が増大してしまうため、梁要素を用いて軸のモデル化を行い、要素数の低減を行う必要がある。つまり、軸を1次元梁要素に置き換える手法である。図-13に梁要素モデルの例を示す。



図-13 軸梁要素モデル
 Fig.13 Axle beam element model

板部品のシェル要素の使用

題材のCDチェンジャーデッキでは、部品の多くが板のプレス部品で構成されている。一般的に薄板の振動解析では、シェル要素を用いて解析を行う方が、解析精度と要素数の関係より効率的に解析が行えるとされている。シェル要素を用いての解析で問題となるのが、ソリッドモデルから板厚方向の中立面を抽出してサーフェスによりモデル化が行えるかである。しかし、昨今の3D-CADの進化により、ミッドレンジCADでも中立面を自動または、半自動で容易に抽出可能となっており、中立面サーフェスによるモデル化の問題は解消しつつある。以下にモデリング手法を示す。

a. 3D-CADによりシェルモデル作成。図-14に中立面サーフェスモデルを示す。

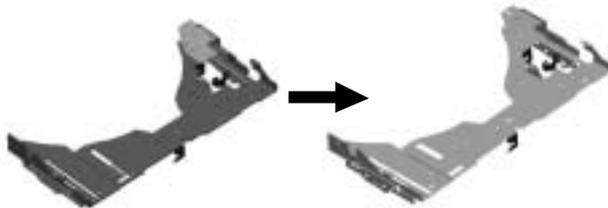


図-14 中立面サーフェスモデル
 Fig.14 Neutral plane surface model

b. 解析ソフトにサーフェスモデル取込後、ネジ止めされている他のパーツを、ネジ穴位置で質量の無い剛梁で結合し、部品の結合を行う。

c. サーフェスモデルに板厚と材料物性条件を与えて、四角形1次シェル要素にて、解析ソフトの自動生成機能を用いてメッシュ作成を行う。図-15にシェル要素分割モデルを示す。



図-15 サーフェス要素分割モデル
 Fig.15 Shell element split model

部品間の結合方法

題材のCDチェンジャーデッキでは、部品間のネジ止め、スライド構造、ガタが存在するスライド構造、接触等が存在しており、構造別に最適な接合方法を選定する必要がある。以下にその接合方法について紹介する。

-1. ネジ止めの場合

部品間がネジ止めされている場合には、図-16に示すように、ネジ止め位置の穴間を剛梁要素にて接合を行う。この接合方法はソリッド、シェルともに適用可能。

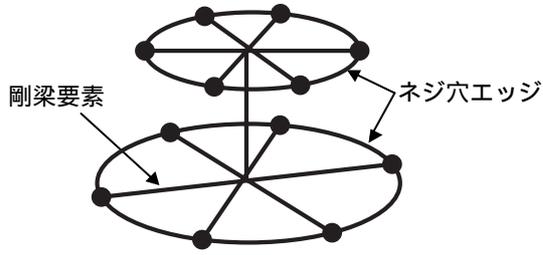


図-16 剛梁要素接合
Fig.16 Joining of rigid beam elements

-2. 軸スライドの場合

図-17に示す、軸スライドの場合には、MPC結合にて各自由度（6自由度：X、Y、Z、X回転、Y回転、Z回転）のうち、2方向の移動と回転の自由度が必然的に、軸と同じ挙動になるよう拘束を与えることができる。あとは、各モデルの条件により、各自由度の拘束を追加したり、バネ等の要素を追加しモデル化を行う。

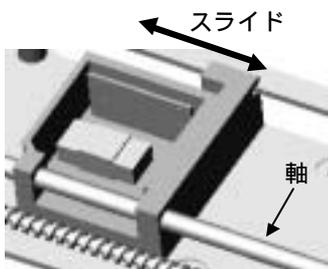


図-17 軸スライド
Fig.17 Sliding along axle

-3. ガタを含むスライドの場合

図-18に示すガタを含むスライドの部品間の結合においては、スライドするプレートが上に振れた場合には左側が支点となり、下に振れた場合には、右が支点となる。

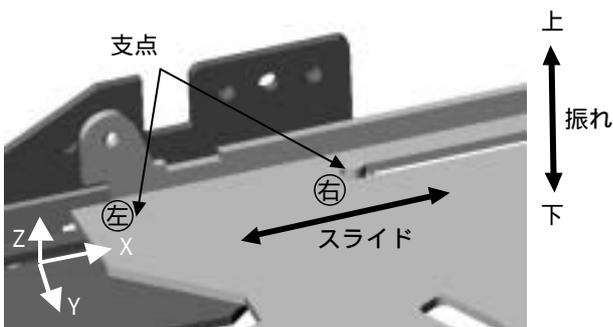


図-18 ガタを含むスライド
Fig.18 Sliding with play

以上のようにその状況に応じた結合をMPC結合にて各自由度の組合せを行う。

図-18で、プレートが上に振れた場合に㊦は、X、Y、Zの自由度を、㊧はX、Yの自由度を拘束することにより、プレートが上に動く挙動の拘束条件を解析モデルに実現できる。

以上のように、ガタが含まれる場合には状況別に条件を与えて解析を行う必要がある。

大質量法のモデリング

大質量法とは、質量要素に質量を極端に大きく与え、解析対象を接続して、質量要素をある周期で振動させた場合、質量を極端に大きく与えた質量要素の慣性力が解析対象物の慣性力を大幅に上回る為、あたかも振動試験機で加振を与えたかのような状況を作り出し、振動試験の状況を解析する手法である。

大質量法のモデリングは、図-19に示すように、任意の位置に質量要素を作成し、質量要素に十分に大きな質量を与える。作成した質量要素と解析モデルとを質量の無い剛梁で結合する。質量要素に応答解析の荷重の条件を与え解析を行う。

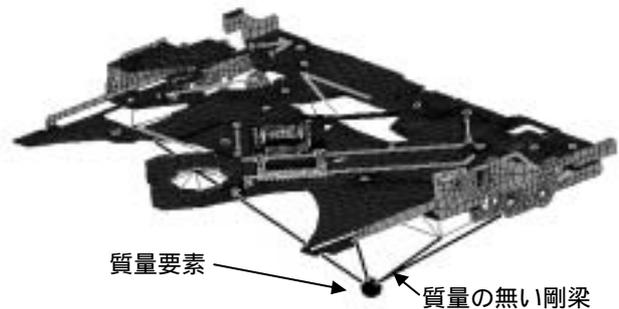


図-19 大質量法解析モデル
Fig.19 Model for analysis using large mass method

本項ではCDチェンジャーデッキにより、モデリング技法を紹介したが、この技法と一般的に使用される解析の境界条件を、対象モデル毎に組合せを替えることにより、CDチェンジャーデッキだけではなく、汎用的にモデル作成が可能である。

4 CDチェンジャーデッキ適用した事例

4.1 解析対象

振動解析に適用した製品は、CDチェンジャーデッキの再生ユニット部で、このユニットは3枚のシャーシにより構成され、再生時には格納状態からシャーシがスライドして、図-20に示す再生状態となる。

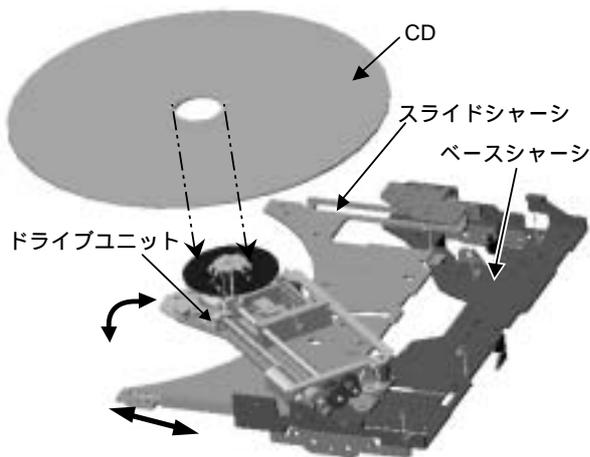


図-20 3D-CADモデル
Fig.20 3-D CAD model

4.2 解析の目的

デッキの耐振性能が図-21で示すように、特定の車両では、車両の入力Gに対してデッキの耐振性が30Hz付近で低いために、音飛びが発生する。そこで、解析を用いて30Hz付近の耐振性能の改善策を抽出する。

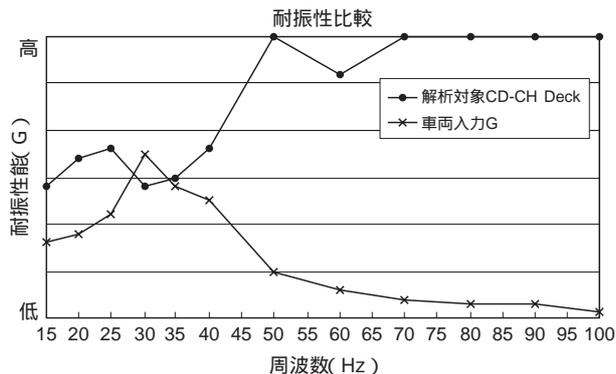


図-21 耐振性能グラフ
Fig.21 Vibration resistance performance graph

4.3 実機と解析結果比較

解析結果の信頼性有無を確認するため、現状品の解析を実施する。

解析は、3.2 で述べた大質量法を用いての応答解析を実施。音飛びは、与えられた振動により、シャーシが共振する事により、CDデータが読み取りできなくなる現象であるため、与えた振幅とシャーシの振幅の差で評価することにより共振周波数の解析を実施する。ただしここで得られるシャーシ側の振幅の値は絶対値ではなく相対評価で、振幅が大きいほど、共振しやすいものとする。

図-22に変位測定位置、図-23に加振点と測定点との振幅差グラフの解析結果を示す。

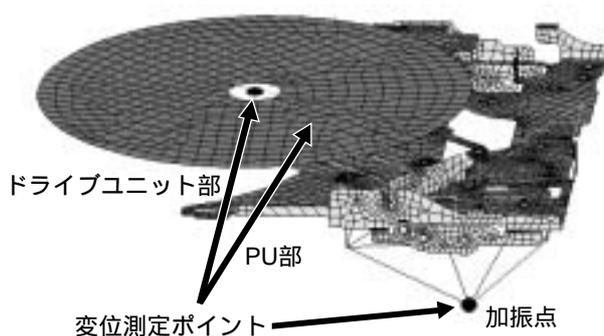


図-22 変位測定位置
Fig.22 Displacement measurement positions

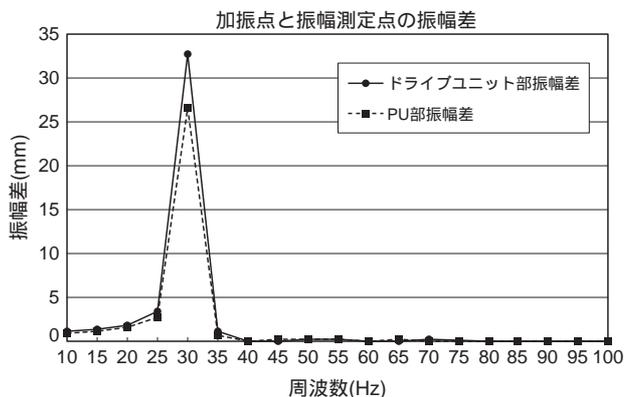


図-23 変位差グラフ
Fig.23 Displacement difference graph

図-23で示すように、PU部はドライブユニット部の共振により振動しているため、PU部は音飛びの主原因ではないといえる。そこで、ドライブユニット部の挙動に絞って比較してみると、ターンテーブル部の共振周波数と耐振性能が低下する周波数と一致しており、解析の信頼性はあると考えられる。

4.4 対策案と結果

解析結果の信頼性が確認できたので、解析結果をもとに対策案を検討する。

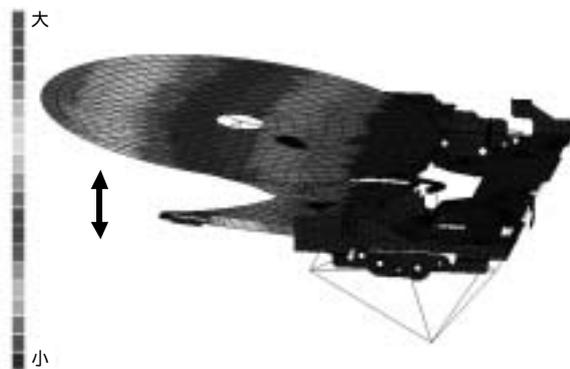


図-24 30Hz挙動図
Fig.24 Behavior at 30 Hz

図-24に示すように、30Hzの共振時には、図-20に示すスラードシャーシ、ドライブユニット、CDがスライドシャーシとベースシャーシの接触点を支点に上下振動をしている。この挙動は解析ソフト上ではアニメーションとして確認する事も可能である。

上記結果より対策案として、スライドシャーシ - ベースシャーシ間を結合し、振れないようにし解析を実施した。解析結果を図-25に示す。

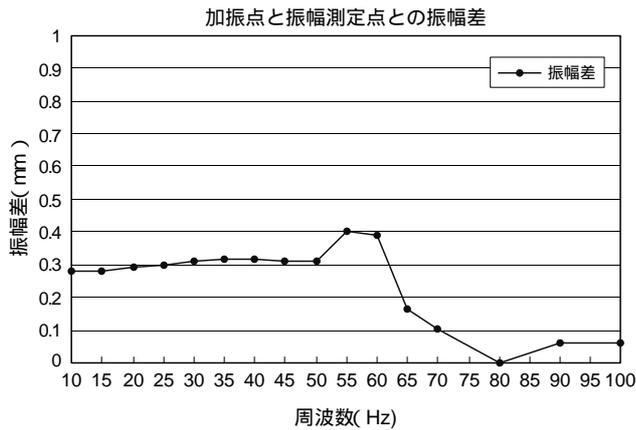


図-25 変位差グラフ
Fig.25 Displacement difference graph

結果より、30Hz付近で発生していた共振が無くなる事が確認できた。

4.5 実機耐振構造の立案と実機検証

耐振性を確保する為にはスライドシャーシと、ベースシャーシのスライド性を確保しつつ、上下の挙動を抑制する必要がある。図-26、図-27にスライド構造を持つ機構で耐振性を確保する構造案を示す。

従来はスライドシャーシを上から挿入し、パネで押えを行っていたものを、動きを押えるプレートとスペーサにより、スライド性と上下の動きの規制ができる構造とした。

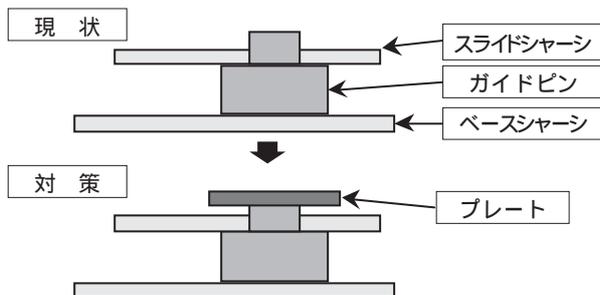


図-26 耐振構造案1
Fig.26 Vibration resistant construction proposal 1

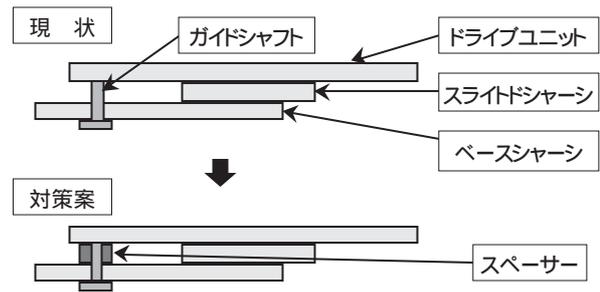


図-27 耐振構造案2

Fig.27 Vibration resistant construction proposal 2

上記構造にて、耐振性の確認試験を実施した、その結果を図-28に示す。

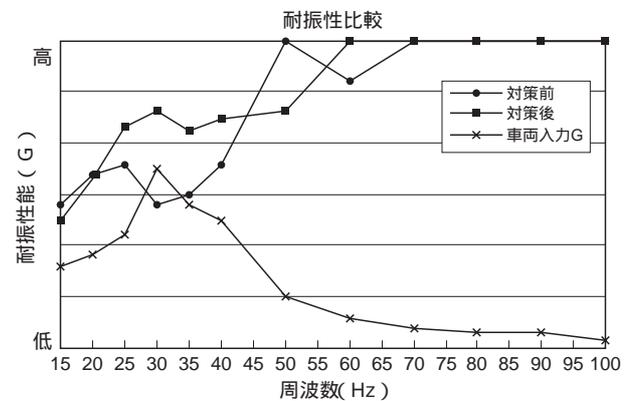


図-28 耐振性能向上構造対策品の耐振性能グラフ

Fig.28 Vibration resistance performance graph for item with improved vibration resistance construction

図-28の結果より、図-26、図-27の耐振性向上対策の効果があることが確認できた。

4.6 解析適用効果

従来の開発手順では設計が完了してから評価を行うために、問題の発見が遅れ、実機試験で対策案を抽出するために、完全な対策が完了するのに時間が必要となっていた。そこで、振動解析を設計段階より適用することにより、図-29に示すよう設計の段階より問題の発生しない

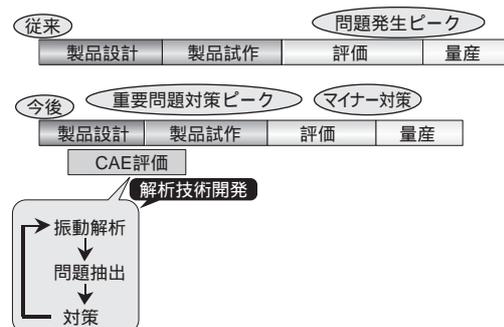


図-29 振動解析適用効果

Fig.29 Efficacy of employment of vibration analysis

構造で設計が可能になる。

また、実機試験では不具合発生原因を特定するのに一定の時間が必要であったが、振動解析適用により不具合原因を直感的に把握できるため、対策案の抽出を短縮できる効果も見込める。

以上の点から、振動解析適用により、開発期間短縮、製品品質向上、コストダウン効果が見込める。

5

成果

1. 従来困難であった、複数の部品で接触、ガタを含む製品に対して、振動解析の為にモデル化技術が確立でき、振動解析を実施可能となった。
2. 振動解析結果を基に、耐振性能向上対策を実施し、実製品の耐振性能向上が図れた。

6

おわりに

今回紹介したモデリング技術は、CDチェンジャーデッキを中心に紹介を進めてきたが、他の製品に対しても汎用的に適用できる技術であるので、今後の製品設計に積極的に振動解析を活用していきたい。

今後、振動解析を他のCAEと同様に設計ツールとして活用するために、モデリング技術の社内知的財産化（IPデータベース化）の検討を実施し、CAEの設計ツール化の推進を図って行く。

また、製品品質向上とコストダウンを短い開発期間の中で達成していく為には、CAEは重要なツールとして必要不可欠である。

今回の、デッキ耐振性能向上のための振動解析モデリング技術を活用した振動解析はとても重要な手法で、デッキ製品等の耐振性能向上に非常に有効と考える。

参考文献

- 1) 著者名：機械設計における有限要素法の活用，森北出版，参考項p124-136,p215-225，1997

筆者紹介



渡辺 保幸
(わたなべ やすゆき)

1991年入社。製造技術，工法開発担当後，現在，CAE業務に従事。現在，生産技術開発部に在籍



オ木 和紀
(さいき かずのり)

1994年入社。以来，光ピックアップ，モータ等内製キーデバイス開発に従事。現在，AVC本部コンポーネント事業部デッキ技術部に在籍。



山川 隆史
(やまかわ たかし)

1981年入社。以来，オーディオ製品の自動検査システムの開発に従事。現在，生産技術開発部に在籍。