

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-108456

(P2010-108456A)

(43) 公開日 平成22年5月13日(2010.5.13)

(51) Int.Cl. F 1 テーマコード(参考)
G 0 6 F 1 7 / 5 0 (2 0 0 6 . 0 1) G 0 6 F 1 7 / 5 0 6 1 2 H 5 B 0 4 6

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 16 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2008-282621 (P2008-282621)</p> <p>(22) 出願日 平成20年10月31日(2008.10.31)</p> <p>特許法第30条第1項適用申請有り (1) 刊行物名: 第18回環境工学総合シンポジウム2008講演論文集, 発行所: 社団法人日本機械学会, 発行日: 平成20年7月9日, 該当ページ: 第71~74ページ (2) 刊行物名: Dynamics & Design Conference 2008 講演論文アブストラクト集, 発行所: 社団法人日本機械学会, 発行日: 平成20年9月1日, 該当ページ: 第251ページ</p>	<p>(71) 出願人 592218300 学校法人神奈川大学 神奈川県横浜市神奈川区六角橋3丁目27番1号</p> <p>(74) 代理人 100131679 弁理士 ▲高▼橋 幸夫</p> <p>(72) 発明者 山崎 徹 千葉県柏市戸張1307-38</p> <p>(72) 発明者 黒田 勝彦 神奈川県横浜市港北区樽町4丁目10番28号 ラフィーネ港北102</p> <p>(72) 発明者 鞍谷 文保 兵庫県明石市北王子町3番54号</p> <p>Fターム(参考) 5B046 AA03 JA08</p>
--	---

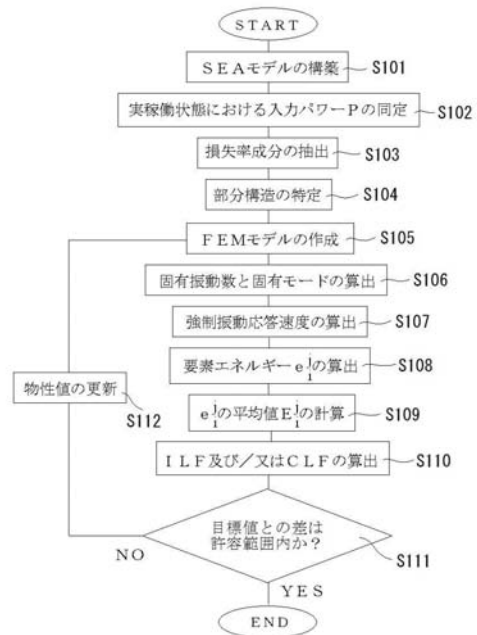
(54) 【発明の名称】 部分構造の最適化方法

(57) 【要約】

【課題】 構造体のサブシステムに対する詳細設計が可能であって、部分構造を組み込んだ構造体の実稼動状態における騒音を効果的に低減させることができる、部分構造の最適化方法を提供する。

【解決手段】 構造体の振動騒音の低減に対し、変更の対象となる部分構造を特定する第一のステップと、部分構造の有限要素法によるモデルを作成する第二のステップと、作成した有限要素法によるモデルのサブシステム間の結合損失率等を算出する第三のステップと、算出した結合損失率等と目標値との差が許容範囲内か判定する第四のステップと、目標値との差が許容範囲内でない場合には、最適化アルゴリズムに従って、部分構造に存在する要素の物性値を更新する第五のステップとを含み、算出した結合損失率等と目標値との差が予め設定した許容範囲内になるまで、第二のステップから第五のステップまでを繰り返して行う。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

構造体をサブシステムの集合体とみなして、振動音響解析を行う統計的エネルギー解析法を利用した、該構造体に存在する結合部と該結合部に結合するサブシステムとからなる部分構造を最適化する部分構造の最適化方法であって、

前記部分構造の最適化方法は、前記構造体の振動騒音の低減に対し、変更の対象となる部分構造を特定する第一のステップと、部分構造についての有限要素法によるモデルを作成する第二のステップと、第二のステップで作成した有限要素法によるモデルについてのサブシステムの内部損失率及び／又は隣接するサブシステム間の結合損失率を算出する第三のステップと、第三のステップで算出した内部損失率及び／又は結合損失率と内部損失率及び／又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かを判定する第四のステップと、第四のステップにおいて、第三のステップで算出した内部損失率及び／又は結合損失率と内部損失率及び／又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内には、該第三のステップで算出した内部損失率及び／又は結合損失率に基づき、最適化アルゴリズムに従って、前記部分構造に存在するサブシステムの物性値を更新する第五のステップとを含むことを特徴とする部分構造の最適化方法。

10

【請求項 2】

構造体をサブシステムの集合体とみなして、振動音響解析を行う統計的エネルギー解析法を利用した、該構造体の二つのサブシステムと該二つのサブシステムを結合する結合部とからなる部分構造を最適化する部分構造の最適化方法であって、

前記部分構造の最適化方法は、前記構造体の振動騒音の低減に対し、変更の対象となる部分構造を特定する第一のステップと、部分構造についての有限要素法によるモデルを作成する第二のステップと、第二のステップで作成した有限要素法によるモデルについてのサブシステムの内部損失率及び／又は隣接するサブシステム間の結合損失率を算出する第三のステップと、第三のステップで算出した内部損失率及び／又は結合損失率と内部損失率及び／又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かを判定する第四のステップと、第四のステップにおいて、第三のステップで算出した内部損失率及び／又は結合損失率と内部損失率及び／又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内には、該第三のステップで算出した内部損失率及び／又は結合損失率に基づき、最適化アルゴリズムに従って、前記部分構造に存在するサブシステムの物性値を更新する第五のステップとを含むことを特徴とする部分構造の最適化方法。

20

30

【請求項 3】

前記第一のステップは、前記構造体に存在する全てのサブシステムの内部損失率及び／又は全てのサブシステム間の結合損失率に基づき、前記変更の対象となる部分構造を特定するものであることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の部分構造の最適化方法。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、振動音響解析を行う統計的エネルギー解析法を利用した部分構造の最適化を通じて、部分構造を組み込んだ構造体の騒音の低減を図る、部分構造の最適化方法に関する。

40

【背景技術】**【0002】**

振動騒音解析手法として、統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis) (以下、「SEA」ということがある。) がある。SEA は、構造体を対象系 (system) のサブシステム (SEA 要素) の集合体とみなし、サブシステム間のパワー平衡に着目する。

【0003】

サブシステムの集合体から構成された対象系 (構造体) についての SEA 基礎式は、次式で表すことができる。

50

【数 1】

$$P = \omega L E \quad \dots(1)$$

ここで、 P は入力パワーベクトル、 ω は中心角周波数、 L は損失率マトリクス、 E は要素エネルギーベクトルである。損失率マトリクス L は、サブシステム内で熱エネルギーとして損失する減衰を表した、サブシステム i の内部損失率 $\tau_{i,i}$ (Internal Loss Factor)(以下、「ILF」ということがある。)と、結合されたサブシステム間のエネルギー伝達を表した、サブシステム i からサブシステム j への結合損失率 $\tau_{i,j}$ (Coupling Loss Factor)(以下、「CLF」ということがある。)を成分とする。

【0004】

SEAによるモデルは、構築方法によって、理論式に基づく手法(解析SEA)、計測データに基づく手法(実験SEA)、有限要素法(Finite Element method)(以下、「FEM」という。)の解析結果を用いてSEAパラメータを評価する手法に大別することができる。

【0005】

解析SEAは、高モード密度構造物(いわゆる高周波数域)の振動騒音に有効で、設計段階での利用が可能であり、試作実験が困難である航空宇宙、船舶、建物などの大型構造分野で盛んに使用されている。また近年、解析SEAは、自動車などの小型構造分野の空気伝搬音解析にも不可欠なツールとなっている。

【0006】

解析SEAにおいて、CLFの理論式は、構造や音場の要素形状が単純である場合、これまでに多くの研究者によって導出されている。サブシステム i からサブシステム j へのCLF($\tau_{i,j}$)は、例えば、板 i と板 j が結合長 $L_{i,j}$ で結合している場合には、次式により、机上で評価することができる。

【数 2】

$$\eta_{i,j} = \frac{c_{gi} L_{i,j}}{\pi \omega S_i} \tau_{i,j} = \frac{L_{i,j}}{\pi^2 c_{gi} n_i} \tau_{i,j} \quad \dots(2)$$

ただし、 $\tau_{i,j}$ はサブシステム i からサブシステム j のエネルギー透過率、 c_{gi} はサブシステム i の曲げ波群速度、 S_i はサブシステム i の表面積である。また、 n_i はモード密度(角周波数あたりのモード数)で、サブシステムが板状物の場合には、 $n_i = S_i / c_{gi}^2$ で表される。

【0007】

なお、解析SEAは、モーダルオーバーラップ係数(MOF = $n_i \tau_{i,j}$)が1を超えるような系において有効とされる。

【0008】

以上、解析SEAにおいて、CLFは、概略寸法(サブシステムの表面積、板厚、材質、結合長など)及びモード密度で記述され、サブシステムの形状や境界条件の情報を含まない。それ故、解析SEAは、構造仕様の詳細が決定していない設計の上流段階では利用可能であるが、サブシステムの形状などの部分構造の詳細な検討には利用不可能である。

【0009】

一方、大量生産品で、試作実験が容易かつ構造が複雑な小型の構造分野における固体伝搬音解析には、実験SEAやFEMの解析結果を用いてSEAパラメータを評価する手法が使用されることが多い。

【0010】

実験SEAでは、対象系が既存の場合、加振実験で、入力パワー及び要素エネルギーを計測すれば、ILFとCLFを評価することができる。パワー注入法(Power Injection Method)は、ILFとCLFを同時に評価する方法であるが、サブシステムが3つ以上の対象系では、計測が大掛かりとなり、逆行列が求まらない場合や負の損失率が得られる場合もあるため、実用的に困難なことが多い。隣接したサブシステムだけに着目してCLFを評価する近似的パワー注入法は、計測規模が小さいため、安定したCLFの評価が可能であることから、実用的であるといえる。この場合、ILFの評価方法には、室内音響で利用される残響時間を用いる方法、SEA基礎式及びCLFから算出する方法などがある。

【0011】

10

FEMは、対象系の形状の制限がほとんどなく、寸法、境界、荷重などの解析条件を実物に即して作成すれば、任意の周波数、任意の位置の詳細な応答予測が可能である。高次モード域(すなわち高周波数域)までFEMによる解析を行う場合には、FEM要素の大きさを小さくする必要があり、それに伴い、解析規模は大きくなる。

【0012】

FEMの解析結果を用いてSEAパラメータを評価する手法は、非特許文献1及び非特許文献2に記載されている。非特許文献1及び非特許文献2に記載された手法では、ILFはFEMモデルで設定した減衰に依存するため、ILFに応じたCLFが求められ、実験SEAでしばしば経験されるILFによるCLFの変化も表現することができるようになる。

20

【非特許文献1】L. Maxit, J.-L. Guyader, Estimation of SEA coupling loss factors using a dual formulation and FEM modal information Part 1: theory, Part 2: numerical applications, Journal of Sound and Vibration, 239, (2001), pp.907-948

【非特許文献2】B.R.Mace, P.J.Shorter, Energy Flow Models from Finite Element Analysis, Journal of Sound and Vibration, 233, (2000), pp.369-389.

【非特許文献3】山崎 徹, 黒田 勝彦, 森 厚夫, SEAによる機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学会論文集(C編), 73巻, 726号(2007), 446-452

【発明の開示】

30

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

しかしながら、非特許文献1及び非特許文献2に記載された手法は、いずれも系全体のFEMモデルを対象とするもので、結合部とその結合部に結合するサブシステムとからなる部分構造や二つのサブシステムとその二つのサブシステムを結合する結合部とからなる部分構造を対象とした議論は全く見られない。

【0014】

また、非特許文献1及び非特許文献2では、いずれも、サブシステム単位の固有モードを用いるが、非特許文献1は、剛性が大きく異なるサブシステム間の適用を前提とするため、同程度の剛性のサブシステム間の適用性は不明であり、非特許文献2は、全系の固有モードを求めるために部分構造合成法を利用しているにとどまる。

40

【0015】

それ故、非特許文献1及び非特許文献2に記載されたモデル構築手法では、実構造物についての減衰の同定や机上での減衰の予測は難しいという問題点があった。

【0016】

このような状況の中、本願の発明者らは、実験SEAを用いた機械製品の固体音低減プロセスを提案し、実稼動状態における騒音低減に有効となる構造箇所を特定してきた(非特許文献3参照)が、具体的な構造変更案を検討して、構造体のサブシステムに対する詳細設計を行うためには、部分構造に関するFEMの解析結果を利用した手法の開発が必要であった。

50

【 0 0 1 7 】

本発明の目的とするところは、構造体のサブシステムに対する詳細設計が可能であって、結合部とその結合部に結合するサブシステムとからなる部分構造又は二つのサブシステムとその二つのサブシステムを結合する結合部とからなる部分構造を組み込んだ構造体の実稼動状態における騒音を効果的に低減させることができる、部分構造の最適化方法を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 8 】

本願の発明者らは、FEMモデル上における減衰の設定に応じたILF及び/又はCLFの評価が可能であることに注目し、前記課題を解決するため、鋭意検討を重ねた結果、系全体を対象とするのではなく、構造体に存在する結合部とその結合部に結合するサブシステムとからなる部分構造又は二つのサブシステムとその二つのサブシステムを結合する結合部とからなる部分構造を特定し、特定した部分構造のFEMモデルを作成した後、作成した部分構造のFEMモデルについてのILF及び/又はCLFを算出して、算出したILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かを判定し、算出したILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内には、最適化アルゴリズムに従い、部分構造のサブシステムの物性値を更新して、FEMモデルの作成と、ILF及び/又はCLFの算出と、目標値との差が許容範囲内にあるか否かの判定と、物性値の更新とを繰り返して行う部分構造の最適化方法などにより、上記目的を達成することを発見し、本発明をするに至った。

【 0 0 1 9 】

即ち、本発明の第一の部分構造の最適化方法は、構造体をサブシステムの集合体とみなして、振動音響解析を行う統計的エネルギー解析法を利用した、該構造体に存在する結合部と該結合部に結合するサブシステムとからなる部分構造を最適化する部分構造の最適化方法であって、前記部分構造の最適化方法は、前記構造体の振動騒音の低減に対し、変更の対象となる部分構造を特定する第一のステップと、部分構造についての有限要素法によるモデルを作成する第二のステップと、第二のステップで作成した有限要素法によるモデルについてのサブシステムの内部損失率及び/又は隣接するサブシステム間の結合損失率を算出する第三のステップと、第三のステップで算出した内部損失率及び/又は結合損失率と内部損失率及び/又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かを判定する第四のステップと、第四のステップにおいて、第三のステップで算出した内部損失率及び/又は結合損失率と内部損失率及び/又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内には、該第三のステップで算出した内部損失率及び/又は結合損失率に基づき、最適化アルゴリズムに従って、前記部分構造に存在するサブシステムの物性値を更新する第五のステップとを含むことを特徴とする。

【 0 0 2 0 】

また、本発明の第二の部分構造の最適化方法は、構造体をサブシステムの集合体とみなして、振動音響解析を行う統計的エネルギー解析法を利用した、該構造体の二つのサブシステムと該二つのサブシステムを結合する結合部とからなる部分構造を最適化する部分構造の最適化方法であって、前記部分構造の最適化方法は、前記構造体の振動騒音の低減に対し、変更の対象となる部分構造を特定する第一のステップと、部分構造についての有限要素法によるモデルを作成する第二のステップと、第二のステップで作成した有限要素法によるモデルについてのサブシステムの内部損失率及び/又は隣接するサブシステム間の結合損失率を算出する第三のステップと、第三のステップで算出した内部損失率及び/又は結合損失率と内部損失率及び/又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かを判定する第四のステップと、第四のステップにおいて、第三のステップで算出した内部損失率及び/又は結合損失率と内部損失率及び/又は結合損失率の目標値との差が予め設定した許容範囲内には、該第三のステップで算出した内部損失率及び/又は結合損失率に基づき、最適化アルゴリズムに従って、前記部分構

造に存在するサブシステムの物性値を更新する第五のステップとを含むことを特徴とする。

【0021】

本発明の好適態様は、前記第一のステップは、前記構造体に存在する全てのサブシステムの内部損失率及び / 又は全てのサブシステム間の結合損失率に基づき、前記変更の対象となる部分構造を特定するものである。

【発明の効果】

【0022】

本発明を用いることにより、構造体のサブシステムに対する詳細設計が可能となり、最適化した部分構造が組み込まれた構造体の実稼動状態における騒音は効果的に低減するようになった。

10

【0023】

本発明を用いることにより、例えば、設計の上流段階であるCADモデル等の作成時点であっても、実稼動状態で構造体から発生する騒音を効果的に低減できる構造体の部分構造を予測することができるようになった。

【発明を実施するための最良の形態】

【0024】

本発明の部分構造の最適化方法を実施する手順の一例を図1に基づき説明する。

【0025】

振動騒音が問題となる構造体(対象系)のうち、変更の対象となる部分構造を特定するため、まず、構造体をサブシステム(SEA要素)に分割をした後、全てのサブシステムについて、SEA基礎式($P = LE$)における損失率マトリクス L を評価して、系全体のSEAモデルを構築する(S101)。ここにいうSEAモデルの構築は、実験SEAを用いても、解析SEAを用いても、FEMの解析結果を用いてSEAパラメータを評価する手法を用いてもよい。実験SEAを用いた場合には、サブシステムに分割した構造体についてインパルスハンマによる加振点を選び(例えば、一要素あたり2点)、静止状態で、インパルスハンマにより加振点を加振した状態の各サブシステムの応答エネルギーを加速度計(例えば、各サブシステム6点)で計測し、その後、次式を用いて、損失率マトリクス L を評価して、系全体のSEAモデルを構築する。

20

【数3】

$$\eta_{i,j} = \frac{e_{j,i} / p_i}{\omega e_{i,i} / p_i \cdot e_{j,j} / p_j} \quad \dots(3)$$

30

【数4】

$$\eta_i = \frac{1 - \omega \sum_{j \neq i}^n (\eta_{i,j} e_{i,i} / p_i - \eta_{j,i} e_{j,j} / p_j)}{\omega e_{i,i}} \quad \dots(4)$$

40

ここで、 p_j は、サブシステム j を加振した場合の入力パワーで、加振点毎に、 $p_j = -\text{Im}[FA^*] / m_j$ から求めることができる(ただし、 $\text{Im}[\]$ は虚数部、 F は加振力スペクトル、 A^* は加振点近傍の加速度応答スペクトルである。)。また、 $e_{i,j}$ は、サブシステム j を加振した場合のサブシステム i の要素エネルギーで、次式から求めることができる(ただし、 A_n は、サブシステムあたり6点の加速度応答スペクトル($n = 1 \sim 6$)、 m_i はサブシステム i の質量である。))。

【数 5】

$$e_{i,j} = m_i / 2 \omega^2 \cdot \sum_{n=1}^6 A_n^2 / 6 \quad \dots(5)$$

【0026】

構造体の低騒音化を実現するためには、実稼働状態の対象系外からの入力を把握すると共に、現状の状態分析が重要となる。次に、実稼働状態の振動源及び騒音源を同定するため、構造体に存在する全てのサブシステムについて、周波数毎に、実稼働状態における要素エネルギー E を測定し、その後、既に構築した S E A モデルの損失率マトリクス L を用いて、S E A 基礎式 ($P = L E$) に基づき、実稼働状態における各サブシステムへの入力パワー P の同定を行う (S 1 0 2)。ここで、実稼働状態における要素エネルギー E は、例えば、実稼働状態における構造体に存在する各サブシステムの応答エネルギーを加速度計 (例えば、各サブシステム 6 点) で計測することにより求めることができる。

10

【0027】

なお、サブシステム i とサブシステム j の間のパワーフロー $P_{i,j}$ は、要素エネルギー E_i と $C L F_{i,j}$ を用い、計算式 $P_{i,j} = (C L F_{i,j} E_i - C L F_{j,i} E_j)$ で算出することができるため、振動騒音の伝搬経路の解明も併せて行うことが可能である。

【0028】

実稼働状態における各要素への入力パワー P の同定後には、実稼働状態における各サブシステムへの入力パワー P を用い、摂動法を利用して、損失率マトリクス L の損失率成分を検討し、変更可能な損失率成分を抽出する (S 1 0 3)。ここで、変更可能な損失率成分の抽出は、例えば、実稼働状態における各サブシステムへの入力パワー P から全ての損失率マトリクス L に対する要素エネルギー感度 E^* を算出し、その後、算出した要素エネルギー感度 E^* に基づき、注目する要素エネルギー E を変化させるのに効果的な損失率マトリクス L を選び出して、損失率マトリクス L の損失率成分 ($I L F$ 、 $C L F$ などの少なくとも 1 つ以上) を検討することにより行う。

20

【0029】

それぞれの損失率マトリクス L に対する要素エネルギー感度 E^* は、変動係数を α_n とした場合には、次式により求めることができる。

30

【数 6】

$$\frac{\partial E^*}{\partial \alpha_n} = - \frac{1}{L} \frac{\partial L}{\partial \alpha_n} E \quad \dots(6)$$

ここで、上付き棒で表される諸量は、損失率を変動させないときの諸量である。なお、算出した要素エネルギー感度 E^* には、場合により、換算係数を導入してもよい。

【0030】

実稼働状態における各サブシステムへの入力パワー P から全ての損失率マトリクス L に対する要素エネルギー感度 E^* の算出が終了すると、算出した要素エネルギー感度 E^* に基づき、注目する要素エネルギー E を変化させるのに効果的な損失率マトリクス L を選び出して、選び出した損失率マトリクス L における要素エネルギー E を低減するために効果的な $I L F$ 、 $C L F$ などの少なくとも 1 つ以上の損失率成分 (S E A パラメータ) を特定し、特定した損失率成分について検討する。なお、特定した損失率成分の検討段階では、損失率成分をどのように変化させるかも検討し、変化させる具体的な構造仕様 (減衰の増加、結合部やサブシステムの構造の変更等) を決定してもよい。損失率成分の検討が終了した後、例えば、特定した損失率成分のうち変更が可能である一番悪い値を抽出することにより、変更可能な損失率成分の抽出は終了する。

40

50

【 0 0 3 1 】

上述した S E A モデルの構築から変更可能な損出率成分の抽出までの手順は、例えば、実験 S E A 解析ツール「 F E R D I N A (登録商標)」を利用することにより、コンピュータ上で行うことができる。

【 0 0 3 2 】

変更可能である損失率成分の抽出が終了すると、抽出した変更可能な損失率成分に基づき、変更の対象となる部分構造が容易に特定できる状態となる。変更の対象となる部分構造の特定を行う (S 1 0 4) と、第一のステップが終了する。ここにいう部分構造は、構造体に存在する結合部と結合部に結合する構造体のサブシステムとからなる場合と、構造体の二つのサブシステムと二つのサブシステムを結合する結合部とからなる場合がある。

10

【 0 0 3 3 】

なお、変更の対象となる部分構造が既に特定されている場合には、 S E A モデルの構築 (S 1 0 1) から変更可能な損出率成分の抽出 (S 1 0 3) までの手順は省略することができる。

【 0 0 3 4 】

第二のステップとして、部分構造の有限要素法によるモデル (以下、「部分構造の F E M モデル」という。)を作成する (S 1 0 5)。この際、部分構造の F E M モデルは、従来の F E M 解析と同様とし、部分構造と構造体における他のサブシステムとの結合部の境界条件は任意とする。この考えは、解析 S E A がサブシステムの詳細情報や境界条件によらないことに基づくものである。そのため、サブシステムの情報を有する F E M の解析結果を用いて S E A パラメータを評価する手法の適用範囲は、解析 S E A の適用範囲 (M O F > 1) より広くなり、その上、サブシステムの減衰に応じた I L F と C L F が評価でき、実験 S E A で経験される I L F による C L F の変化も再現可能となる。なお、部分構造の F E M モデルは、有限要素解析ソフトを用いることにより、コンピュータ上で作成することが可能である。

20

【 0 0 3 5 】

第三のステップでは、まず、第二のステップで作成した部分構造の F E M モデルについて、多自由度系を多数の 1 自由度系の総合としてモデル化し、その振動特性を求めるモード解析を行い、固有振動数と固有振動数に対する固有モードを算出する (S 1 0 6)。

【 0 0 3 6 】

次に、複数点加振による強制振動応答速度 V_{je} を、モード重ね合わせ法に基づき、次式を用いて、節点毎に算出する (S 1 0 7)。

30

【 数 7 】

$$V_{je} = \sum_{k=1}^N \frac{j\omega \phi_k(x) \phi_k(x_F) F}{\omega_k^2 (1 + j\eta_k) - \omega^2} \quad \dots(7)$$

ここで、 V_{je} はサブシステム j の節点 e を加振したときの強制振動応答速度、 F は加振力、 ω は加振角周波数、 ω_k は第 k 次の固有振動数、 η_k は第 k 次の損失係数、 $\phi_k(x)$ は第 k 次の固有モード、 x_F は加振点座標、 N は採用モード数、 j は虚数単位である。

40

【 0 0 3 7 】

次いで、それぞれのサブシステムについて、サブシステム内の節点を一定間隔毎に間引きした加振点の入力パワーで正規化した要素エネルギー $e_i^j(\omega)$ () を次式から算出した (S 1 0 8) 後、サブシステム毎に、サブシステム内における加振点数分の $e_i^j(\omega)$ () の平均値 $E_i^j(\omega)$ () を計算し、解析周波数ごとに周波数平均する (S 1 0 9)。

【数 8】

$$e_i^j(\omega) = \frac{m_i \sum_r^{N_i} V_{ir} V_{ir}^* / N_i}{\operatorname{Re}(F_{je} V_{je}^*)} \quad \dots(8)$$

10

ここで、 $e_i^j(\omega)$ はサブシステム j を点加振したときのサブシステム i の入力パワーで正規化した要素エネルギー、 F_{je} はサブシステム j の節点 e を加振したときの加振力、 m_i はサブシステム i の質量、 V_{ir} はサブシステム i の節点 r の速度、 N_i はサブシステム i の応答速度の算出する節点数、 $*$ は複素共役である。

【0038】

固有振動数と固有モードの算出 (S 106) からサブシステム内における加振点数分の $e_i^j(\omega)$ の平均値 $E_i^j(\omega)$ の計算 (S 109) までは、プロセスの自動化・統合化・最適化ソフト、例えば、OPTIMUS などを使用することにより、コンピュータ上で実行することができる。

【0039】

20

そして、パワー注入法 (Power Injection method) に基づき、ILF 及び / 又は CLF (SEA パラメータ) を算出して (S 110)、第三のステップが終了する。ILF 及び / 又は CLF は、例えば、逆行列計算を行う数値プログラミングソフト (MATLAB (登録商標) など) を用いると、コンピュータで算出することが可能である。なお、部分構造が 2 つのサブシステムで構成されている場合には、ILF 及び CLF の算出式は以下ようになる。

【数 9】

$$\begin{bmatrix} \eta_{1,1} \\ \eta_{1,2} \\ \eta_{2,1} \\ \eta_{2,2} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} E_1^1 & E_1^1 & -E_2^1 & 0 \\ 0 & -E_1^1 & E_2^1 & E_2^1 \\ E_1^2 & E_1^2 & -E_2^2 & 0 \\ 0 & -E_1^2 & E_2^2 & E_2^2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \dots(9)$$

30

【0040】

第四のステップでは、第三のステップで算出された ILF 及び / 又は CLF と ILF 及び / 又は CLF の目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かの判定が行われる (S 111)。ここで、第三のステップで算出された ILF 及び / 又は CLF と ILF 及び / 又は CLF の目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かの判定は、例えば、OPTIMUS などを使用することにより、コンピュータ上で実行することができる。

40

【0041】

第四のステップにおいて、第三のステップで算出された ILF 及び / 又は CLF と ILF 及び / 又は CLF の目標値との差が予め設定した許容範囲内でない、即ち、許容範囲外と判定した場合 (S 111 / NO) には、第三のステップで算出した ILF 及び / 又は CLF に基づき、最適化アルゴリズムに従って、部分構造に存在するサブシステムの物性値を更新する (S 112)。

【0042】

最適化アルゴリズムとしては、一般的な非線形計画問題に対して有効なものであれば特に限定されないが、少ない繰り返し計算で厳密な最適解の算出が可能である逐次 2 次計画

50

法（NLPQL法）が挙げられる。なお、最適化アルゴリズムは、例えば、OPTIMUSなどのプロセスの自動化・統合化・最適化ソフトを使用することにより、コンピュータ上で実現することが可能である。

【0043】

更新する対象となるサブシステムの物性値としては、例えば、FEM要素の表面積、板厚、結合長、エネルギー透過率、密度、ヤング率、ポアソン比の少なくとも一つ以上が挙げられる。サブシステムの物性値を更新する場合、例えば、ILFを増大させるには、制振材等の貼付による減衰の付加などの方策が考えられ、CLFを低減させるには、材質（ヤング率）、板厚、結合長の縮小や高剛性材の使用などの方策が考えられる。

【0044】

サブシステムの物性値の更新（S112）が終了すると、第二のステップに戻り、更新した物性値に基づく部分構造のFEMモデルが新たに作成される（S105）。その後、第三のステップで、新たに作成された部分構造のFEMモデルのILF及び/又はCLFが算出される（S106～S110）。そして、第四のステップで、新たに作成された部分構造のFEMモデルのILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内にあるか否かの判定が行われ（S111）、第三のステップで算出されたILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内でないと判定した場合（S111/NO）には、第五のステップにおいて、第三のステップで算出したILF及び/又はCLFに基づき、最適化アルゴリズムに従い、部分構造に存在するサブシステムの物性値を更新する（S112）。即ち、第四のステップにおいて、第三のステップで算出されたILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内でないと判定した場合には、第三のステップで算出されたILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内になるまで、FEMモデルの作成（S105）、ILF及び/又はCLFの算出（S106～S110）、許容範囲内にあるか否かの判定（S111）及びサブシステムの物性値の更新（S112）が順次繰り返されることになる。

【0045】

第四のステップにおいて、第三のステップで算出されたILF及び/又はCLFとILF及び/又はCLFの目標値との差が予め設定した許容範囲内になった場合（S111/YES）には、サブシステムの物性値の更新（S112）を行うことなく、部分構造の最適化が終了する。

【0046】

以上の方法によって最適化された部分構造は、振動騒音の低減に対して非常に有効なものとなり、構造体に最適化された部分構造を組み込むと、実稼動状態における構造体の振動騒音は効果的に低減される。

【0047】

（実験例）

構造体の振動騒音の低減に対し、変更の対象となる部分構造を2枚の薄板で構成される簡易な平板構造物（以下「L型構造物」という。）として、本発明の部分構造の最適化方法を用い、振動騒音の低減に対する部分構造の最適化を行った。なお、本実験例では、変更の対象となる部分構造が特定されている（S104）ため、上述したSEAモデルの構築（S101）から変更可能な損出率成分の抽出（S103）までの手順は省略した。

【0048】

変更の対象となるL型構造物（部分構造）は、鋼製で、各平板ともに、一辺の長さが0.3mの正方形であり、1mm厚であった（形状については図2参照）。境界条件は、周辺単純支持とした。最適化アルゴリズムに従い更新する部分構造に存在するサブシステムの物性値（設計変数）は、一般的に平板やシェル要素の最適化問題で取り扱われるFEM要素の板厚とし、初期値1mmに対して、上限値2mm、下限値0.6mmの上下限の制約を設けた。制約条件は、L型構造物の総質量を初期値以下、各FEM要素の最大引張応力値を $1E+7$ 、各節点の最大変位量を $3E-5$ と設定した。

10

20

30

40

50

【0049】

変更の対象となるL型構造物（部分構造）についてのFEMモデルを作成するにあたり、材料物性値は、密度 7860 kg/m^3 、ポアソン比 0.3 に設定した。要素タイプは弾性シェル要素 $shell63$ とした。要素サイズは 1 kHz の曲げ波長に5節点が含まれるように $0.03\text{ m} \times 0.03\text{ m}$ 、節点数は 231 、要素数は 200 とした。したがって、設計変数の個数は 200 個となった。

【0050】

目標値の対象となる関数は、サブシステム1とサブシステム2のサブシステム間の結合損失率（以下、「 $\gamma_{1,2}$ 」とする。）とした。 $\gamma_{1,2}$ は、負になることがないように、下限値を $1E-6$ に設定した。 $\gamma_{1,2}$ の周波数は、 $1/3$ オクターブ周波数における損失率が、 50 Hz バンド、 63 Hz バンド、 400 Hz バンドで負の値を示す傾向を確認したため、CLFが大きく、負の値を避けた、 125 Hz バンドとした。 $\gamma_{1,2}$ の目標値としての所望の値は、初期値（ 0.040 ）の半分以下に設定した。 $\gamma_{1,2}$ を小さくすることは、サブシステム1からサブシステム2へのエネルギー流れを小さくする効果が生じるからである。

10

【0051】

上述した設定を行った後、自動化・統合化・最適化ソフトとしてのOPTIMUS 5.2上で、最適化アルゴリズムと制約条件の設定を行った。

【0052】

変更の対象となるL型構造物のFEMモデルは、有限要素解析ソフトのうち、ANSYS（登録商標）Ver. 11.0を使用し、繰り返し計算に優れるAPDL（ANSYS Parametric Design Language）を用いて、コンピュータ上で作成した（S105）。この際、L型構造物のFEMモデルは、従来のFEM解析と同様とし、L型構造物とL型構造物を組み込む構造体に存在する他のサブシステムとの結合部の境界条件は任意とした。

20

【0053】

入力パワー P と要素エネルギー E は、モード重ね合わせ法を用いて、応答変位を 5 Hz から 1 kHz まで 5 Hz 刻みで算出した。固有モードの採用数は、 0 から 1 kHz までの計 44 個とした。損失係数は、全モード一律に 0.025 とした。回転自由度に関する応答エネルギーは、並進自由度に比べ十分小さいため、無視し、回転慣性の影響も無視した。

30

【0054】

加振力は 1 N とし、加振点数は各要素辺り2点とした。加振位置は、 20 次までの各次数の固有モードの節を避けるように選択し、板1については n_{1a} と n_{1b} 、板2については n_{2a} と n_{2b} にした。なお、板1、板2ともに、 a の加振点位置（ n_{1a} 、 n_{2a} ）は、原点 n_0 から長手方向へ 0.24 m 離れ、幅方向へ 0.06 m 離れた位置であり、 b の加振点位置（ n_{1b} 、 n_{2b} ）は、原点 n_0 から長手方向へ 0.15 m 離れ、幅方向へ 0.24 m 離れた位置であった。応答エネルギーの評価は、結合部の節点（節点数 11 ）と単純支持された周囲の節点（節点数 60 ）を除く、節点応答（板1、板2ともに 81 点）を用いた。

【0055】

固有振動数と固有モードの算出（S106）から E_i^j （ $\gamma_{1,2}$ ）の計算（S109）までは、プロセスの自動化・統合化・最適化ソフト、OPTIMUS 5.2を使用し、 $\gamma_{1,2}$ の算出（S110）は、パワー注入法（Power Injection method）に基づき、MATLAB（登録商標）を使用して、コンピュータ上で実行した。

40

【0056】

そして、逐次2次計画法（NLPQL法）を選択し、OPTIMUS 5.2を用いて、コンピュータ上で、算出した $\gamma_{1,2}$ に基づき、最適化アルゴリズムに従い、板1のFEM要素の板厚及び板2のFEM要素の板厚を更新した（S112）。

【0057】

その後、更新した板厚に基づく部分構造のFEMモデルを新たに作成し（S105）、新たに作成した部分構造のFEMモデルの $\gamma_{1,2}$ を算出し（S106～S110）、算出

50

した $f_{1,2}$ に基づき、最適化アルゴリズムに従い、板 1 の F E M 要素の板厚及び板 2 の F E M 要素の板厚を更新した (S 1 1 2) 。

【 0 0 5 8 】

上述した、F E M モデルの作成 (S 1 0 5)、 $f_{1,2}$ の算出 (S 1 0 6 ~ S 1 1 0)、板厚の更新 (S 1 1 2) を順次 1 3 回繰り返して行った結果、最適化アルゴリズムに従って板 1 の板厚及び板 2 の板厚を更新し続けることにより、 $f_{1,2}$ の値は、板 1 の板厚及び板 2 の板厚を変更する前 (最適化前) より減少し、5 回目以降は最適化前の半分程度で一定の値になったことがわかった (図 3 参照)。以後、最適化後の諸値は、板 1 の板厚及び板 2 の板厚を 5 回更新した後に作成した F E M モデルの物性値とした。

【 0 0 5 9 】

最適化前と最適化後の板 1 の質量、板 2 の質量、最大応力、最大変位の測定結果を表 1 に示す。

【 0 0 6 0 】

【 表 1 】

	最適化前	最適化後
板 1 の質量 (kg)	0.707	0.703
板 2 の質量 (kg)	0.707	0.701
最大応力 (Pa)	9.31E+05	9.53E+05
最大変位 (m)	1.98E-05	2.06E-05

【 0 0 6 1 】

この結果から、最適化後の板 1 の質量、板 2 の質量、最大応力、最大変位は、最適化前とほとんど変わらないことがわかった。

【 0 0 6 2 】

最適化した部分構造の検証も行った。最適化後の板 1 の板厚の変動を濃淡で表した図 4 及び最適化後の板 2 の板厚の変動を濃淡で表した図 5 から、板 1 の加振位置の周辺の板厚と板 2 の加振位置の周辺の板厚が減少していることがわかった。これは、板 1 と板 2 が揺れ易くなることを意味し、 $f_{1,2}$ を減少させることに効果があると考えられる。また、結合部周辺の板厚の上昇が見られた。このことについては、剛性が向上した結果として、 $f_{1,2}$ が減少するという効果も考えられる。

【 0 0 6 3 】

最適化前のモード形状 (図 6) と最適化後のモード形状 (図 7) を比較すると、両者の違いが大きく表れていることがわかった。特に 4 次のモード形状に関しては、最適化後の形状では、加振位置 (n_{1b} , n_{2b}) とモードの腹が近い位置にあるが、最適化後の形状では、モードの腹が加振位置を避けるような形状になっていることがわかった。これより、最適化後の部分構造は、固有振動数の値を変化させずに、モード形状を変化させるものであるといえる。

【 0 0 6 4 】

以上、部分構造の F E M モデルを作成した後、F E M の解析結果を利用して S E A パラメータを評価する手法に最適化アルゴリズムを組み合わせた、本発明の部分構造の最適化方法を用いることにより、任意の制約条件の下、目的の C L F を実現する構造形状が形成されることがわかり、本発明の有効性が検証された。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 6 5 】

本発明は、例えば、車体、エンジン、トランスミッションなどの自動車関係の構造体、船体、エンジンなどの船舶関係の構造体、機体、エンジンなどの宇宙・航空関係の構造体、筐体などの事務機器関係の構造体、洗濯機、食器洗浄乾燥機などの家電関係の構造体、壁、フロアなどの建築関係の構造体の騒音低減構造の設計等に有用である。

【 図面の簡単な説明 】

10

20

30

40

50

【 0 0 6 6 】

【 図 1 】 本発明の部分構造の最適化方法についての一実施態様の手順を示すフローシート

。

【 図 2 】 実験例に用いた部分構造としての L 型構造物の形状の概要を示す図。

【 図 3 】 F E M モデルの作成回数と $\omega_{1,2}$ の関係を表すグラフ。

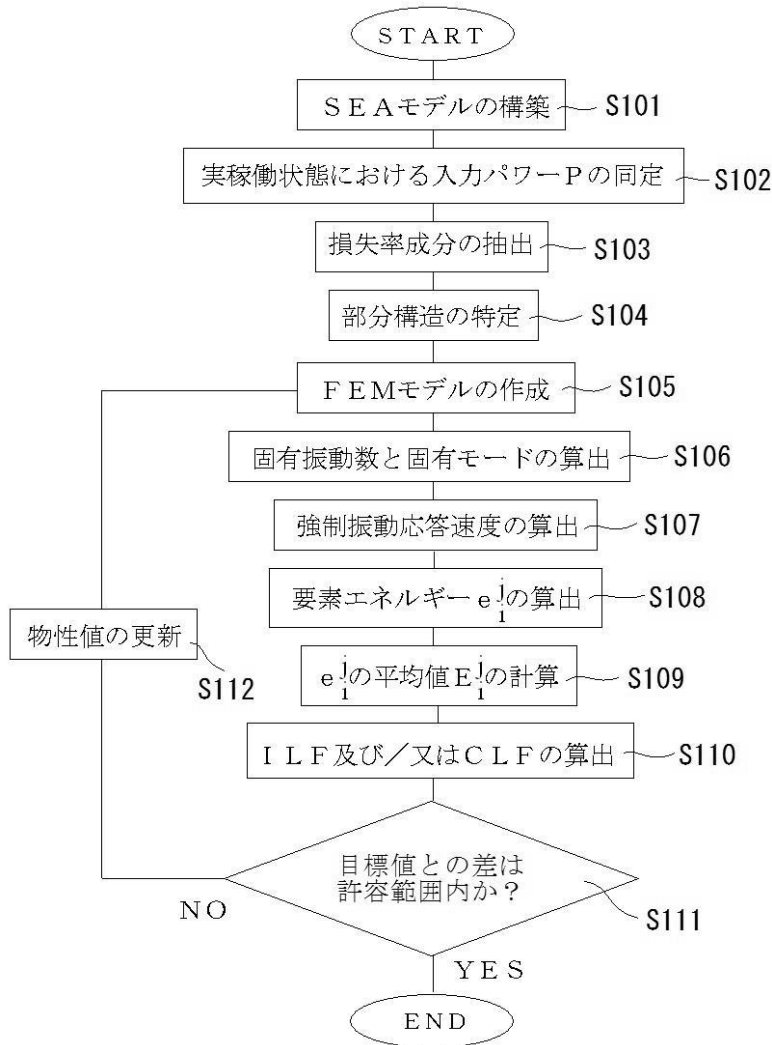
【 図 4 】 最適化後における板 1 の板厚の変動を表す図。

【 図 5 】 最適化後における板 2 の板厚の変動を表す図。

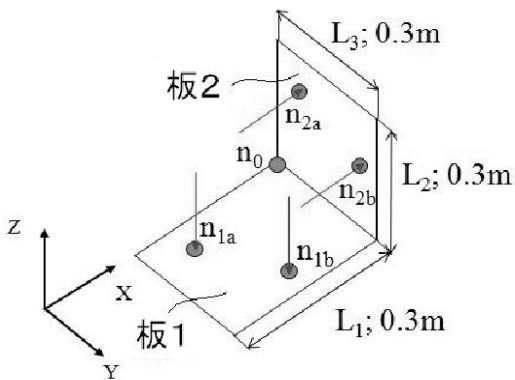
【 図 6 】 最適化前におけるモード形状を表す図。

【 図 7 】 最適化後におけるモード形状を表す図。

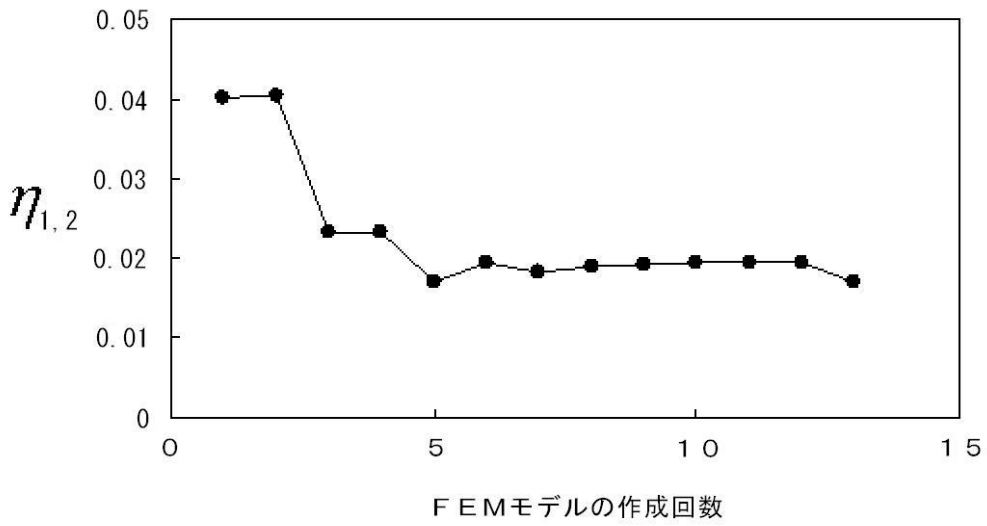
【 図 1 】



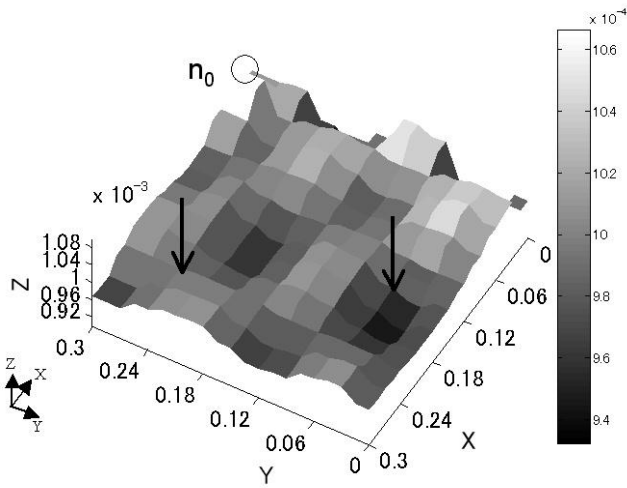
【 図 2 】



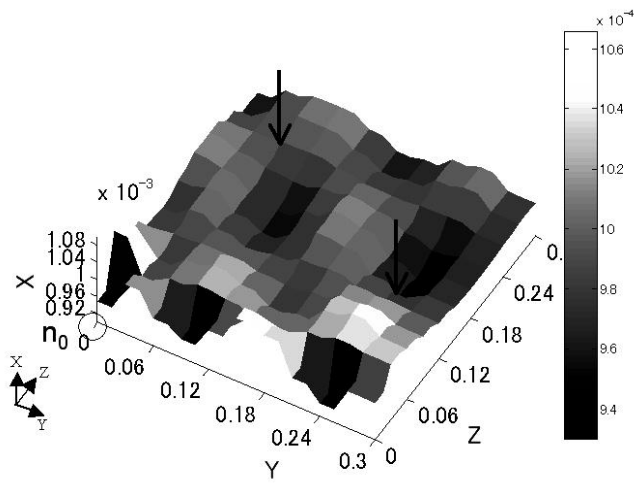
【 図 3 】



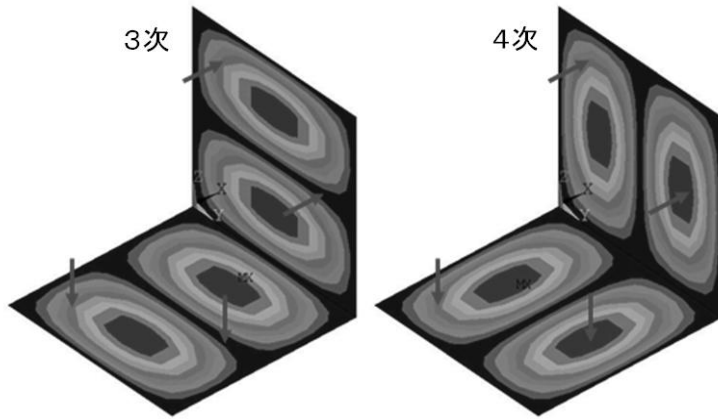
【 図 4 】



【 図 5 】



【 图 6 】



【 图 7 】

