

令和元年6月13日現在

機関番号：82627

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2017～2018

課題番号：17K14892

研究課題名（和文）受動型動吸振器による船内振動・騒音低減装置の開発および合理的な設計法の構築

研究課題名（英文）Reduction of vibration on shipboard by passive type dynamic absorber and rational optimization

研究代表者

谷口 智之（Taniguchi, Tomoyuki）

国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所・その他部局等・研究員

研究者番号：20782460

交付決定額（研究期間全体）：（直接経費） 2,700,000円

研究成果の概要（和文）：建造後の船内振動の低減化を図るため、外部電力を必要としない安価な装置として動吸振器に着目し、その設計法と効果について検証を行った。動吸振器を船の居住区全体の振動に適用する場合について、複素モード解析と感度解析、最急降下法を用いた最適設計法を構築し、国際基準に基づく振動評価基準値を最小化する板厚構成や動吸振器による効果を数値計算結果から確認した。船の居室の床面振動に動吸振器を適用する場合については、実船にて試作機を設置し、実測結果から動吸振器によってローカルな振動を低減化できる可能性を確認した。

研究成果の学術的意義や社会的意義

本研究では複素モード解析と最急降下法に基づく最適化を構築しているが、最急降下法に必要な勾配情報を複素モード解析結果から理論的に導出しており、厳密解と一致する勾配値を最小限の計算により求めることが可能となった。また、実船において試作型の動吸振器を設置し、実測結果から振動を低減化できる可能性を確認しており、今後のさらなる実証実験により海事分野における振動問題解決への貢献につながる。

研究成果の概要（英文）：In order to reduce in-board vibration after construction, we focused on the dynamic absorber as an inexpensive device that does not require external power, and verified its design method and effects. In the case of applying the dynamic absorber to the vibration of ship superstructures, optimization using steepest descent method and sensitivity analysis based on complex modal analysis was constructed. And we also investigate the effect of plate thickness and dynamic absorber to minimize the vibration evaluation reference value based on the international standard from the numerical calculation results. In the case of local vibration, we installed the prototype of dynamic absorber on a real ship, and the possibility of reducing local vibration by dynamic absorber was confirmed from the measurement results.

研究分野：振動

キーワード：動吸振器 船内振動 最適設計 複素モード解析 最急降下法 感度解析

様式 C-19、F-19-1、Z-19、CK-19（共通）

1. 研究開始当初の背景

近年、船内振動に関する国際標準 ISO20283-5 が改訂され、居住区における振動の許容値が引き下げられるなど、船舶の上部構造物における振動は、船員の居住環境保全のため焦眉な課題となっている。船内振動は精密機器への損傷、金属疲労等にも影響するため、効果的な振動低減手法が求められているが、船舶の振動問題を設計段階において精度よく予測することは難しいことが多く、建造後に効果的な対策を実施するには多大なコストと労力を要する。そこで、研究代表者は、事後対策が容易で安価な制振装置の一つとして動吸振器に着目した。動吸振器とは、振動を抑制したい系に対して、ばねや減衰を介して小さな質量を付与することにより、受動的または能動的に振動を低減化する装置のことである。この特徴にあるように、小さな質量を後から設置することが可能であるため、設計後に起きた問題への対処に適用できる可能性がある。この動吸振器を効果的に適用するためには、動吸振器のばね定数と減衰定数を決める最適設計が必要となる。

2. 研究の目的

本研究では、船舶の居住区を対象とした効果的な事後対策手法として動吸振器の適用を図るため、動吸振器の合理的な最適設計法の確立と、動吸振器を含めた上部構造物の解析モデル構築、実船における動吸振器の効果の検証を目的とする。

(1) 船内居住区振動に対する簡易解析モデルの構築

動吸振器の最適設計を行うためには、まず、船内居住区の固有振動数や振動レベル、ISO20283-5 に基づく振動評価基準を、解析モデルを用いて推定する必要がある。また、最適化計算では繰り返し振動計算を実施するため、計算の短縮化を図るため、簡易的な振動解析が活用できる。本研究では、船舶の居住区である上部構造物の前後方向の振動を対象として、集中質量・集中慣性および質量をもたない梁からなる簡易モデルを構築し、実船における振動計測結果と比較し、精度を検証する。

(2) 動吸振器の最適設計法の開発

通常、船舶の振動については、振動レベルを低減させることは当然であるが、船全体の復原性を考慮すると重心が低いほうが有利であり、上部構造物の総重量は小さくすることが望まれる。そこで、本研究では、船舶の上部構造物の総質量と振動レベルの2目的最適化を実施する。計算手法の観点からは、動吸振器や上部構造物の減衰を正確に考慮するため、複素モード解析を導入し、減衰まで含めた最適設計法を構築する。船舶の振動については、問題となる振動モードは少数であるため、モード別に動吸振器を設計することで合理的な最適設計法を構築する。最適化には勾配法を活用し、複素モード解析を基盤とした感度を用いて最適化を行う。

(3) ローカルな振動に対する動吸振器の実船検証

上記(1)、(2)は上部構造物全体を対象とした動吸振器の検証を行う。一方、1つの居室の振動を低減させたい場合は多く、ローカルな振動に対しても本提案する動吸振器は効果的であると考える。そこで、本研究では、ローカルな振動として、居住区の床面振動に対する動吸振器の実船検証も実施する。

3. 研究の方法

(1) 船内居住区振動に対する簡易解析モデルの構築

計算時間や簡易化を考慮し、船舶の上部構造物の振動モデルとして、本研究では、広渡らのアプローチ^①を参考に、全船のモデル化ではなく図1のような上部構造物のみモデル化する。本モデルは上甲板から上に存在する構造物を上部構造物とし、ISO20283-5 で定められる重み付き RMS 値を出力できるように構成する。また、構造物と動吸振器の減衰を正確に考慮でき、かつモード別の検討を可能にするため、複素モード解析を導入する。また、主機からの外力を考慮するが、外力の推定は非常に難しいため、実船で計測された変位を外力として与えることとする。併せて、上部構造の床面位置における前後振動を計測し、計算結果と比較して精度を確認する。

(2) 動吸振器の最適設計法の開発

船内振動については、設計段階にて振動を抑えることができれば最も良いため、まずは、設計パラメータを板厚とした板厚最適化問題を対象に検討し、次に、動吸振器の最適化を検討する。問題定義としては、質量と振動レベルの2目的最適化問題を形式化し、上記(1)で構築した振動解析モデルを用いて、勾配法と線形加重和法を用いたモード別の最適化手法を構築する。通常、勾配法を適用する際には、設計パラメータに対する感度が必要となる。本研究では、Michael I. Friswell らの複素モードおよび複素固有値の理論的な感度導出法^②を参考に、勾配法を効果的に適用する方法を提案する。

(3) ローカルな振動に対する動吸振器の実船検証

実船舶の1つの居室の床面振動を想定して、動吸振器の試作機を制作する。試作機は、おもりのプレートと、ゴムの支えによって構成されるシンプルな装置とする。実船舶の航行中の一部屋に対して、動吸振器を設置する前の床面の上下方向振動を計測し、動吸振器を設置した後の計測値を比較することで、効果を検証する。

<引用文献>

①広渡智雪，松本互平：上部構造の前後振動に関する研究，造船境界論文集，第119号，

4. 研究成果

(1) 船内居住区振動に対する簡易解析モデルの構築

図 1 に示すように、船舶の上部構造物に対する簡易モデルを構築した。図 1(a)は上部構造物全体の簡易モデルであり、本研究で対象とした船舶は、 $M_2 \sim M_5$ で表される居住部分と、 $M_6 \sim M_9$ で表されるエンジンケーシング部分、 M_1 の共通部分の大きく 3 つで構成される。それぞれ、鋼板で構成されており、簡易モデルでは、上下デッキの半分を集中質量および集中慣性として代表し、デッキ間を質量のない梁で表す。主機関やプロペラによる外力を図 1(a)に示すように、角振動数 Ω のときの基盤部の強制変位 $\theta_0 \cos \Omega t$ として表し、その振動値は実測結果を活用する。また、図 1(b)にデッキ間の関係図を示す。図に示すように、 i 番目の集中質量部は前後方向の並進運動 y_i と回転 θ_i が可能であり、上下デッキから、せん断力 S_i^U, S_i^L とモーメント N_i^U, N_i^L が作用する。デッキ間の梁はティモシェンコ梁でモデル化する。減衰についても非比例減衰を用い、減衰係数については実測結果から推定した。構築したモデルの運動方程式に複素モード解析を適用し、複素モード ϕ_i およびモード別の解 ξ_i が求められ、最終的に ISO で定められる振動評価基準の値 $a_{w,j}$ を次のように計算できる。

$$y_j = \sum_{i=1}^m \phi_{i,j} \xi_i + cc = 2 \operatorname{Re} \left(\sum_{i=1}^m Y_{i,j} e^{i\Omega t} \right), \quad Y_{i,j} = \phi_{i,j} A_i + \bar{\phi}_{i,j} \bar{B}_i, \quad a_{w,j} = 2 \sqrt{\sum_{l=1}^{n_{freq}} \left(W_l \left| \sum_{i=1}^m Y_{i,j} \right| \right)^2}$$

ここに、 W_l は ISO で定められる周波数重みづけ係数である。

表 1 および図 2 は、上記簡易モデルによって計算された振動評価基準の値および周波数領域における振動値を示している。表 1 に示すように、実測値よりも値が小さくなっているが振動オーダー値はおおよそ一致する。図 2 は黒線が実測値であり、青線が計算値である。このように、低階層では振動値がおおよそ一致するが、高階層は大きくずれるため、本手法には精度の問題で課題がのこる。おそらく振動減衰の値の推定であると考ええる。一方で、低階層の振動値よりも高階層の振動値が高いなど全体的な傾向は一致する。

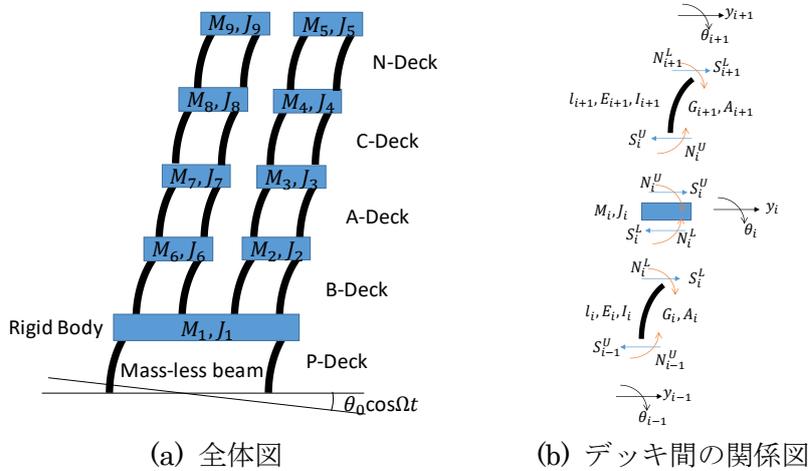
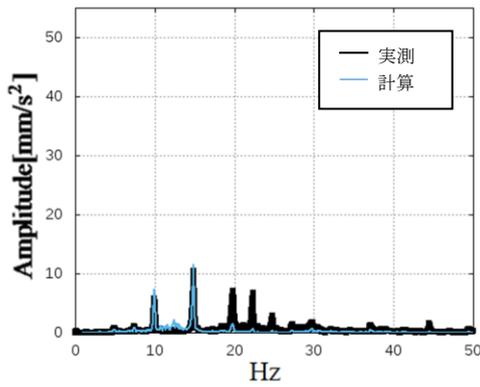


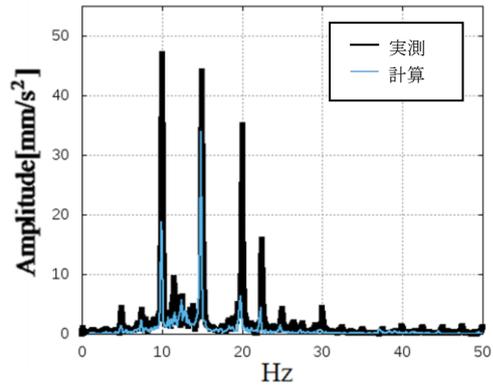
図 1 船舶上部構造物の簡易モデル

表 1 振動評価基準の計算値及び実測値の比較

	計算値	実測値
振動評価基準の値	95.0 mm/s ²	111.8 mm/s ²



(a) M_1 相当デッキにおける振動値



(b) M_4 相当デッキにおける振動値

図2 周波数領域での実測値と計算値の比較（黒線：実測値，青線：計算値）

(2) 動吸振器の最適設計法の開発

上記簡易モデルを用いて、各デッキの板厚を設計パラメータとした質量と振動レベルの2目的最適化手法と、動吸振器の単目的最適化手法を構築した。最適化には勾配法を用いるが、勾配法を用いる際には、設計パラメータ α_k による偏微分値が必要となる。そこで、本研究では、理論的に導出した複素モードおよび複素固有値に対する偏微分値を活用し、目的である振動評価基準値の偏微分 $\partial a_w / \partial \alpha_k$ を下記のように導出した。

$$\frac{\partial a_{w,j}}{\partial \alpha_k} = \frac{4}{a_{w,j}} \sum_{l=1}^{n_{freq}} \left\{ W_l^2 \left| \sum_{i=1}^m Y_{i,j} \right| \frac{\partial}{\partial \alpha_k} \left(\left| \sum_{i=1}^m Y_{i,j} \right| \right) \right\}$$

ここで、右辺内の偏微分項は複素モードおよび複素固有値の偏微分値によってあらわされること示しており、これによって $\partial a_w / \partial \alpha_k$ を解析的に得ることが可能となる。

また、多目的最適化においては目的関数を初期解で無次元化した振動レベルと質量の線形形で表し、その比率 η を変えることで、パレトフロントを求めた。その結果を図3に示す。 η が大きいほど、目的関数に対する質量の影響が大きくなるように定義しているが、 $\eta = 0.9$ のPareto 3はすべてのデッキの板厚が最小値の制約でこれ以上板厚を小さくできない状況となった解を示している。Pareto 2のように板厚を変更することによって、元の解よりも質量および振動レベルが最小化された解を得ることが可能である。

次に、動吸振器の最適化に関して、動吸振器を最上階に設置し、その剛性係数と減衰係数を変更した場合の振動評価基準値 a_w を図4に示す。まず、剛性係数が 40×10^5 N/m と 80×10^5 N/m のときに振動値が拡大している。これは、動吸振器によって変更された2つの固有振動数のうち低次側の共振と高次側の共振が発生したためである。一方、 88×10^5 N/m 付近では大幅に振動値を下げる事ができており、事後対策によって上部構造物の振動低減の可能性を数値計算結果から確認した。これは、共振回避によるものである。また、減衰については共振回避ができれば、大きな減衰は必要ないことがわかる。

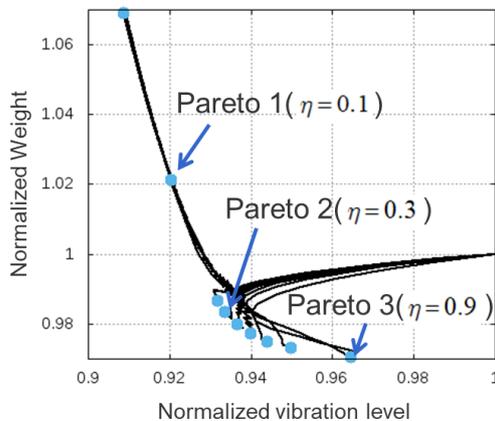


図3 板厚の多目的最適化

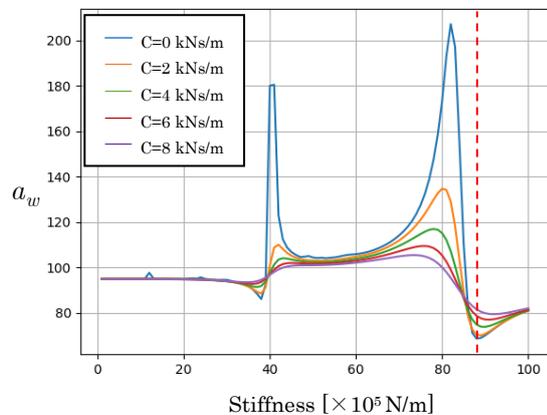


図4 動吸振器の最適パラメータ



図5 試作動吸振器による試験の様子

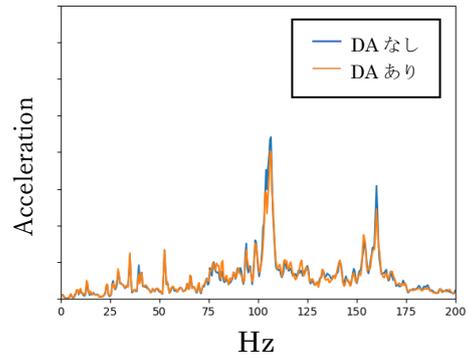


図6 振動レベルの比較

(3) ローカルな振動に対する動吸振器の実船検証

上記(1), (2)は上部構造物全体を対象とした動吸振器の検証を行う。一方, 1つの居室の振動を低減させたい場合は多く, ローカルな振動に対しても本提案する動吸振器は効果的であると考える。そこで, 本研究では, ローカルな振動として, 居住区の床面振動に対する動吸振器の実船検証も実施する。実船において動吸振器を適用する箇所として, 振動が比較的大きい舵機室の床面を対象とした。開始前に測定した結果から 100Hz 付近にピークがみられたため, 動吸振器単体の固有振動数を調整し, ハンマリングにより確認した結果, 94.5Hz であった。舵機室内の床面に試作の動吸振器を設置する前後において, それぞれ 3 回ずつ振動加速度を計測し, 平均値を求めた結果が図 6 である。青色は動吸振器が無い場合, 橙色が動吸振器を適用した場合である。この図からピーク値が多少下がっていることがわかる。これは, 床面の固有振動数が 100Hz 付近にあり, 動吸振器によって 2 つの振動数に分かれ, 減衰の効果により振幅値が落ちたと考えられる。ただし, 床面の固有振動数を計測できていないため, 今後はより詳細な実験が必要である。

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 (計 0 件)

〔学会発表〕 (計 2 件)

- ① [Tomoyuki Taniguchi](#) and Masaru Hirakata, APPROXIMATE LOWER ORDER VIBRATION ANALYSIS METHOD AND OPTIMIZATION USING COMPLEX MODAL ANALYSIS FOR SHIP SUPERSTRUCTURES, 25th International Congress on Sound and Vibration, 2018
- ② 谷口智之, 平方勝, 上部構造物の低次振動に対する簡易的な解析法の開発, 平成 29 年日本船舶海洋工学会秋季講演会, 2017

〔図書〕 (計 0 件)

〔産業財産権〕

- 出願状況 (計 0 件)
- 取得状況 (計 0 件)

〔その他〕

6. 研究組織

(1) 研究分担者

研究分担者氏名 :

ローマ字氏名 :

所属研究機関名 :

部局名 :

職名 :

研究者番号 (8 桁) :

(2) 研究協力者

研究協力者氏名 :

ローマ字氏名 :

※科研費による研究

は、研究者の自覚と責任において実施するものです。そのため、研究の実施や研究成果の公表等については、国の要請等に基づくものではなく、その研究成果に関する見解や責任は、研究者個人に帰属されます。