トポロジー最適化を用いたブリッジウィングの 防振設計に関する研究

正員 竹澤 晃 弘* 金 野 有 里**
正員 北 村 充* 正員 濱 田 邦 裕*
大 槻 康 明***

Research on anti-vibration design of bridge wing based on topology optimization

by Akihiro Takezawa, *Member* Yuri Kaneno
Mitsuru Kitamura, *Member* Kunihiro Hamada, *Member*
Yasuaki Ohtsuki

Summary

In this paper, an anti-vibration optimal design method for bridge wings of bulkers is proposed. In general, bridge wings have disadvantage for its vibration characteristic due to its cantilever like structure. To improve vibration characteristics of the bridge including wing structures, some structural optimization methods can be effective. The research is performed in following processes. First, vibration of the bridge is simulated using finite element method for frequency response problems. Next, based on the vibration analysis, the stiffness maximization optimization problem of wing structure is formulated to raise eigen-frequencies of bridge. Two types of topology optimizations are performed for the optimization problem. Based on the optimal results, two new structures of bridge wing are proposed based on the optimal result. Finally, we confirm the usefulness of the proposed method by vibration analysis of the new bridge wings.

1. 緒 言

船体振動の低減は船舶の構造設計における極めて重要な課題である。激しい船体振動は、乗り心地や主機、補機、艀装品の性能に悪影響を与え、更には船体構造損傷の要因ともなりうる。特に、居住区や船橋等の船体上部構造の振動は、乗員の乗り心地に直結するため、優れた防振設計が要求される。従来、船体上部構造の防振設計は、実験に基づく固有振動数の簡易推定式により、起振源の危険周波数帯を避けるように構造の寸法を決定するという方法で行われていた¹⁾。しかし、この方法は極めて定性的であり、実際には上部構造内の鋼壁配置や機器類の質量の影響により必ずしも有効な解が得られるとは限らない。また、ウィングが上部構造の振動特性に与える影響は詳細には扱われていないが、その影響は無視できず、場合によってはそれ自体が局所的な振動を起こす可能性もある。そのため、近年では、有限要素法による振動解析も行われている。また、危険周波数帯を避けるためには、固有

振動数を上昇又は低下させる必要がある。低下によって回避する場合は、主機やプロペラのさらに低い危険周波数帯に重なる可能性があるため、設計には慎重を要する。そのため、上昇によって回避することが確実であるが、鋼材使用量を増やさずに固有振動数を上昇させるためには、構造を軽量かつ高剛性に洗練させる必要がある。このような高度な設計を行う場合には精度の良い設計方法及び評価法が望まれる。

他方、設計プロセスの観点から見ると、一般的に船体上部構造の設計では、初期検討段階で決定された居住区としての機能が優先され、構造設計はそれに準じて行われるのが一般的なため、防振を目的として内部構造を大きく変更することは難しい。それに対しウィングは、比較的自由な設計が可能であるため、振動特性の向上に繋がる新構造の設計が可能である。

他方、近年、船体構造の効果的な設計支援の方法として、構造最適化が注目されている。構造最適化はある条件下における最適な形を有限要素法と最適化法に基づき数値計算で導出する技術であり、船体の様々な箇所の設計に適用されてきた。例えば、ガーダの最適化^{2, 3)}、サイドフレームの最適化⁴⁾、甲板室、主機室、外板の板厚最適化⁵⁾、二重底の最適化⁶⁾、船殻全体の最適化⁷⁾、船体中央断面の最適化^{8, 9, 10)}等である。しかし、ウィングを含め、船体上部構造の振動特性の最適化に関しては未だ報告されていない。

* 広島大学大学院工学研究科

** 広島大学工学部（研究当時）

*** ツネイシホールディングス

また、構造最適化の中で、対象の形状のみならず、穴の数等の形態も最適化可能な最も自由度の高い方法としてトポロジー最適化¹¹⁾がある。トポロジー最適化は近年様々な工業製品の設計に応用されており、船舶海洋分野においてもいくつかの例が報告されている¹²⁾。このトポロジー最適化は、最適解が材料密度分布または部材レイアウトとして表され、最適解を実構造として実現する際に必要な製造上の要件等を考慮することは難しい。そのため、最適解から直接設計案を抽出することは難しいが、最適解より得られる力学的知見は、新構造の設計において極めて有効である¹³⁾。

本研究では、船体上部構造の中でも、ウィングの設計自由度が高いことに着目し、船体の振動特性向上のために、船体上部構造の固有振動数を上昇させる必要がある場合を想定した、ウィングの最適設計法を構築する。以下、2章ではウィングが船体上部構造の固有振動数に与える影響を検証するため、有限要素法を用いた振動解析を行う。3章では、本研究で用いるトポロジー最適化について詳細を述べる。4章では、2章の振動解析の結果に基づき、固有振動数の上昇を目的としたウィングの最適化問題を、剛性最大化問題として簡易化して定式化する。5章では、目的の異なる二つの新設計案を作成することを目的とし、連続体力学に基づくトポロジー最適化と離散構造要素に基づくトポロジー最適化とを用い最適化を行う。さらに、得られた最適解に基づき、ウィングの新たな設計案を作成する。最後に6章で、5章で得られた新たな設計案に対し振動解析を行い、本手法の妥当性を検証する。

2. 振動解析

2.1 周波数応答解析

今、船体上部構造の前後方向の振動が問題になっており、構造変更によりそれを軽減する必要がある場合を想定する。ただし、許容されるのはウィングの構造変更のみであり、居住区下部や甲板と、ウィングとを繋ぐステー等の補強材の設置は考えないものとする。最初に、ウィングが船体上部構造の固有振動数に与える影響を検証するため、58000t級のばら積み貨物船を対象に船体上部構造の振動解析を行う。この場合、起振源は主機やプロペラと考えられ、船体上部構造には構造下端より振動が伝達すると考えられる。また、今回は船橋及びウィングの振動の軽減を目的とするため、それらの位置における振動を評価する。以上の条件をふまえ、船体上部構造の解析モデルを作成し、有限要素法を用いて周波数応答解析を行う。この構造の下端に周期変位を作用させ、船橋及びウィングの応答を計算する。振動解析の方法として、直接固有振動数解析を行うことも考えられるが、今回の解析モデルでは煙突の振動や板の面外振動等の局所的な振動が低次で多数生じるため、その中から重要な振動を判別することが難しいという問題点がある。そのため、ここでは、最初に周波数応答解析を用いて応答結果を導出し、共振の可能性がある周波数帯を把握した後に、固有振動数解析を用いて、対応する固有振動数及び振動モードの存在を確認する。

図1に解析モデルを示す。船の前方をX座標、左方向をY座標、上方向をZ座標とする。本研究においては、上部構造の前後振動のみを考慮するため、対称性を考慮し、上部構造の甲板より上の部分の左半分のみをモデル化し、中央部には対称となる境界条件を設定し解析を行う。モデル下端の節点全てに、周波数1～20Hzの単位周期変位(XまたはZの並進変位成分のみが

1で、その他は回転自由度を含め0とした変位)を0.5Hz刻み幅で作用させ、船橋中央(計測点1)とウィング端(計測点2)での応答振幅を測定する。なお、このように甲板より上のみのモデルでは、ここでの目的である、ウィングが船体上部構造の固有振動数に与える影響の検証は可能であるが、得られる共振周波数は実際よりも高い値が出ることを注意されたい。また、減衰は与えていない。なお、厳密な振動解析を行うには、起振力や減衰を現実 に即した適切な値に設定する必要があるが、ここでは固有振動数での共振を再現することのみを目的としているため、以上の設定とした。解析にはMSC社のMDNastranを用いた。

Fig. 1 Analysis domain

図2にX方向とZ方向の周期変位に対する、計測点1と計測点2の応答を示す。この結果より、11～13Hz及び16～18Hzでの共振が生じている可能性があることがわかる。図3に12.5Hz

Fig. 2 Frequency response analysis results

と、17.0Hzの応答の変形図を示す。これより、12.5Hzでの共振では、X方向とZ方向のいずれの周期変位に対しても、上部構造の応答は構造の下部を節とする前後方向の変位であることがわかる。また、17.0Hzでの共振では、X方向とZ方向のいず

Fig. 3 Deformed shape for the periodic displacements

れの周期変位に対しても、ウイングと船橋との接合部が節となるような振動が起きていることがわかる。

2.2 固有振動数解析

以上の周波数応答解析において、問題となる船体上部構造の前後方向の共振をシミュレーションする上で境界条件が適切であったか確認するために、この結果を、固有振動数解析で検証する。図1に示す解析モデルの下端を拘束し固有振動数解析を行う。結果を図4に示す。12.2Hzの固有振動数に対応する固有モードは上部構造全体が根元から変形する形であり、16.9Hzの固有モードはウイングと船橋との接合部が節となるような振動である。これらの固有振動数は、0.5Hz刻み幅で周波数応答解析を行った結果である図2においてピークが生じている周波数とほぼ等しく、かつ図3の変形図と固有モードが等しく、固有振動数解析の結果は周波数応答の結果と合致する。よって、周波数応答解析における境界条件が、船体上部構造の前後振動を解析する上で適切であることがわかった。

Fig. 4 Eigen-mode shape of the bridge

以上の振動解析より、船体上部構造の振動に関して以下の知見

を得た。

1. 11 – 13Hz での振動は、船体上部構造全体の振動であり、構造全体の剛性と質量が影響する。ウイングは振動の端点である同構造の上部に位置し、振動に大きく影響するため、ウイングの軽量化によってこの周波数帯における固有振動数を上昇させられると考えられる。
2. 16 – 18Hz での振動は、ウイングと船橋との接合部を節とした振動であり、同箇所の剛性の向上、またはウイングの軽量化で固有振動数を上昇させられると考えられる。

以上の情報をもとに、船体上部構造全体の固有振動数向上を目的とした、ウイングの最適設計法を構築する。

3. トポロジー最適化

ここでは、ウイングの最適化に用いるトポロジー最適化について説明する。本研究では、連続体力学に基づく方法と離散構造要素に基づく方法とを用いてそれぞれ最適化を行う。連続体力学に基づくトポロジー最適化では、最適化を行う領域を連続体として扱い、その形状のみならず穴の数等の形態をも最適化可能なため、極めて自由度の高い最適化が可能である。しかし、製造要件等を考慮することが難しいため、実際の構造として実現不可能な解が得られる可能性があるという欠点も併せ持つ。一方、離散構造要素を用いたトポロジー最適化とは、トラス、はり要素等の材料力学、構造力学等の初等力学理論に基づいて定式化された要素で最適化対象を構成し、最適化を行う方法である。この方法は、最適化の自由度及び解析の精度が連続体力学に基づく方法に劣るものの、最適解はトラス、はり要素等の構造要素の最適寸法及び最適レイアウトとして得られるため、その力学的背景が容易に理解でき、かつ構造の実現が容易であるという利点がある¹³⁾。いずれの方法においても、最適化に用いる材料は実際の設計に用いる材料と著しく異なっており、得られるのは厳密な最適形状ではなく、設計案を作成するために必要な力学的な知見を得るための参考形状である。以下、それぞれの方法について説明する。

3.1 連続体力学に基づくトポロジー最適化

連続体力学に基づくトポロジー最適化は、1988年にBendsøeとKikuchiによって提案され¹⁴⁾、性能の抜本的向上が可能な構造最適化として著しい発展を遂げている¹¹⁾。連続体力学に基づくトポロジー最適化の基本的な考え方は、固定設計領域の設定と次式に示す特性関数 χ の導入にある。すなわち、最適構造となるべき領域 Ω を包括する固定設計領域 D を最初に設け、その固定設計領域と特性関数 χ を用いて、最適化問題を材料分布問題に置き換えることにある。

$$\chi(\mathbf{x}) = \begin{cases} 1 & \text{if } \mathbf{x} \in \Omega \\ 0 & \text{if } \mathbf{x} \in D \setminus \Omega \end{cases} \quad (1)$$

上式を用いて固定設計領域 D 内の箇所 $\mathbf{x}$ における χ の値を判断することにより、最適構造を決定することができる。しかし、この式に基づいて最適化を行う場合には、固定設計領域 D 内において関数 χ について無限個の不連続性を許容することになり、即ち、要素配置が無限個の不連続を含む形態で得られる可能性があり、数学的に最適解が存在しないことが証明されている。この問題を解決して、特性関数に関する最適化問題を、大域的な意味

での連続関数に関する最適化問題に置き換える方法として、均質化法を用いた緩和法¹⁴⁾が提案されている。この方法では、最適化を行う領域が、元の材料とほぼ空孔と見なせる極めて弱い材料との複合材料で構成されていると見なし、その体積含有率を最適化する問題と考える。つまり、領域全体に、

$$0 \leq \rho(\mathbf{x}) \leq 1 \quad (2)$$

なる値をとる密度関数 ρ を設定し、その値が 1 であればその領域が元の材料で占められていることを示し、その値が 0 であれば、ほぼ空孔と見なせる極めて弱い材料で占められていると考える。 $0 < \rho(\mathbf{x}) < 1$ の場合はその領域は複合材料と考えられ、その物性定数を導出する必要があるが、この方法にはいくつかの方法が提案されている。本研究では、最も簡便で普及した方法である SIMP 法¹⁵⁾を用いる。SIMP 法においては、パラメータ $p (> 0)$ を設定し、上記の複合材料領域を元の材料の物性定数に ρ の p 乗を乗じて下記のように表す。

$$E^*(\mathbf{x}) = \rho(\mathbf{x})^p E \quad (3)$$

ただし、 E^* は複合材料領域の物性定数、 E は本来の材料の物性定数である。

3.2 離散構造要素を用いたトポロジー最適化

離散構造要素を用いたトポロジー最適化では、トラス要素やはり要素等の、初等力学で定式化された要素が設計要素として扱われる。中でも、トラス要素のレイアウト最適化の歴史は古く、Michell によるトラス構造最適配置の十分条件の研究¹⁶⁾まで遡る。また、トラス要素やはり要素のトポロジー最適化問題の数値計算法として最も一般的なグラッドストラクチャ法は、Dorn ら¹⁷⁾によって最初に開発された。グラッドストラクチャ法では、設計領域を有限個の節点によって離散化し、その間に最適レイアウトの候補となる要素を可能な限り多く配置する。そして、最適化の過程で、不要な要素は削除され、必要な要素は最適寸法で配置される。設計変数は一般的に各要素の断面積とされ、これは連続変数であるため最適解の導出も容易である。

ここでは、設計要素は真円のはり要素とし、設計変数は正規化された断面積 ρ_A とする。即ち ρ_A は

$$0 \leq \rho_A \leq 1 \quad (4)$$

なる値をとり、この設計変数を用いてはり要素の断面積は、

$$A = \rho_A A_{\max} \quad (5)$$

と表される。また、はり要素の剛性マトリクスを作成する際に必要な物理量である断面二次モーメント $I_x = I_y$ は以下のように得られる。

$$I_x = I_y = \frac{\rho_A^2 A_{\max}^2}{4\pi} \quad (6)$$

また、断面二次極モーメント J_x は、

$$J_x = \frac{\rho_A^2 A_{\max}^2}{2\pi} \quad (7)$$

となる。

4. 最適化問題の設定

ここでは、2 章で得られた解析結果に基づき、ウィングの最適化問題を設定する。ウィングの軽量化により固有振動数が上昇する可能性があることがわかったため、ここでは、指定した質量の下で、最も剛性の高い形状を導出するという方法を考える。本来、トポロジー最適化は、直接固有振動数を最大化する問題にも適用することができるが^{18, 19)}、このような固有振動数最適化問題は、船体のような板構造では、板の面外振動等の局所的な振動の固有モードが多数生じ最適化が困難である。また、トポロジー最適化では、最適解とそれに基づく設計案とが一対一に対応しないため、要求される設計要件を最適化問題で厳密に表現することが、必ずしも優れた設計案の作成に繋がるわけではない。そこで、本研究では、設計者が構造の固有振動数最大化を試みる際の考え方に基づき、振動時に作用する慣性力に対する剛性最大化問題として、最適化問題を定式化する。これは固有振動数最大化を直接の目標とした問題ではなく、構造に対して剛性の向上と軽量化を検討し、結果的に固有振動数の高い構造を得ようとする方法である。ここで、 m 通りの荷重ケースが存在するとき、有限要素法で離散化された領域における一般的な剛性最大化問題は、コンプライアンス l (外力によって成される仕事) の最小化問題として以下のように表される。

$$\underset{\rho}{\text{minimize}} \sum_k w_k l_k = \sum_k w_k \mathbf{F}_k^T \cdot \mathbf{U}_k = \sum_k w_k \mathbf{U}_k^T \mathbf{K}(\rho) \mathbf{U}_k \quad (8)$$

Where

$$\mathbf{K} \mathbf{U}_k = \mathbf{F}_k \text{ for } k = 1, \dots, m \quad (9)$$

$$\text{Total volume}(\rho) \leq V^0 \quad (10)$$

ここで、 ρ は設計変数を表し、連続体力学に基づくトポロジー最適化の場合は材料密度、離散構造要素に基づくトポロジー最適化の場合ははりの正規化された断面積となる。 $\mathbf{U}$ は変位ベクトル、 $\mathbf{K}$ は剛性マトリクス、 $\mathbf{F}$ は外力ベクトルを表し、 w は各荷重ケースの重み係数を表し、 V^0 は体積制約の上限値を表す。なお、トポロジー最適化における体積制約は、明確な構造を得るためのパラメータとしての役割を果たすため、望ましい構造を得るために適切な値を設定する必要がある。

この最適化問題の解法は、以下のような手順で行われる。

1. 初期形状を決定し、有限要素による分割を行う。
2. 目標関数が収束するまで以下のループを繰り返す。
 - (a) 剛性マトリクス $\mathbf{K}$ を導出する。
 - (b) 式 (9) の平衡方程式を解く。
 - (c) 式 (8) のコンプライアンスと式 (10) の体積を導出する。
 - (d) コンプライアンスと体積の感度を導出する。
 - (e) 求めた感度に基づき、設計変数 ρ を逐次線形近似法 (SLP) により更新する。

ここで、感度とは、目標関数もしくは制約条件を設計変数で微分した値を示す。目標関数であるコンプライアンスの、要素 i の

設計変数 ρ_i に関する感度は以下のように表される.

$$\frac{\partial l}{\partial \rho_i} = -\mathbf{U}^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \rho_i} \mathbf{U} \quad (11)$$

この導出については, 文献¹¹⁾を参照されたい.

5. 設計領域の設定と最適化の実行

図5に設計対象となるウイングを示す. このウイングは板厚9mmの鉄板及び補強材によって構成される. ウイング上部の床部分と風除け板, 光源及びカメラを格納する箱部は, 性能上設計変更が難しいため, 既存の設計案をそのまま流用するものとし, それ以外の部分の最適設計を試みる.

Fig. 5 Outline of the wing and design domains

5.1 連続体力学に基づくトポロジー最適化の場合

連続体力学に基づくトポロジー最適化における, 側面と底面の設計領域を図6に示す. この方法は自由度の高い最適化が可能で, 性能の良い最適解が得られる反面, 製造上の要件等を考慮することが難しいため, 実現可能な解を得るには設計領域を適切に設定する必要がある. ここでは, 現在の形状からの軽量化を重視し, それぞれ側面と底面について現在の形状と等しい設計領域を設定する. また, ウイングの左端部は, 船橋端部に接合されており, 完全な拘束とは見なせないため, 船橋端部の壁面を見立てたはり要素を配置し, その上下端を拘束した. また, 領域の右端に, 箱部の振動時の慣性力を想定した, 単位垂直荷重とモーメントに相当する水平荷重とを別々の荷重ケースとして作用させた. また, それぞれの荷重ケースが最適化に与える影響を等しくするため, 式(8)の重み係数 w はそれぞれ 0.5 とした. 最適化対象の板部分は, 基準長 5mm の 4 節点板要素で分割し, はり要素は最適化の対象とならない非設計要素とした. また, 体積制約は総体積の 50% とした.

以上の条件の下, 最適化を行った結果を図7に示す. いずれの図においても領域外周部に要素が配置され, 中央部に穴ができていくことがわかる. さらに, いずれの図においても, 中央やや左に, 上下部を結合するように要素が斜めに配置されていることがわかる. 片持はり構造においては, 中央ではせん断応力が支配的なため, これらの要素にも強いせん断応力が作用していると考えられる. それは, これらの要素がせん断応力が作用する方向である斜めに配置されていることもわかる.

この解をもとに, 新しく作成した設計案を図8に示す. 最適解より得られた力学的知見を以下のように整理した. 1: 根元の補強が重要である, 2: 中央に穴を空け軽量化が可能だが構造の上下を連結する部材が必要である. これらに基づき, 元の設計案

(a) Side design domain

(b) Bottom design domain

Fig. 6 Design domains for continuum mechanics based topology optimization

(a) Side optimal configuration

(b) Bottom optimal configuration

Fig. 7 Optimal configurations of continuum mechanics based topology optimization

の外周部と構造の上下を連結する部材は残し、各面二つの穴を開けた。穴及び上下を連結する部材の形状は、せん断応力が作用することを考えると、斜めに配置することが望ましいが、製造要件等を考慮し単純化した。また、この変更に加え、元の設計案にあった補強材を取り除くことにより、片側のウィング単体で約 17%の質量削減となった。

Fig. 8 New wing design (Plate base)

5.2 離散構造要素に基づくトポロジー最適化の場合

離散構造要素に基づくトポロジー最適化の場合は、最適化の精度は連続体力学に基づく場合に劣るものの、得られた解の実現が比較的容易である、解の力学的背景が明確であるといった利点がある。そのため、設計領域を現行の設計案よりも広く取り、図 5 の破線部分に対して最適化を行う。側面と底面の板の設計領域を図 9 に示す。これらの領域に、縦に四つの節点、横に五つの節点を配置し、その間を可能な限りのはり要素で結合し、グラッドストラクチャ法における初期構造とした (図 10)。また、連続体力学に基づく場合と同様に、領域左端に非設計要素となるはり要素を配置し、右端に単位垂直荷重とモーメントに相当する水平荷重を別々の荷重ケースとして作用させた。また、式 (8) の重み係数 w はそれぞれ 0.5 とした。また、はり要素の最大断面積は $2.83 \times 10 \text{ mm}^2$ とし、最適化の体積制約は総体積の 5% とした。ここでの総体積とは、グラッドストラクチャ法の初期構造である、多くのはり要素が最大寸法で配置された場合の総体積を意味するため、明確なレイアウトを得るには体積制約の値をこのような小さな値に設定する必要がある。

結果を図 11 に示す。いずれの結果においても、根元に太いはりが四角に配置され、根元の補強構造を成していることがわかる。側面においては、その補強部から荷重作用部に対し、外枠を構成するはりとは、対角線となるようなはり配置されていることがわかる。底面の図においては、やや複雑なはりのレイアウトが得られているが、基本的には外枠から対角線方向にかけてはり配置されている構造と解釈できる。

この解をもとに、新しく作成した設計案を図 12 に示す。根元の補強構造は棒鋼での再現が難しいため、元の設計案のように板材を配置した。そして、板材の先端から右端の箱部まで、外枠を構成する棒鋼と、対角線となるような棒鋼を配置した。外枠となる棒鋼には、 $250 \times 250 \text{ H}$ 型鋼を、その他の部分には $150 \times 150 \text{ H}$

Fig. 9 Design domains for discrete element based topology optimization

Fig. 10 Initial layout of beam structure

(a) Side optimal configuration

(b) Bottom optimal configuration

Fig. 11 Optimal configurations of discrete element based topology optimization

型鋼を使用した。この設計変更により、図 8 の場合と同様に、片側のウイング単体で約 17% の質量削減となった。

Fig. 12 New wing design (Beam base)

6. 新設計案の検証

ここでは、前章で作成した二種類のウイング新設計案について、周波数応答解析を用いて固有振動数を求め、本手法の妥当性の検証を行った。解析領域は 2 章と同様に船体上部構造の半分とし、ウイングを元の設計案から新設計案のものに置き換え、等しい境界条件の下で解析を行った。図 13 に解析結果を示す。2 章での周波数応答解析においては、 X 方向の周期変位と Z 方向の周期変位に対する応答がほぼ等しく、また、船橋の根元を節とする振動モードでの共振と、ウイングと船橋との結合部を節とする振動モードでの共振が存在し、計測点をウイングに設定すれば、両方の共振を同時に計測可能であるため、ここでは X 方向の周期荷重に対するウイング先端の応答のみを示す。

Fig. 13 Frequency response analysis results

図 13 より、いずれの新設計案においても、一つ目のピークの 0.3-0.5Hz の上昇が確認でき、二つ目のピークでは、板構造の新設計案では約 0.5Hz の上昇が、棒鋼を使った新設計案では約 1.5Hz の上昇が確認できた。以上より、新設計案で船体上部構造の固有振動数が上昇したことがわかり、本提案手法の妥当性が検証できた。

なお、連続体力学に基づくトポロジー最適化に基づき設計した設計案は、既存の板構造からの軽量化であり、建造法も同じと考えられ、極めて実現性の高い設計案である。対して、離散構造要素に基づくトポロジー最適化で作成した、はり構造での新設計案は、使用する材料や建造法が既存設計案と全く異なり、実現にはさらなる検討を要するが、表面積が小さく空気抵抗が小さい等の副次的な利点を有し、優れた構造であるといえる。なお、本研究で用いた振動解析モデルは極めて簡易なものであるため、この構造を実際に用いるには、より詳細な振動解析を行う必要があることを注記する。

7. 結言

本研究では、船体上部構造の中でも、ウイングの設計自由度が高いことに着目し、船体上部構造の固有振動数の上昇を目的としたウイングの最適設計法を、トポロジー最適化を用いて構築するとともに、数値例により本研究で提案する方法の妥当性を検証した。結果を以下に示す。

1. ウイングが船体上部構造の固有振動数に与える影響を検証するため、数値計算による振動解析を行った。その結果、航行中に起こりうる振動として、上部構造全体が振動する固有モードとウイングと船橋端部のみが振動する固有モードが存在することがわかった。また、ウイングの軽量化では両方の固有振動数を、ウイングと船橋端部との接合部の剛性向上では、ウイングと船橋端部のみが振動する固有モードに対応する固有振動数を上昇させられる可能性があることがわかった。
2. 振動解析の結果に基づき、船体上部構造の固有振動数の上昇を目的としたウイングの最適化問題を、振動時の高質量部の慣性力を想定した剛性最大化問題として定式化した。また、連続体力学に基づくトポロジー最適化と離散構造要素に基づくトポロジー最適化を用い、既存設計案に基づいて設定した設計領域の最適化を行った。
3. 得られた最適解に基づき、ウイングの新たな設計案を二種類作成した。さらに、これらのウイングを用いて振動解析を行うことで、固有振動数の上昇が確認でき、本手法の妥当性が検証できた。

謝 辞

本研究は科学研究費補助金（基盤研究（B））の助成を受けて実施致しました。ここに関係者の皆様へ感謝の意を記します。

参 考 文 献

- 1) 造船テキスト研究会. 商船設計の基礎知識. 成山堂書店, 2001.
- 2) M. K. Rahman. Multilevel optimization applied to hull girder design using three panel forms. *Struct. Optim.*, Vol. 7, No. 1, pp. 126-137, 1994.
- 3) M. K. Rahman. Optimization of panel forms for improvement in ship structures. *Struct. Optim.*, Vol. 11, No. 3, pp. 195-212, 1996.

- 4) M. K. Rahman. Automated optimization of transverse frame layouts for ships by elastic-plastic finite element analysis. *Struct. Optim.*, Vol. 15, No. 3, pp. 187–200, 1998.
 - 5) Y. M. Kong, S. H. Choi, J. D. Song, and B. S. Yang. Optship: a new optimization framework and its application to optimum design of ship structure. *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 32, No. 5, pp. 397–408, 2006.
 - 6) 北村充, 上寺哲也, 濱田邦裕, 竹澤晃弘. 部材認識機能を利用した船体構造の形状最適化システムに関する研究 : 船体構造二重底部の形状最適化. 日本船舶海洋工学会論文集, Vol. 8, pp. 281–289, 2008.
 - 7) M. Kitamura and T. Uedera. Optimization of ship structure based on zooming finite element analysis with sensitivities. *Int. J. Offshore Polar. Eng.*, Vol. 13, No. 1, pp. 60–65, 2003.
 - 8) 岡田哲男, 根木勲. 遺伝的アルゴリズムによる船体構造最適設計. 日本造船学会論文集, Vol. 171, pp. 259–266, 1992.
 - 9) 鈴木克幸, 大坪英臣. 多段階最適化手法による船体構造最適設計. 日本造船学会論文集, Vol. 178, pp. 405–411, 1995.
 - 10) 北村充, 濱田邦裕, 鈴木博喜, 矢野佳苗, 徳岡慶輔, 大槻康明. 船体中央断面最適設計の実用化と高速最適化システムの開発に関する研究. 日本船舶海洋工学会論文集, Vol. 6, pp. 141–149, 2007.
 - 11) M. P. Bendsøe and O. Sigmund. *Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications*. Springer-Verlag, Berlin, 2003.
 - 12) M. Rais-Rohani and J. Lokits. Reinforcement layout and sizing optimization of composite submarine sail structures. *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 34, No. 1, pp. 75–90, 2007.
 - 13) A. Takezawa, S. Nishiwaki, K. Izui, and M. Yoshimura. Structural optimization using function-oriented elements to support conceptual designs. *J. Mech. Des.*, Vol. 128, pp. 689–700, 2006.
 - 14) M. P. Bendsøe and N. Kikuchi. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 71, No. 2, pp. 197–224, 1988.
 - 15) M. P. Bendsøe and O. Sigmund. Material interpolation schemes in topology optimization. *Arch. Appl. Mech.*, Vol. 69, No. 9, pp. 635–654, 1999.
 - 16) A. G. M. Michell. The limits of economy of material in frame structures. *Lond. Edinb. Dubl. Phil. Mag. Ser. 6*, Vol. 8, No. 47, pp. 589–597, 1904.
 - 17) W. S. Dorn, R. E. Gomory, and H. J. Greenberg. Automatic design of optimal structures. *Journal de Mecanique*, Vol. 3, No. 6, pp. 25–52, 1964.
 - 18) Z. D. Ma, N. Kikuchi, and H. C. Cheng. Topological design for vibrating structures. *Comput. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 121, No. 1-4, pp. 259–280, 1995.
 - 19) N. L. Pedersen. Maximization of eigenvalues using topology optimization. *Struct. Multidisciplinary Optim.*, Vol. 20, No. 1, pp. 2–11, 2000.
-