

応答曲面法を用いた油槽船舷側タンク 横強度部材の形状最適化

正員 清水 泰斗* 正員 荒井 誠*

Optimization of Oil Tankers' Transverse Structures by Response Surface Methodology

by Taito SHIMIZU, *Member* Makoto ARAI, *Member*

Summary

In case of optimizing the structures of ships, designers often select one of the responses such as weight, stress, cost, etc., as an objective function, and consider other responses to be constraints. The reason for this is that the multi-objective optimization considering several responses simultaneously is very difficult to perform. Thus, we applied response surface methodology (RSM) to this problem together with the concept of Pareto set. RSM is composed of design of experiment (DOE) and the least square method. One of the principal features of RSM is that we can obtain response function with minimizing the number of response evaluations by using DOE. Another advantage of RSM is the capability of displaying the performance of designs as a response surface that is represented by the obtained response function. In multi-objective optimization problems, the concept of Pareto set is also very useful for trade-off between candidate designs. In this paper, we propose a method of multi-objective optimization using the above mentioned techniques and the concept, and the effectiveness of the method is verified by the results of optimization of oil tankers' transverse structures.

1. 緒 言

従来の船体構造の最適化では、構造重量や応力、コスト等の複数の応答の最適化を考える場合、複数の応答を

個々に扱い、その中の一つの応答を目的関数とし、それ以外の応答を制約条件にすることで最適化を行うことが一般的であった。このような最適化法をとる理由は、それぞれの船体構造応答最適化の目的が相反する 경우가多々あり、同時に最適化することが困難なためである。例えば、船体構造に発生する応力と構造重量の関係が代表的なものと言える。すなわち、船体構造では発生する応力と構造重量はともに小さい方が望ましいが、構造重量の軽量化を目指して部材寸法や構造形状を変更すると、発生する応力は大きくなってしまふといった関係である。

* 横浜国立大学大学院

原稿受理 平成 14 年 1 月 10 日
春季講演会において講演 平成 14 年 5 月 15, 16 日

このような問題点を解決する手法として、本研究では化学プラントでの製造過程のプロセス最適化等に適用されて成果をあげている応答曲面法 (Response Surface Methodology)^{1, 2, 3)} およびパレート解⁴⁾を用いた多目的最適化手法に着目した。

応答曲面法とは実験計画法と最小2乗法および最適値探索手法を組み合わせたものである。実験計画法を用いることにより、応答の近似式を精度良く求めるための必要最低限の設計変数の組合せを選出するため、比較的少数の検討・評価で精度の良い応答の近似式を求めることができる。また、得られた近似式から応答曲面 (応答の等高線) を作成することができるので、トレードオフを考慮した最適解を導くことができる。

パレート解とは目的関数が複数存在する場合、ある目的関数の値を良くしようとすると少なくとも1つの他の目的関数の値が悪くなるような解であり、通常の問題では複数存在して解集合面を構成する。パレート解集合は目的関数間のトレードオフ関係を示すため、パレート解曲面を得ることが出来れば、トレードオフを考慮した複数の目的関数の同時最適化を行うことができる。

そこで本研究では応答曲面法にパレート解の考え方を取り入れた船体構造の多目的最適化手法を提案する。また、その有効性を油槽船舷側タンクの横強度部材の形状最適化を例に示す。

2. 理論

2.1 応答曲面法

応答曲面法の特徴は応答を近似式で表現できると仮定し、その近似式を求めるために必要な最小限かつ合理的な設計変数の組み合わせを、実験計画法を用いることにより効率的に求める点にある。応答の近似式を得ることができれば、容易に最適解を探索することができ、また応答の近似曲面を作成することができるので、設計条件の変更に対する応答変化の推定に利用できる。このため船体構造最適化^{5, 6)}のように、多様な要求を同時に考慮しつつ最適化を実行する必要がある問題に対し極めて有効と考えられる。

2.2 多目的最適解としてのパレート解

最小 (又は最大) 化すべき目的が複数 (p 個) あり、設計変数に制約条件が付随している多目的最適化問題は、一般的に次式のように表せる。

$$f(x) = [f_1(x), \dots, f_p(x)] \rightarrow \min \text{ or } \max \quad (1)$$

$$x \in S = \{x | g_i(x) \leq 0, i = 1 \sim m\}$$

ここで、 $f(x)$ は p 次元の目的関数であり、 S は設計変数の許容変域、 $g_i(x)$ は制約条件を意味している。

数理計画問題として扱うためには、少なくとも目的の達成度を示す目的評価値が設計変数 x の関数 $f(x)$ として評価出来なくてはならないが、応答曲面法を用いる本研究の方法では、目的評価値 (応答) を設計変数の近似式として求める。もし、一つの目的に関して議論する場合であれば、他の目的を無視するので、最適化は容易に行うことが出来る。しかし、目的関数が複数個ある場合には、異なる目的の間でそれらの評価値を比較しなければならない。ある目的評価値 $f_i(x)$ と他の目的評価値 $f_j(x)$ (但し $j \neq i$) がある場合、比較の仕方は以下の2種類に分類できる。

A. 各目的の評価尺度が共通である場合

単一の目的関数 $f_o(x)$ に統合化することが可能であり、以下の式で表すことが出来る。ただし、重み係数 a_i をどの様に決めるかは別の課題となる。

$$f_o(x) = \sum_{i=1}^p a_i f_i(x) \quad (2)$$

B. 各目的の評価尺度が異なる場合

価値分析が必要だが、出来るだけ単一の目的関数に置き換えることを試みる。例えば、目的間で数量的比較可能な場合や、目的間に優先順位ある場合は単一の目的関数に統合することは可能である。一方、目的間の比較困難な場合は単一の目的関数に統合することが困難である場合が多い。ただしそのような場合でも、全てを最適化する解があるならばそれは完全最適解と呼ぶことが出来る。だが、 f_1 を小さくしようとすれば f_2 が大きくなるといった各目的が互いに競合するような場合において、多目的最適化を実行して合理的に最適解を決定しようとするならば、全ての目的関数の最適化を目指すのではなく、幾つかの目的関数については最適化をあきらめるといった最適性の意味を緩く解釈する必要があり、そのような条件を満たす多目的最適解の1つがパレート解である。これらの解の定義を最小化問題に則して示すと下記の通りとなる。

(1) 完全最適解

$$f(x^o) = \min f(x) \text{ i.e., } f_i(x^o) = \min f_i(x) \\ i = 1, \dots, p \quad (3)$$

完全最適解とはどの目的に関しても最適 (ここでは最小) となっている解である。従って完全無欠であり最も

望ましい最適解ではあるが、現実の多目的問題ではこの完全最適解は存在しないことのほうが多い。

(2) パレート解

$$\{f_k(x) < f_k(x^0), f_i(x) \leq f_i(x^0), \\ k \neq i = 1, \dots, p, x \in S\} \quad (4)$$

となる $x(x^0$ より優れた解) が存在しないような x^0

パレート解とは、多目的最適化において、その解を他の任意の解と総合的に比べて見た場合に、決して劣ることはないことが保証された解である。即ち、パレート解では他のどの解より全ての面で必ずしも優位にあるとは言いきれないが、ある目的関数に関しては他より優れている解である。

逆説的には、パレート解は、ある目的を改善するように変数を変化させれば、必ず残りの目的の中で少なくとも1つの目的は改悪されてしまう。具体的にパレート解を図示すると Fig.1 のように表せる。

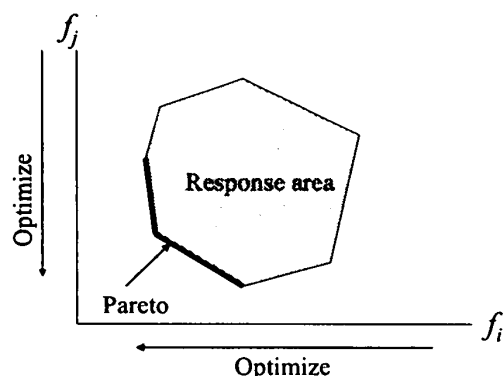


Fig. 1 Pareto set

パレート解は通常、単独の解ではなく解集合をなす。パレート解集合の中で解を変化させた場合に、上に述べたような多目的間での改善・改悪が同時に起きると言った交差状況が顕著に現れる。

多目的の間で特別な関係、例えば優先順序や重要度の違い等がなければ、パレート解であれば一応満足せざるを得ない。完全最適解の存在する場合にはその完全最適解だけがパレート解となる

3. 油槽船舷側タンク横部材構造の多目的最適化

前節までに傾向が異なる複数の目的を同時に最適化する考え方としてパレート解を示してきた。そこで本論文では Fig.2 に示すパレート解の考え方を導入した応答曲面法による多目的最適化を提案し、その有効性を油槽船の舷側タンクの形状最適化を例に確認する。

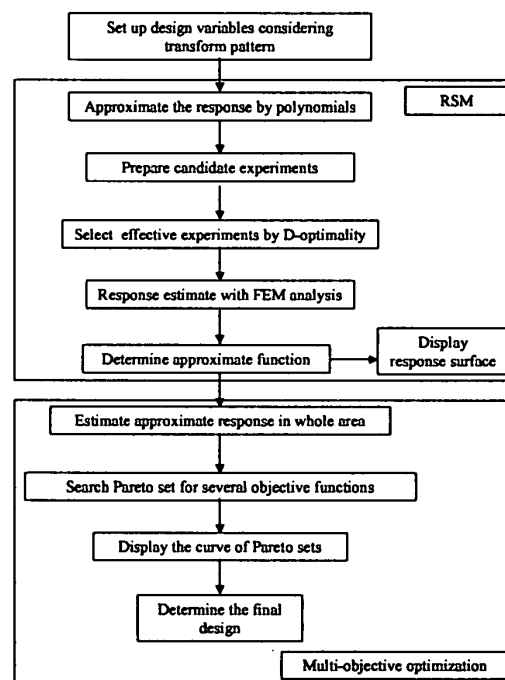


Fig. 2 Flow-chart of proposed multi-objective optimization for ship structures

以下、Fig.2に従って複数の荷重状態での最大応力と構造重量を考慮した多目的な舷側タンク横部材構造の形状最適化を行う。

3.1 油槽船舷側タンクの検討モデル

今回の検討で想定している油槽船の主要目は、船長 160m、型幅 24m、型深さ 12m、フレームスペース 3.8 m である。モデル化は以下の条件で行う。

1. 油槽船の中央部付近で船長方向にトランスバース・フレームを挟んで前後 1.9m (計 3.8m)、幅方向に半幅 (12.0m) をモデル化する。
2. モデルの拘束条件は中心線で対称とし、鉛直方向は船側上部で拘束する。また鉛直方向の釣り合いを保つために縦通隔壁および船側外板にせん断荷重を掛ける。

3. 船体外板、船側外板、縦通隔壁および上甲板の板厚は全て 15mm で固定する。
4. 中央タンクの半幅は 5.5m とする。
5. 中央タンク内の船底トランスの部材寸法は、平行部のウェブで深さ 1.6m 、板厚 10mm 、平行部のフェイスプレートで幅 200mm 、板厚 15mm とし、中心線および縦通隔壁でウェブの深さを 2.4m とする。
6. 中央タンク内のデッキトランスの部材寸法は、平行部のウェブで深さ 0.8m 、板厚 10mm 、平行部のフェイスプレートで幅 200mm 、板厚 15mm とし、中心線および縦通隔壁でウェブの深さを 1.6m とする。
7. 舷側タンクの幅は 6.5m とする。
8. 舷側タンク内にはトランスおよびストラットから構成される横部材を設ける。また、トランスとストラットによって出来る空白部を本論文では開口部と称する。

以上の条件で設定した油槽船舷側タンクの検討モデルの断面形状を Fig.3に示す。

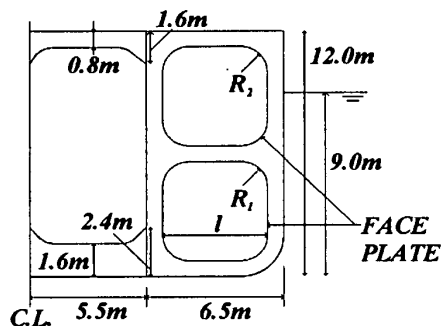


Fig. 3 Model of tanker's side tank

3.2 荷重状態の設定

横強度部材を設計する場合、一般的には船級協会が定める数種の荷重状態に対して構造解析等による評価検討を行い、船体構造が十分な強度を有していることを確認しなくてはならない。本研究では検討を簡単化するため日本海事協会検査要領⁷⁾で規定されている荷重状態（水圧試験状態 2 種類、満載状態 2 種類、バラスト状態 4 種類、波浪中状態）の中から、Fig.4に示すバラスト荷重状態 1 種類、および Fig.5、Fig.6に示す満載荷重状態 2 種類の合計 3 種類の荷重状態において舷側タンクの横強度部材に発生する最大応力と構造重量を検討する。なお、

せん断荷重については、船側外板と縦通隔壁が 50%ずつ分担すると仮定している。

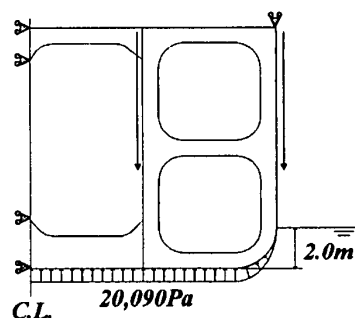


Fig. 4 Loads and boundary conditions (ballast cond.)

Fig.4の状態は、中央タンク、舷側タンクとも空の場合の荷重状態で、喫水をバラスト喫水としたものである。

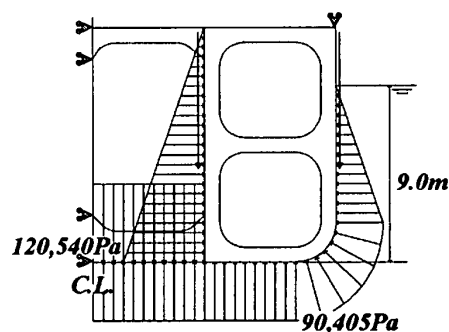


Fig. 5 Loads and boundary conditions (#1 full load cond.)

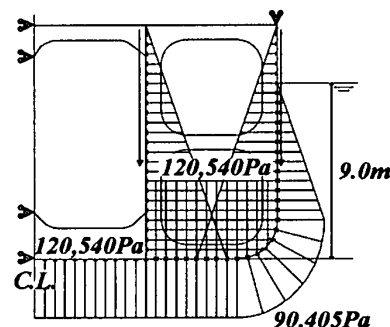


Fig. 6 Loads and boundary conditions (#2 full load cond.)

Fig.5、Fig.6は 2 種類の満載状態を示しており、Fig.5は中央タンクが満載で舷側タンクが空の荷重状態で、Fig.6は中央タンクが空で舷側タンクが満載の荷重状態を示す。喫水は両状態ともに計画満載喫水とする。なお、今回の検討ではオーバーフローについては考慮しないとした。

3.3 形状変更パターンを考慮した設計変数の設定

船体構造の形状最適化において、設計変数となる部材寸法は多数存在する。しかし、応答曲面法では応答を設計変数の近似式で表すため少数の設計変数で構造形状を表現する必要がある。そこで本論文では形状変更パターン^{8, 9)}を設定し、重み係数に相当する設計変数で制御することにより少数の設計変数で構造形状を表現する手法を用いる。本論文で用いた形状変更パターンは横強度部材の開口部 1カ所の場合の PATTERN 1、および 2カ所の場合の PATTERN 2、そして 3カ所の場合の PATTERN 3 の 3 種類で、それぞれの形状変更パターンごとに設計変数を設定した。

なお、形状変更パターンの設定の際、トランス深さ、およびストラットの幅は 760mm とし、板厚は 10mm で固定する。また、開口端部の湾曲部の半径 R は開口部の幅 l から (5) 式で決定する。

$$R = 0.25 \times l \quad (5)$$

各開口部には必ず同じサイズのフェイスプレートをつけるとし、フェイスプレートの幅 b_{fp} は開口部の幅 l から (6) 式で決まるとする。板厚は 15mm で固定する。

$$b_{fp} = 0.115\sqrt{l} \quad (6)$$

(1) 開口部 1カ所の場合の形状変更パターンと設計変数

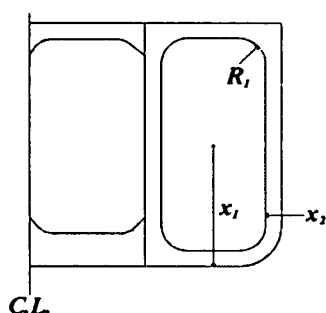


Fig. 7 Design variables (PATTERN 1)

設計変数 x_1 は開口部の中心高さを示し、設計変数 x_2 は開口部の形状変化を制御する。基本となる開口部の形状は幅 4.98m、高さ 10.48m で、四隅の湾曲部の曲率半径 R は 1.25m であり、設計変数 x_2 によって開口部の大きさを相似に変化させる。なお、Fig.7は x_2 が 1.0 の場合の開口部の形状を示しており、 x_2 が 0.5 の場合の開口部の大きさは Fig.7の開口部の幅および高さをともに半分にしたものである。

(2) 開口部 2カ所の場合の形状変更パターンと設計変数

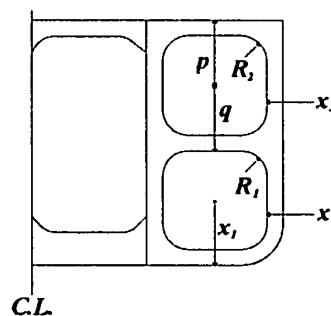


Fig. 8 Design variables (PATTERN 2)

設計変数 x_1 は下の開口部の中心高さを示し、設計変数 x_2 は下の開口部の形状変化を、設計変数 x_3 は上の開口部の形状変化を制御する。なお、上の開口部の中心高さは下の開口部の上端と上甲板の中間 (Fig.8の $p = q$) に設定している。基本となる開口部の形状は上下の開口部とも幅 4.98m、高さ 4.86m で、四隅の湾曲部の曲率半径 R は 1.25m であり、設計変数 x_2 および x_3 によってそれぞれ開口部の大きさを相似に変化させる。なお、Fig.8は x_2 および x_3 がともに 1.0 の場合の開口部の形状を示しており、 x_2 や x_3 が 0.5 の場合それぞれの開口部の大きさは Fig.8の開口部の幅および高さをともに半分にしたものである。

(3) 開口部 3カ所の場合の形状変更パターンと設計変数

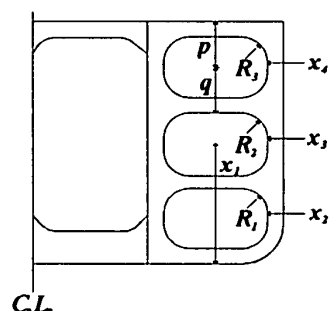


Fig. 9 Design variables (PATTERN 3)

設計変数 x_1 は真中の開口部の中心高さを示し、設計変数 x_2 は下の開口部の形状変化を、設計変数 x_3 は真中の開口部の形状変化を、設計変数 x_4 は上の開口部の形状変化を制御する。なお、上の開口部の中心高さは真中の開口部の上端と上甲板の中間 (上図の $p = q$) に、下の開口部の中心高さは真中の開口部の下端と船底の中

間に設定している。基本となる開口部の形状は上中下ともそれぞれ幅 4.98m、高さ 2.98m で、四隅の湾曲部の曲率半径 R は 1.25m とし、設計変数 $x_2 \sim x_4$ によってそれぞれ開口部の大きさを相似に変化させる。なお、Fig.9 は x_2, x_3, x_4 が全て 1.0 の場合の開口部の形状を示しており、 x_2, x_3, x_4 が全て 0.5 の場合それぞれの開口部の大きさは Fig.9 の開口部の幅および高さをともに半分にしたものである。

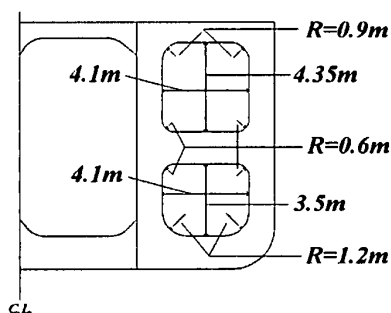


Fig. 10 Transverse ring structure of the reference tanker

参考までに主要目を決定する際に参考にした油槽船の舷側タンクの横部材寸法を Fig.10 に示す。開口部は 2カ所あり、それぞれ開口部形状は異なる。下の開口部は幅 4.1m、高さ 3.5m であり、四隅の曲率半径は下部 2ヶ所が $R = 1.2m$ 、上部 2ヶ所が $R = 0.6m$ である。一方、上の開口部は幅 4.1m、高さ 4.35m であり、四隅の曲率半径は下部 2ヶ所が $R = 0.6m$ 、上部 2ヶ所が $R = 0.9m$ である。また、下の開口部には 280mm × 12.7mm 又は 280mm × 19mm のフェイスプレートが、上の開口部には 280mm × 12.7mm、280mm × 19mm 又は 100mm × 10mm のフェイスプレートが付けられている。

3.4 応答曲面法の適用

3.4.1 応答の近似式の設定

本研究で最適化を考える応答は、舷側タンクの横部材構造に発生する 3 種類の荷重状態それぞれの最大応力、および構造重量の計 4 種類である。前節で設定した開口部の数ごとの設計変数に合わせて応答の近似式を設定すると (7) ~ (9) 式ようになる。

(1) 開口部 1カ所の場合 (PATTERN 1)

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_1^2 + \beta_4 x_2 x_1 + \beta_5 x_2^2 + \varepsilon \quad (7)$$

(2) 開口部 2カ所の場合 (PATTERN 2)

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_1^2 + \beta_5 x_2 x_1 + \beta_6 x_2^2 + \beta_7 x_3 x_1 + \beta_8 x_3 x_2 + \beta_9 x_3^2 + \varepsilon \quad (8)$$

(3) 開口部 3カ所の場合 (PATTERN 3)

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \beta_5 x_1^2 + \beta_6 x_2 x_1 + \beta_7 x_2^2 + \beta_8 x_3 x_1 + \beta_9 x_3 x_2 + \beta_{10} x_3^2 + \beta_{11} x_4 x_1 + \beta_{12} x_4 x_2 + \beta_{13} x_4 x_3 + \beta_{14} x_4^2 + \varepsilon \quad (9)$$

3.4.2 設計変数の組合せの選出

今回の検討では、各設計変数の変域は $0.0 \leq x_1 \leq 12.0$ 、 $0.5 \leq x_2, x_3, x_4 \leq 1.0$ とし、 x_1 については 0.1 間隔、 $x_2 \sim x_4$ については 0.05 間隔で設計変数の組合せを用意する。つまり開口部 1 個の場合 (PATTERN 1) は $121 \times 11 = 1,331$ 通り、開口部 2 個の場合 (PATTERN 2) は $121 \times 11^2 = 14,611$ 通り、開口部 3 個の場合 (PATTERN 3) は $121 \times 11^3 = 161,051$ 通りの組合せを用意する。その中で構造モデルの設定条件から上の開口部の上端と上甲板の間隔、または下の開口部の下端と船底の間隔が 0.76m 以上確保できない組合せは排除する。その上で、D 最適基準^{2, 3, 6)} から応答の近似式を精度良く求めるために必要な最低限の設計変数の組合せを検討した結果、PATTERN 1 では 7 組、PATTERN 2 では 14 組、PATTERN 3 では 25 組の設計変数の組合せを選出した。

3.4.3 応答評価

各パターンごとに選出した設計変数に対応する構造モデルを作成し、Fig.4~6 に示したバラスト状態および 2 種類の満載状態の荷重状態に対し、有限要素法による構造解析を行う。そして、各荷重状態にて舷側タンクの横強度部材に発生する最大応力を確認するとともに、同構造の構造重量の計算を行う。ここでは開口部 2ヶ所 $x_1 = 3.9m, x_2 = 0.7, x_3 = 1.0$ 、#2 full load cond. の解析結果を例として Fig.11 に示す。

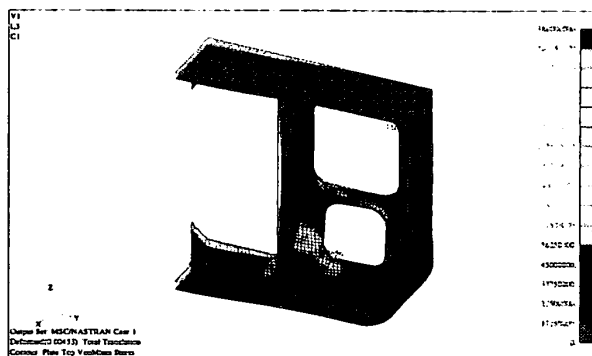


Fig. 11 Example of FEM analysis
(PATTERN 2: #1 full load condition)
($x_1 = 3.9m, x_2 = 0.7, x_3 = 1.0$)

Fig.11をみると、最大応力が発生している箇所は下の開口部の船底側の中央よりの湾曲部のフェイスプレートで大きさは157MPaであった。このような応答評価を全ての組合せで行い、得られた結果を基に最小2乗法を用いて(7)~(9)式の未知係数を求める。

3.4.4 応答曲面の作成

各応答の近似式の未知係数を得ることで、応答曲面を求めることができる。ここでは例として、開口部1カ所の場合(PATTERN 1)のバラスト状態での最大応力の応答曲面をFig.12に、構造重量の応答曲面をFig.13に示す。

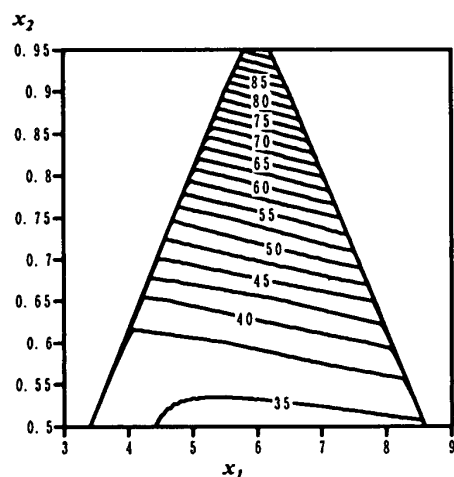


Fig. 12 Respons surface of max. stress
(MPa) PATTERN 1

Fig.12の応答曲面をみると、バラスト状態での最大応力は x_1 が大きく、 x_2 は小さい場合、すなわち開口部が

小さく高い位置にある場合に最大応力が小さくなる傾向がつかめる。最大応力のみで最適設計が行うのであれば、最適解はFig.12の解空間の下辺上にあることになる。

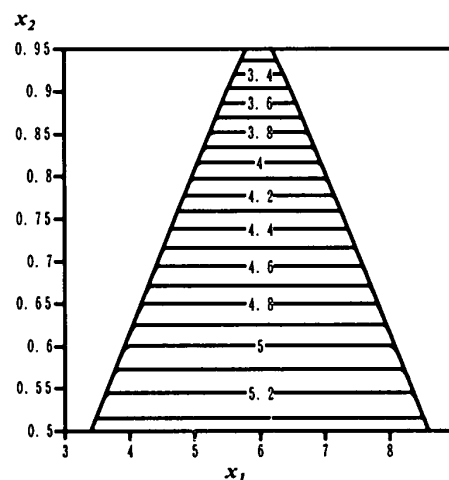


Fig. 13 Respons surface of weight(ton)
PATTERN 1

一方、Fig.13の応答曲面に示されているように、構造重量は x_1 の影響は受けず、開口部の大きさを示す x_2 のみで決まることが分かり、重量が最小となるのはFig.13の解空間の上辺であることが確認される。また、Fig.12とFig.13を比べると最大応力の最小化と構造重量の最小化を同時に達成することが不可能であることも分かる。

4. 油槽船舷側タンクの多目的最適化

応答曲面法から応答の近似式を得ることができれば、全ての設計変数の組合せに対する応答を求めることは比較的容易である。その中で、要求される全ての応答を最適化する組合せがあるのであれば、当然それが多目的最適解(完全最適解)となる。

しかし、要求する複数の応答の最適化の傾向が異なる場合には、全ての応答を求めた上でパレート解を探索し、その解集合を曲線として表すことができれば、設計者は各種の条件を考慮しつつパレート解の中から最適解を選択することが可能である。

4.1 パレート解の探索

本研究では、バラスト状態および満載状態での最大応力と構造重量のパレート解の探索を行い、各形状変更パターンごとに解集合を求める。それらの結果をFig.14~16に示す。

(1) バラスト状態の最大応力と構造重量のパレート解

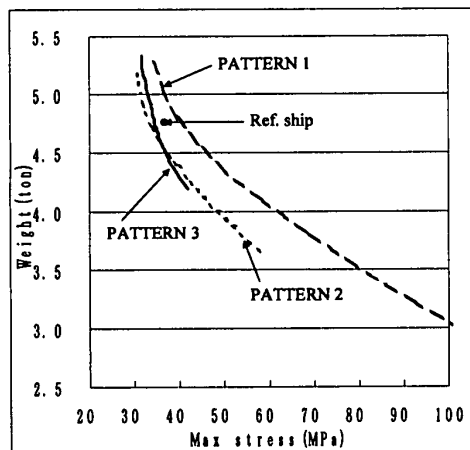


Fig. 14 Pareto sets of max. stress and structural weight (ballast cond.)

Fig.14はバラスト状態の最大応力と構造重量という2つの応答の最適化を想定した場合の各パターンのパレート解曲線を比較したものである。これを見ると、開口部1カ所の場合 (PATTERN 1) は開口部2カ所の場合 (PATTERN 2) や開口部3カ所の場合 (PATTERN 3) に比して最大応力、構造重量とも大きいことが確認でき、今回の検討モデルでは全ての面で不利であることが分かる。全体的には PATTERN 3 に比して PATTERN 2 が有利であることも分かるが、制約条件で最大応力を 42MPa 以下、かつ構造重量を 4.6ton 以下にしなければならない場合は PATTERN 3 のパレート解曲線上に最適解が存在する。なお、表中の黒丸印は参考船の実構造をバラスト状態で解析した結果である。

(2) 満載状態 1 の最大応力と構造重量のパレート解

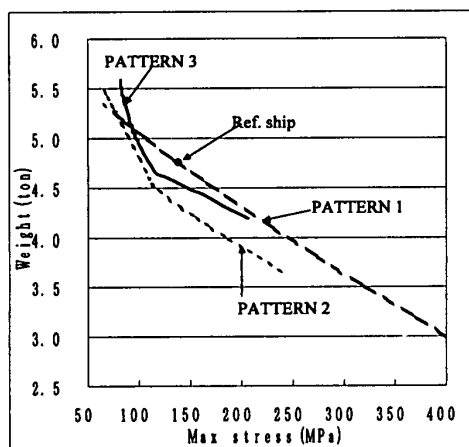


Fig. 15 Pareto sets of max. stress and structural weight (#1 full load cond.)

Fig.15は満載状態 1 に対するパレート解曲線を比較したものである。先程のバラスト状態の結果と異なり、開口部2カ所の場合 (PATTERN 2) がどのような制約条件でも有利であることが分かる。

(3) 満載状態 2 の最大応力と構造重量のパレート解

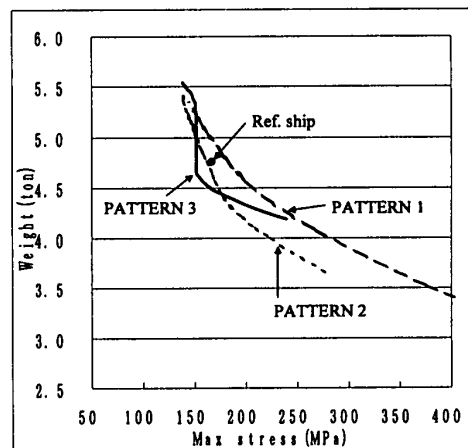


Fig. 16 Pareto sets of max. stress and structural weight (#2 full load cond.)

Fig.16は満載状態 2 に対するパレート解曲線を比較したものである。この条件でも開口部2カ所の場合 (PATTERN 2) が全体的には有利であることが分かる。ただし、制約条件として最大応力を 170MPa 以下、かつ構造重量を 5ton 以下を考えた場合は開口部3カ所の場合 (PATTERN 3) が有利となる。なお、PATTERN 3 のパレート解曲線が最大応力 150MPa 付近で不自然に折れている理由は最大応力が 150MPa 以下では、 x_4 が 0.5 周辺で、それ以外の $x_1 \sim x_3$ が変化しているのに対し、最大応力が 150MPa 以上では x_3 および x_4 が常に 1.0 で、 x_1 および x_2 が変化している。すなわち、構造形状の変化の傾向が最大応力 150MPa 前後で異なっているため不自然な折れが発生しており、これは設計変数の組合せの許容範囲に起因している。

以上のように本研究では3種類の荷重状態と構造重量とのパレート解曲線を開口部の数ごとに比較した。これらの結果から導き出される最適解は設計条件および制約条件によって異なるが、荷重状態がバラスト状態、満載状態にかかわらず、一部を除き開口部2カ所の場合 (PATTERN 2) が最大応力の点からも構造重量の点からも有利であることが確認できる。このように開口部の数ごと、目的ごとのパレート解の傾向が把握できることにより、設計者は与えられた制約条件の中での最適解の選択が容易になる。

4.2 多目的最適解の選択

パレート解曲線の中から最適解を選択する手法は色々ある。その中で最も一般的に用いられる手法は、特定の目的を制約条件とし、その条件下で最も有利となるパレート解曲線上の点を求め、その点に対応する設計変数の組合せから構造形状を決定する方法である。

今回の検討例で言うならば、最大応力や構造重量の最大値を制約条件とする場合である。例えば、日本海事協会検査要領⁷⁾でのフェイスプレートでの軟鋼の許容応力 (175MPa) を最大応力の制約条件とする場合、最も低い構造重量が出ている Fig.16のパレート解曲線から多目的最適解を探索することが妥当と考えられる。制約条件が 175MPa 以下の場合、Fig.16から開口部 2ヶ所の構造 (PATTERN 2) が有利であることが分かる。そこで、Fig.16の PATTERN 2 のパレート解曲線上で制約条件に対応する点を求め、設計変数の組合せを導き出すと $x_1 = 4.2m$, $x_2 = 0.55$, $x_3 = 1.0$ となり、Fig.17に示す構造形状を求めることが出来る。

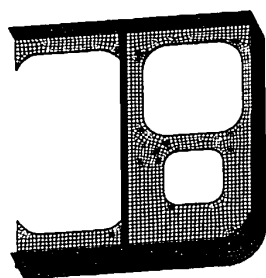


Fig. 17 Optimal design
in case of $\sigma_{max} = 175\text{MPa}$.

当然ながら、制約条件が変更された場合は最適形状は異なってくる。例えば、制約条件である許容応力が疲労等の関係で 175MPa から 160MPa に変更される場合があるとすれば、先程と異なり開口部 3ヶ所の構造 (PATTERN 3) が有利になる。パレート解曲線上で対応する点を求め、設計変数の組合せを導き出すと $x_1 = 5.9m$, $x_2 = 0.65$, $x_3 = 1.0$, $x_4 = 1.0$ となり、Fig.18に示す構造形状を求めることが出来る。

このようにパレート解曲線を求めておけば、制約条件が変化した場合などでも容易に多目的最適解を導くことができ、性能や配置等の要求により制約条件が変化する船体構造の最適化に有効である。

5. 結 言

本研究ではパレート解の考え方を取り入れた応答曲面法による船体構造の最適化手法を提案し、その有効性を

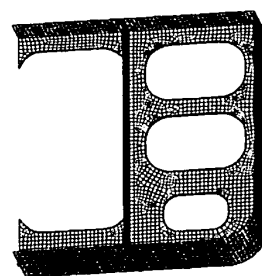


Fig. 18 Optimal design
in case of $\sigma_{max} = 160\text{MPa}$.

確認するために油槽船舷側タンク横強度部材の形状最適化を例に検討した。検討の結果、従来困難であった傾向が異なる複数の応答の最適化を合理的かつ効率的に行えることを示した。このことから複雑で多様な性能が求められる船体構造の最適化において、本研究の手法が有効であることが確認された。

なお、本論文では最適化手法の提案とその有効性確認を主目的としているため、設計変数や荷重状態の設定を単純化している。したがって、実構造への適用に際しては、さらに詳細な検討が必要である。また応答として最大応力と構造重量のみを目的関数としたが、船体構造で要求される性能 (目的) は他にも振動や座屈、コスト等多数存在する。今後、これらも考慮したパレート解集合が得られれば、より実用的な多目的最適化が行えると考えられる。

参 考 文 献

- 1) Box, G.E.P. and Draper, N.P. : Empirical Model-building and Response Surface, John Wiley and Sons, (1987).
- 2) K.Huri, A.I. and Cornell, J.A. : Response Surface, Design and Analysis, Marcel Dekker, Inc., (1996).
- 3) 轟章 : 応答曲面法による非線形問題の最適化入門, 機械学会講演会 99-73, (1999).
- 4) 志水清孝 : 多目的と競争の原理, 共立出版, (1982).
- 5) 荒井誠, 清水泰斗, 鈴木竜浩 : 応答曲面法を用いた油槽船隔壁構造の最適化, 関西造船協会誌第 234 号, pp.237-243, (2000).
- 6) 荒井誠, 鈴木竜浩, 清水泰斗 : 船体構造設計最適化への応答曲面法の適用性検討, 日本造船学会論文集第 188 号, pp.545-552, (2000).

- 7) (財) 日本海事協会 : 日本海事協会検査要領 C 編 船体構造及び船体ぎ装,(2000).
 - 8) 趙希祿, 中村和彦, 遠藤正司, 名取孝 : ベーシスベクトル手法と形状最適化, 日本機曾学会, 第 4 回最適化シンポジウム講演論文集,pp.99-104,(2000).
 - 9) 清水泰斗, 荒井誠 : 形状変更ベクトルを用いた応答曲面法による最適船体構造設計, 関西造船協会論文集第 236 号,pp239-244,(2001).
-