# タンカーの主要構造部材に対する 設計荷重の実用的設定法に関する研究

- 第2報 設計規則波及び設計荷重 -

正員 重 見 利 幸\* 正員 朱 庭 耀\*

Studies on the Practical Estimation Method of the Design Loads for Primary Structural Members of Tankers
- 2nd Report, Design Regular Waves and Design Loads

by Toshiyuki Shigemi, Member Tingyao Zhu, Member

#### Summary

Various design loads used in the strength evaluation of ship structures have been introduced currently by classification societies. As most of such design loads have been determined as the standard loads for the sake of convenience, the relationships between the design loads and the sea states actually encountered by ships seem to be poor. Accordingly, it may be difficult to refer and utilize them as the fundamental design concepts for ship designers or the operational guidelines for ship operators. Under these circumstances, authors proposed the practical estimation methods of the design sea states in the 1st report. In this 2nd report, the practical estimation methods of design regular waves resulting in the same level of stresses with that induced in irregular waves under the design sea states are proposed. Furthermore, the practical estimation methods of the design loads such as ship motions, accelerations, hull-girder bending moments and hydrodynamic pressures that are induced under design regular waves are proposed.

#### 1. 緒 営

一般に、船体構造強度の評価は、設計荷重の設定、設計荷重による構造解析、解析結果を用いた降伏、座屈、疲労強度などの強度評価の手順でなされる。この内、設計荷重の設定は強度評価手順の上流に位置し、その精度が最終的な構造寸法、延いては船体の構造安全性にまで大きく影響を及ぼすため非常に重要な要件である。また、設計荷重は船体構造強度に関する設計条件あるいは運航条件と密接に結びつくべきものであり、船舶の設計、

#### \* 財団法人日本海事協会

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 建造から運航、廃船に至るまで船舶の一生を通して常に 参照されるべきものである。しかし、現在提案されてい る設計荷重の多くは標準荷重の意味合いが強く、現実に 船舶が遭遇する海象との対応が明確でないため、設計荷 重を設計者及び運航者に対して設計条件や運航条件と して供すること、あるいはそれらの条件を互いに結びつ けることは困難な状況にある。このような状況を受け、 近年では設計海象を合理的に設定するための種々の取 り組みがなされるようになってきた 102030。そこで、第1 報では設計海象の設定法のさらなる実用化を目指し、主 に最大荷重が問題となる降伏、座屈強度の観点からタン カーの主要構造部材に対する設計海象の実用的設定法 を提案する。さらに第2報では設計海象と対応する設計 規則波及び設計荷重の実用的設定法を提案する。 210

提案する設計海象、設計規則波及び設計荷重は、本論文において以下の定義の下で用いる。

**設計海象**:船体の主要構造部材に対して応力の長期予

測値(超過確率 Q=10<sup>-8</sup>、all headings)と等

価な応答値を生じさせる短期海象

**設計規則波**:設計海象下で発生する不規則波中の応答

値と等価な応答値を発生させる規則波

設計荷重:設計規則波下で船体構造に加わる荷重

第1報では、タンカーの主要構造部材に生じる応力の 長期予測値と等価な応答値を発生させるような短期海 象を設計海象として提案すると共にシリーズ計算によ り設計海象の実用的設定法を提案した。しかし、設計海 象下において船体構造強度を検討するためには、予め応 力の応答関数を求めた上で波スペクトルを用いて短期 予測を実施するか、不規則波中のシミュレーションを実 施する必要があり設計上の観点からは未だ非現実的で ある。

そこで、第2報では、位相が明確で比較的取り扱いの容易な規則波を用いて、設計海象下で発生する不規則波中の応答値と等価な応答値を発生させる規則波を設計規則波として提案すると共に、設計規則波中において船体構造に加わる荷重を設計荷重として提案する。さらに、シリーズ計算により簡易算式を用いた設計規則波及び設計荷重の実用的設定法を提案する。最後に、提案した簡易算式により設定される設計荷重をホールドモデルに負荷して得られる応力と現在最も精度が高いと考えられる手法により得られる長期予測値とを比較することにより、簡易算式の妥当性を検証する。

# 2. 設計規則波の実用的設定法

設計海象は船舶が実際に遭遇する短期海象と直接的に対応付けることが可能である反面、強度評価に際しては船体に加わる種々の荷重成分間の位相を明確に定義できないという問題がある。そのため、短期予測あるいは長期予測レベルで荷重成分間の同時性を考慮するために相関係数法などを用いた実用的手法が提案されている。これらの手法は船舶の大きさや構造様式が類似の場合、あるいは疲労強度の検討のように積付状態、検討部位及び直応力の方向などが限定される場合には非常に有効な手法である。

一方、汎用的な設計荷重の提案という観点からは、より上流の船体運動レベルあるいは荷重レベルで船体構造強度と支配的な荷重成分を関連付けることにより、個船毎の荷重特性を強度評価に反映させる必要がある。

そこで、本論文では船舶が遭遇する短期海象や応力の 長期予測値と設計荷重を対応付けるという条件で、支配 的荷重成分に対する設計規則波をベースとした設計荷 重を提案することとする。設計規則波をベースとするこ とにより、厳密な荷重のバランスが必要とされる全船モ デルを用いた構造解析や応力成分の組合せが必要とさ れる等価応力による強度評価も比較的容易に実施する ことができる。提案する設計規則波は、第1報で提案し た設計海象下で発生する不規則波中の応答値と等価な 応答値を発生させる規則波とする。

ここで、設計海象はタンカーの主要構造部材に生じる 応力の長期予測値と等価な応答値を発生させる短期海 象であることから、設計規則波も同じく長期予測値と等 価な応答値を発生させるような規則波と位置付けられ る。ただし、設計海象とは異なり、設計規則波及び後述 する設計荷重はあくまでタンカーの主要構造部材に対 してそれらに生じる応力の長期予測値と等価な応答値 を発生させる治具のようなものであり、航行中船舶が実 際に受ける荷重とは異なることに注意する必要がある。

さらに、シリーズ計算により波との出会角、規則波の 波長及び波高などの設計規則波の設定に必要なパラメ ータの実用的設定法を提案する。シリーズ計算には第1 報の Table 4 に示す 27 隻のタンカーを用いた。以降の 簡易算式の作成にあたっても、すべて第1報の Table 4 に示すタンカーを用いている。

# 2.1 波との出会角

シリーズ計算により支配的荷重成分の応答関数が最大となる時の波との出会角を求めた結果を積付状態毎に Table 1 に示す。

Table 1 より、応答関数が最大となる時の波との出会角は、第 1 報の Table 5 に示した単位有義波高あたりの標準偏差が最大となる時の波との出会角とほぼ対応しており、船の長さにかかわらずほぼ一定であることから、以下の通り設計海象の場合と同じ波との出会角を用いることとする。なお、満載積付状態の場合、喫水線における波浪変動圧の応答関数が最大となる時の波との出会角は一部 120 度となっていおり、90 度に対して若干の相違が見られるが、その差は僅かであることから 90 度で代表させている。

以降、第1報で提案した設計海象と同様に支配的荷重成分に応じて設計規則波に L-180、L-0、R 及び P を付けて区別して用いることとする。

① 設計規則波 L-180:180度(向波)

② 設計規則波 L-0:0度(追波)

③ 設計規則波 R:90 度 (横波)

④ 設計規則波 P:90 度 (横波)

#### 2.2 規則波の波長

シリーズ計算により支配的荷重成分の応答関数が最大となる時の設計規則波の波長を求めた。その結果を用いて作成した設計規則波の波長の簡易算式を支配的荷 重成分毎に以下に示す。

# ① 設計規則波 L-180:

$$\lambda_{L-180} = 0.6 \left( 1 + \frac{d_i}{d_f} \right) L \tag{1}$$

② 設計規則波 L-0:

$$\lambda_{L=0} = 0.6 \left( 1 + \frac{2}{3} \frac{d_i}{d_f} \right) L \tag{2}$$

③ 設計規則波 R:

$$\lambda_R = \frac{g}{2\pi} T_R^2 \tag{3}$$

④ 設計規則波 P:

$$\lambda_P = \left(0.2 + 0.4 \frac{d_i}{d_f}\right) L \tag{4}$$

500

ここで、 $d_f$  は計画満載喫水(m)、 $d_i$  は積付状態に対応する中央部喫水(m)、L は船の長さ(m)、 $T_R$  はロールの固有周期(sec.)、g は重力加速度(m/sec. $^2$ )である。

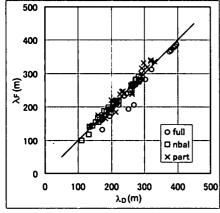
簡易算式により求めた波長(Ap)とストリップ法により

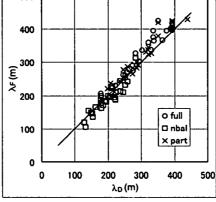
直接求めた波長(An)の比較を Fig.1 に示す。

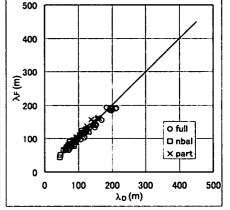
Fig.1 より、設計規則波の波長の簡易算式は十分な精度を有していると考える。

Table 1 Wave encountering angles when the response functions of the dominant wave-induced loads become the maximum

	ant wave- ed loads		M,			Roll			PwL	
NO.	Lpp	Full	Nbal	Part	Full	Nbai	Part	Full	Nbat	Part
1:.1	110	180	180	-	90	90	-	120	90	
2	130	180	180	~	90	90	-	90	60	-
3	143	150	180	-	90	90	-	120	90	-
4	145	180	150	180	90	90	90	90	90	90
5	160	0	180	180	90	90	90	120	90	90
. 6	165	180	150	180	90	90	90_	120	60	90
7	170	180	180	180	90	90	90	120	90	90
8.	172	180	180	180	90	90	90	120	90	120
9	180	180	180	-	90	90	-	90	90	-
10	194	0	180	180	90	90	90	120	90	90
11	200	180	180	180	90	90	90	90	90	90
12	210	180	150	180	90	90	90	90	90	90
13	215	180	180	180	90	90	90	90	90	30
14	220	180	150	180	90	90	90	90	90	90
15	220	180	180	180	90	90	90	90	90	90
16	230	180	180	180	90	90	90	90	90	90
17.7	230	180	180	180	90	90	90	90	90	90
18	235	180	180	180	90	90	90	90	90	90
19	235	180	180	180	90	90	90	120	90	90
20	260	180	150	180	90	90	90	120	90	90
21	305	180	180	180	90	90	90	90	90	90
22	310	180	180	180	90	90	90	90	90	90
23	315	180	180	180	90	90	90	90	90	90
24	318	0	180	180	90	90	90	90	90	90
25	320	180	180	180	90	90	90	90	90	90
26	320	180	180	180	90	90	90	90	90	90
27	323	180	180	180	90	90	90	90	90	90







(a) Vertical bending moment

(b) Roll motion

(c) Hydrodynamic pressure

Fig. 1 Comparison of the wave length of the design regular waves obtained by the direct load analyses and those obtained by simplified formulae

# 2.3 設計規則波の波高

#### 2.3.1 設計海象における最大波高と規則波の波高の関係

規則波中における単位波高あたりの応答関数のまとめ方と同様に、横軸に平均波周期、縦軸に単位有義波高あたりの不規則波応答の有義値(標準偏差)をとったものを仮に不規則波中の単位有義波高あたりの擬似応答関数と定義し RAO'と表すと、不規則波中の最大応答は、RAO'の最大値と第 1 報の「4. 設計海象の実用的設定法」に示す不規則波中の最大波高  $H_{max}$ の積で表される。一方、規則波中の最大応答は、規則波中の単位波高あたりの応答関数 RAO の最大値と規則波の波高 Hの積で表

される。設計規則波の波高 H は、不規則波中の最大応答 と等価な応答を生じさせる規則波高であるとすると、次 式が成り立つ。

$$RAO' \cdot H_{\text{max}} = RAO \cdot H \tag{5}$$

ここで、 $H=C_4H_{\text{max}}$ となるよう、 $C_4$ を以下の通り設定する。

$$C_4 = \frac{H}{H_{\text{max}}} = \frac{RAO'}{RAO} \tag{6}$$

すなわち、C<sub>4</sub>は Fig.2 に示す通り、不規則波中の擬似 応答関数と規則波中の応答関数の比として表される。

また、C4は不規則波中の応答値を規則波中の応答関数

の形状及び不規則波のスペクトル形状を考慮して、規則 波中の応答値に修正する係数と言える。

シリーズ計算により支配的荷重成分に対する  $C_4$  を求めた結果を Fig.3 に示す。同一の荷重成分に対しては応答関数の形状及び不規則波のスペクトル形状は類似であるから、Fig.3 に示すように  $C_4$  の値は積付状態にかかわらず、また、船の長さにもかかわらずほぼ一定の値となることが分かる。図中の実線は各応答の  $C_4$  の平均値を表しており、その値は支配的荷重成分に応じて以下の通りである。

 $C_4(L-180 \& L-0): 0.65, C_4(R): 0.42, C_4(P): 0.70$ 

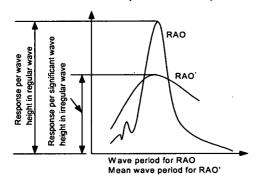
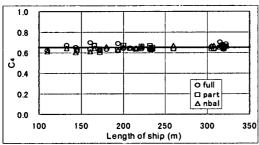
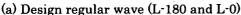
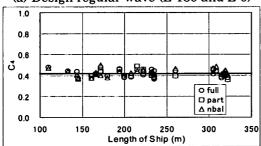


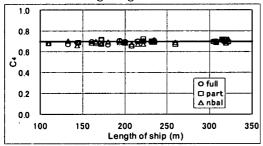
Fig.2 Relation between RAO' and RAO







(b) Design regular wave (R)



(c) Design regular wave (P)

Fig.3 Coefficient C<sub>4</sub> corresponding to design regular wave determined by each dominant load

# 2.3.2 3次元影響と大波高時の波高による非線形性影響

船舶が受ける荷重を直接的に推定する場合には、通常ストリップ法が広く用いられている。しかし、ストリップ法は基本的には微小振幅理論を用いた2次元理論であり喫水線上の船体形状の影響や前後するストリップに加わる荷重の相互影響を考慮できないことから、より精度の高い荷重を推定するためには3次元影響を考慮する必要がある。また、過酷な海象に遭遇した場合に船舶が受ける荷重を精度良く推定する場合には大波高時の波高による非線形影響が無視できないと考えられる。

そこで、本論文では実用性の観点から、直接荷重解析にはストリップ法を、短期予測には線形重ね合せ法を用いて多くのシリーズ計算を実施し、線形の範囲において汎用的な傾向を把握した後に、3次元影響や大波高時の波高による非線形影響を考慮した修正係数  $C_6$ を用いて荒天時に船舶が受けるであろう荷重を推定することとした。修正係数  $C_6$ としては水槽実験  $^{5}$ やランキンソース法を用いた理論解析  $^{6}$ などの結果を参照して以下の値を提案している。

 $C_5(L-180 \& L-0): 0.9, C_5(R): 0.8, C_5(P): 0.7$ 

参考として、VLCC サイズの肥大船を用いた大波高時の水槽実験結果の例を Fig.4 に示す。同図は、ロールに対する規則波中の計測結果を短期予測した結果 ( $\chi$ =90度) である。図中の"H=6m", "H=10m","H=12m"は実船換算で波高 6m、10m、12m における実験結果を示し、"Strip"はストリップ法により計算されたロールの短期予測結果を示している。図より、波高 6m の実験結果はストリップ法による結果と同程度であるが、波高が6m から 12m と大きくなるにつれ、実験による短期予測のピーク値が小さくなる非線形現象が確認できる。

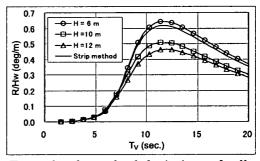


Fig. 4 Example of standard deviations of roll motion in large waves obtained by the experiments and that obtained by numerical calculation

# 2.3.3 設計規則波の波高の実用的設定法

前 2.3.1 及び前 2.3.2 の知見に基づき、設計海象下で 発生する不規則波中の応答値と等価な応答値を発生さ せる規則波の波高の簡易算式を以下の通り提案する。

$$H_i = C_4 \cdot C_5 \cdot H_{\text{max } i} \quad \text{(m)} \tag{7}$$

ここで、 $C_4$ は、不規則波中の最大波高を等価な応答値を生じさせる規則波高へ修正する係数で前 2.3.1 による。 $C_5$ は、3次元影響及び非線形影響の修正係数で前 2.3.2による。 $H_{\max j}$ は、設計海象条件毎に定まる最大波高(m)で第 1 報の「4. 設計海象の実用的設定法」による。

#### 2.3.4 設計規則波の波高と超過確率の関係

本論文で提案した設計規則波の波高と超過確率の関係を模式化して Fig.5 に示す。ここで、図中の①は線形理論で求まる超過確率  $10^8$ レベルの長期予測値を与える規則波高に対応する最大荷重で、②は実現象に近づけるために修正係数  $C_6$ を乗じた規則波高に対応する最大荷重である。また、線形疲労被害則を用いて疲労強度の検討を行う場合には、比較的大きな超過確率に対応する荷重が支配的となることから、③に示す荷重が疲労強度に対する実質的な設計荷重となる。

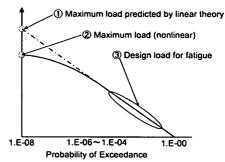


Fig. 5 Design load and probability level

#### 2.4 設計規則波の実用的設定法の提案

本章での提案を、簡易算式による設計規則波の実用的 設定法として Table 2 にまとめて示す。

Table 2 Design regular waves

Design	Wave Encountering angle $[\chi_i]$ (deg.)	Wave length $[\lambda_j]$ (m)	Regular wave height $[H_i]$ (m)			
condition				$C_4$	C <sub>5</sub>	
L-180	180 (head sea)	$\lambda_{L=180} = 0.6 \left( 1 + \frac{d_{i}}{d_{i}} \right) L$	$H_{j} = C_{4} \cdot C_{5} \cdot H_{\max j}$	0.65	0.9	
L·0	0 (Following sea)	$\lambda_{L=0} = 0.6 \left( 1 + \frac{2}{3} \frac{d_{i}}{d_{i}} \right) L$	$C_4$ : Correction coefficient for regular wave height $C_5$ : Correction coefficient for 3D and nonlinear effects	0.63	0.9	
R	90 (Beam sea)	$\lambda_R = \frac{g}{2\pi} T_R^2$		0.42	0.8	
P	90 (Beam sea)	$\lambda_P = \left(0.2 + 0.4 \frac{d_i}{d_i}\right) L$		0.70	0.7	

#### Notes:

 $d_f$ : Design moulded draft of ship, in meter

d, : Draft amidships for the relevant load condition, in meter

H; Wave height of design regular wave corresponding to each design sea state, in meter

 $H_{maxy}$ : Maximum wave height corresponding to each design sea state, in meter

L: Scantling length of ship, in meter

 $\lambda_j$ : Wave length of design regular wave corresponding to each design sea state, in meter

 $T_R$ : Natural period of roll motion, in second

# 3. 設計荷重の実用的設定法

#### 3.1 設計荷重の概要

前 2.で示した設計規則波に対してストリップ法によるシリーズ計算を実施し、設計規則波下で船体に加わる各種荷重を求めることにより、簡易算式を用いた設計荷重の実用的設定法を提案する。本論文で提案する設計荷重は以下の荷重である。

- ① 船体運動 (ピッチ、ロール)
- ② 船体重心加速度(上下方向、左右方向)
- ③ タンク重心加速度(上下方向、左右方向)
- ④ 波浪変動圧
- ⑤ ハルガーダモーメント

#### ⑥ ハルガーダ応力の重ね合せ比率

船体運動、加速度、波浪変動圧などの簡易算式は、式(8)に示す通り、支配的荷重成分(縦曲げモーメント、ロール、喫水線における波浪変動圧)の応答が最大となる時点における各荷重成分の単位波高あたりの応答値(RAO)の簡易算式と、対応する設計規則波の波高(H)の簡易算式で構成されており、両者を乗じることにより荷重成分に対応した設計荷重を求めることができる。ここで、各荷重成分に乗じる設計規則波の波高(H)は、縦曲げモーメントとピッチ、ロールと左右方向加速度、喫水線の波浪変動圧とヒーブによる上下方向加速度の応答特性が類似であることを利用し、それぞれ対応する支

配的荷重成分に対し求められた波高を使用する。設計荷 重の簡易算式は付録として末尾に添付しているので参 照されたい。

# 設計荷重 = 簡易算式 $(RAO_i)$ ×簡易算式 $(H_i)$ (8)

なお、簡易算式による設計荷重の設定のほか、別途提 案した設計海象や設計規則波条件下における直接荷重 解析により個船毎に設計荷重を設定することも可能で ある。

以降、船体運動、加速度、波浪変動圧などの代表的な荷重に対し、簡易算式による値とストリップ法による値を比較した結果を例示する。なお、長期予測値との比較に際しては、長期予測において 3 次元影響及び大波高時の非線形影響の考慮ができないため、簡易算式においても Table 2 に示す修正係数  $C_5$  を考慮していない。

# 3.2 船体運動・加速度

船体運動及び加速度の比較例として、満載積付状態におけるピッチ、ロール及びヒーブによる船体重心における上下方向加速度について簡易算式による値(Pitch\_F、Roll\_F、Az\_F)とストリップ法による値(Pitch\_D、Roll\_D、Az\_D)を比較した結果をFig.6に示す。ここで、図(a)は、式(8)中の簡易算式(RAO)、すなわち応答関数レベルで、また、図(b)は、式(8)の設計荷重、すなわち長期予測値レベルで両者を比較した結果である。図中の"V100"、"V75"、"V50"は、それぞれ航海速力の100%、75%、50%における船速に対する比較結果を示す。Fig.6 より、船体運動及び船体重心加速度の簡易算式は若干のばらつきはあるものの応答関数レベル、長期予測値レベル共に実用上十分な精度を有していると考える。

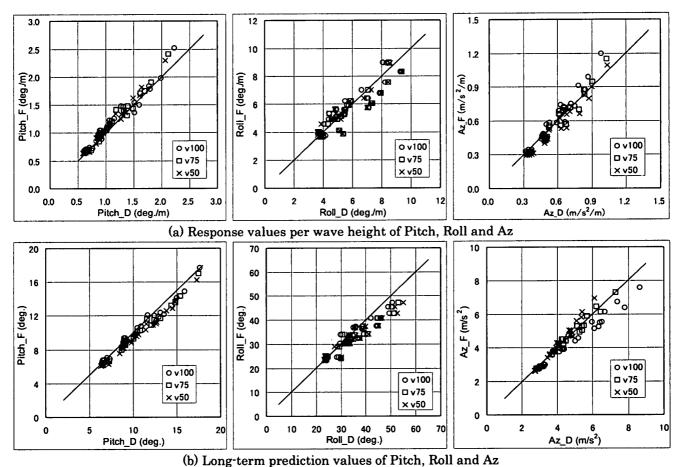


Fig. 6 Comparison of the pitch and roll motions and acceleration at the center of gravity due to heave motion obtained by the direct load analyses and those obtained by simplified formulae

#### 3.3 波浪変動圧

波浪変動圧の比較例として、VLCCの満載積付状態を例に船長方向の各横断面(Square Station 2~Square Station 8)における波浪変動圧分布について簡易算式による値とストリップ法による値を比較した結果を Fig.7 に示す。図中、各断面の左側が波上側を、右側が波下側を示す。

Fig.7 より、設計規則波 P に対応する波浪変動圧(P)

は波上側の喫水線位置から同じ舷側のビルジ部にかけて、設計規則波 R に対応する波浪変動圧 $(P_R)$ はビルジ部下端で、また、設計規則波 L-180 及び L-0 に対応する波浪変動圧 $(P_L)$ は船底中央部で長期予測値(Long-term prediction)とほぼ同じ値となる。すなわち、簡易算式による波浪変動圧  $P_P$ 、 $P_R$ 、 $P_L$ の最大値は、波浪変動圧の長期予測値とほぼ等価な値を与えることが分かる。

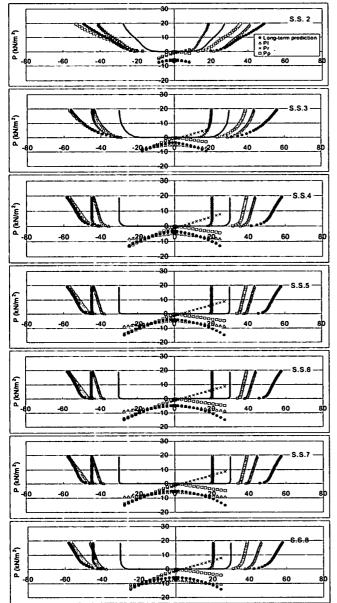


Fig.7 Comparison of the pressure distributions obtained by long-term prediction and those obtained by simplified formulae in full load condition

# 4. 構造解析による設計荷重の検証

# 4.1 構造解析による設計荷重の検証手法

第1報の「2.1 応力の短期予測値の算出」で用いたダブルハル VLCC を試供船として、提案した簡易算式による応力と現在最も精度が高いと考えられる手法により得られる応力の長期予測値とを比較することにより、簡易算式の精度を検証する。

ここで、簡易算式による応力とは、簡易算式で求まる 彼の山と谷(または、波上側 down と up)に対応する 設計荷重の荷重差を Fig. 8に示すホールドモデルに負荷 して得られる単位波高あたりの応力に、簡易算式で求ま る設計規則波毎の設計波高を乗じた応力をいう。また、 応力の長期予測値とは、ストリップ法により得られる荷重を第1報のFig.1に示す全船モデルに負荷して得られる応力の時刻歴の最大値と最小値の差を応力の応答関数として直接求めた長期予測値をいう。単位波高あたりの応力を求める際に使用した計算波高は両者とも5mとし、長期予測の計算に際しては ISSC-1964 の波スペクトル(方向性分布: cos²0)及び第1報の Table 2 に示す IACS の波浪データ(北大西洋、通年)を使用し、超過確率 10°8 に対応する値を用いた。

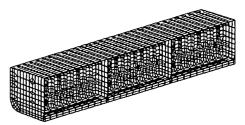


Fig. 8 Hold FE model of a VLCC used in structural analysis under design loads determined by the simplified formulae

比較対象部材は Fig.9 に示す船体中央部 (No.3 C.O.T) の主要構造部材とした。図中、"A-①~⑥"は桁部材あるいはブラケットの面材,"T-①~⑤"は桁部材のウェブ、"Y-①~④"は縦通隔壁、内底板及びビルジホッパ斜板並びにクロスタイを構成する板部材を示す。また、比較検討を行う応力成分は、軸応力、せん断応力及び船幅または船の深さ方向の直応力とし、それぞれ"A"、"T" 及び"Y"の記号を付して区別している。

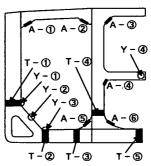


Fig.9 Locations of primary structural members used in the comparative study

# 4.2 構造解析による設計荷重の検証結果

満載積付状態に対して、設計規則波(L-180、L-0、R、P)毎に求められた簡易算式による応力の、長期予測値に対する比率をまとめて Fig.10 に示す。さらに、設計規則波毎に求められた簡易算式による応力の内、最も大きな応力値(Simplified method)と長期予測値(Longterm prediction)を比較して Fig.11 に示す。

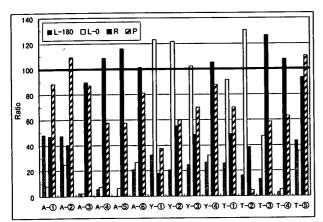


Fig.10 Comparisons of the ratios of stresses obtained by long-term prediction and those obtained by the simplified method (Full load condition)

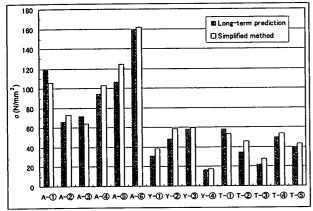


Fig.11 Comparisons of the stresses obtained by long term prediction and those obtained by the simplifed method (Full load condition)

Fig.10 及び Fig.11 より、設計規則波(L-180、L-0、R、P)毎に求められた簡易算式による応力の内いずれか最大の値は、長期予測値を概ね良く再現していると考える。なお、一部"Y-①、②"及び"T-②、③"においては長期予測値に対して  $20\%\sim30\%$ 過大評価している箇所もあるが、これらの箇所の応力は Fig.11 にも示す通り最大でも  $50N/mm^2$ 程度と比較的小さな値であり、その差も最大で約  $10N/mm^2$ 程度であることから強度評価に与える影響は小さいと考える。

ここで、Fig.10 及び Fig.11 において長期予測値に対して誤差が生じている原因は、設計荷重の推定精度によるほか、設計規則波をベースとした設計荷重の設定法によるものと考えられる。すなわち、設計規則波をベースとして設計荷重を設定する場合には、支配的荷重成分以外の荷重成分に対しても支配的荷重成分の応答関数の形状及び不規則波のスペクトル形状を当て嵌めることにより不規則波中の応答を推定することとなるため、支配的荷重成分以外の荷重成分が構造応答に対し有意な値となる場合、そしてその応答が支配的荷重の応答と異なる場合には、それらの差が不規則波中の応答に対する

誤差として現れるためと考えられる。

なお、Fig.10 は波浪中の応力のみを比較した例であるが、同図に静水中の応力を加えて比較すると、その誤差は約10%程度に減少する。

さらに、Fig.10 より、満載積付状態に対しては、設計規則波毎に求められた簡易算式による応力の内、検討対象部材に対して最大の応力を生じさせている設計規則波はL-0、R、Pであることが分かる。

これらの設計規則波と検討対象部材を対応付けると、 縦通隔壁付きの桁部材やクロスタイなど("A-③~⑥"、 "Y-④"及び"T-③、④")のように貨物の左右方向の慣 性力が構造強度に対し支配的と考えられる箇所に対し ては設計規則波 R が、デッキトランス("A-①、②") のように間接的ではあるが二重船側部からのモーメントの伝達により波浪変動圧の影響を受ける箇所や船体 中心線上のフロア("T-⑤")のように貨物の上下方向 の慣性力が構造強度に対し支配的と考えられる箇所に 対しては設計規則波 Pが、また、ビルジホッパタンク内 やその近傍の部材("Y-①~③"及び"T-①、②")のよ うに船の全幅にわたる上下方向の内外荷重差が構造強 度に対し支配的と考えられる箇所に対しては設計規則 波 L-0 が支配的な設計規則波となっている。

なお、Fig.10 においては設計規則波 L-180 が支配的な箇所はないが、これは本条件では内外圧が相殺されることにより設計規則波 L-0 の方が上下方向の内外荷重差が大きくなるためである。ただし、高比重貨物を積載するタンクや上下方向加速度が大きい船首尾部のタンクの構造強度を検討する場合には波浪変動圧に比べ貨物の慣性力の方が大きくなるため設計規則波 L-180 が支配的となる場合がある。さらに、部分積付状態やバラスト状態のように、船側寄りの貨物タンクが空倉となる場合には内外圧の相殺が期待できないため、二重船側部やビルジホッパタンク近傍において設計規則波 P が設計規則波 L-0 に比べ厳しくなるなど、その傾向は積付状態により変り得ることに注意する必要がある。

#### 5. 結 言

第2報では、第1報で提案した設計海象下で発生する 不規則波中の応答値と等価な応答値を発生させる規則 波を設計規則波として提案すると共に設計規則波中に おいて船体構造に加わる荷重を設計荷重として提案し た。さらに、シリーズ計算により簡易算式を用いた設計 規則波及び設計荷重の実用的設定法を提案した。本論文 での提案及び提案の過程で得られた知見は以下の通り である。

- (1) 設計海象における最大波高を、設計海象下で発生する不規則波中の応答値と等価な応答値を発生させる 設計規則波の波高に変換する手法を提案した。
- (2) 設計規則波の波高に対して 3 次元影響と大波高時の 波高による非線形影響を考慮するための修正法を提 案した。
- (3) シリーズ計算により、支配的荷重成分の応答関数を 用いることなく設計規則波の設定に必要な波との出 会角、波長及び波高を精度良く推定できる簡易算式 を提案した。
- (4) シリーズ計算により、設計規則波中において船体に 生じる船体運動、加速度及び波浪変動圧などの設計 荷重を精度良く推定できる簡易算式を提案した。
- (5) 提案した設計荷重の簡易算式は、3 次元影響と大波 高時の波高による非線形影響を考慮しない場合、対 応する荷重の長期予測値とほぼ等価な値を与えるこ とを確認した。
- (6) さらに、同条件下で設計荷重を用いた構造解析により得られる応力は、応力の長期予測値とほぼ等価な値となることを確認した。

以上、本論文では、主に就航期間中に生じる最大荷重が問題となる降伏、座屈強度の観点からタンカーの主要構造部材に対する設計規則波及び設計荷重の実用的設定法を提案した。提案した設定法を用いることにより、応力の応答関数を求めるための膨大な構造解析やストリップ法等の直接荷重解析を実施することなく、それらを実施して得られる応力の長期予測値と等価な応力を与える設計荷重を簡便に設定することが可能となる。

また、本論文で提案した設計規則波及び設計荷重などの荷重条件は、Fig.5 に示す通り超過確率と関連付けることが可能であり、これらの荷重条件下で求められる応力に、支配的荷重成分の Weibull 形状母数を当て嵌める、あるいは、予め航路に応じた Weibull 形状母数を設定するなどの方法を用いて応力の頻度分布を推定することにより、疲労強度の実用的評価に結びつけることも可能である。

今後は第 1 報で報告した設計海象の推定精度の向上に向け、また、本論文で提案した設計海象に対応する設計規則波及び設計荷重の推定精度の向上に向け、引き続き船体モニタリング装置を用いた実船計測、大波高中の水槽実験、CFD による波浪荷重の理論解析法の開発などの研究に積極的に取り組んで行く予定である。さらに、これらの研究と並行して実施している降伏、座屈、最終強度及び疲労強度などの強度評価に関する研究 70 80 や就航後の腐食衰耗量の推定に関する研究 90 などを結び付けることにより、就航船の損傷実績を合理的に説明すると

共に就航後の船舶の状態を合理的に評価、予測できる実用的な強度評価基準を提案して行きたいと考えている。

本研究を進めるに当たり、大阪大学 冨田康光教授、金沢工業大学 深沢塔一教授及び防衛大学校 河辺寛教授 (現、海上技術安全研究所) には貴重なご助言を頂きました。また、 (財)日本海事協会 船体専門委員会においては委員長の東京大学 大坪英臣教授をはじめ、参加会社の皆様からも大変有益なご意見を頂きました。この場を借りて深くお礼申し上げます。さらに、本研究の遂行に助力頂いた (財)日本海事協会の関係各位に感謝の意を表します。

# 参考文献

- 1) 土岐直二: 設計海象の設定法に関する研究(その2)、 西部造船会々報、第93号、121-133、1997
- 2) 河辺寛、日比茂幸、田中洋志、柴崎公太、笹島洋: 波浪荷重の長期分布と遭遇海象との関係(第1報 波 浪荷重の最大値と想定海象、日本造船学会論文集、 第186号、319-339、1999
- 3) 日本海事協会:船体構造強度評価のための技術指針、 1999
- 4) 白木原浩、佐藤宏一、橋本州史、末岡英利: ダブル ハル VLCC の横部材の強度評価法に関する研究(続 報)、西部造船会々報、第 101 号、145-153、2001
- 5) Zhu T. et al : Consideration of Wave-Induced Loads for Direct Strength Calculation under Extreme Waves, to appear in OMAE 2002
- 6) 三宅竜二、朱庭耀、影本浩: ランキンソース法による一般商船における波浪荷重推定について、日本造船学会論文集、第190号、107-119、2001
- Harada M.: Practical Evaluation of Buckling Strength of Ship Plating, ClassNK Technical Bulletin Vol.19, 49-57, 2001
- 8) 山本規雄、松岡一祥:平均応力影響を考慮した疲労 強度評価法、日本造船学会論文集、第 190 号、499-505、2001
- Yamamoto N. and Ikegami K.: A Study on the Degradation of Coating and Corrosion of Ship's Hull Based on the Probabilistic Approach, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering Vol.120, 121-128, 1998

付録:設計荷重の簡易算式

# A. 船体運動

ピッチとロールの固有周期及び傾斜角の簡易算式を Table A1 に示す。

Table A1 Ship motions

	Natural period (sec.)	Angle (rad.)
Pitch	$T_P = \sqrt{\frac{2\pi\lambda_{L-180}}{g}}$	$\theta = \frac{3(V+5)^{0.2}}{L^{1.2}\sqrt{C_b}}H_{L-180}$ $H_{L-180} : \text{Regular wave height corresponding to the design condition L-180, in meter}$
Roll	$T_R = C \frac{2K_{XX}}{\sqrt{GM}}$ $C = 1.15$	$\phi = \frac{4}{T_R \sqrt{B}} H_R$ $H_R : \text{Regular wave height corresponding to the design condition R, in meter}$

# B. 船体重心加速度

ピッチ、ロール及びヒーブによる船体重心加速度、a<sub>pitch</sub>、a<sub>roll</sub>及び a<sub>heave</sub>の簡易算式を Table A2 に示す。

Table A2 Accelerations at the center of gravity of ship

2431011111111111111111111111111111111111	as one contact of gravity of this
Acceleration of the center of gravity of ship due to pitch motion	$a_{pitch} = \theta \left(\frac{2\pi}{T_P}\right)^2  (rad/s^2)$
Acceleration of the center of gravity of ship due to roll motion	$a_{roll} = \phi \left(\frac{2\pi}{T_R}\right)^2  (rad/s^2)$
Acceleration of the center of gravity of ship due to heave motion	$a_{heave} = 3 \frac{g(V+5)^{0.2}}{(B \cdot L)^{0.6} \sqrt{C_b}} H_p  (m/s^2)$ $H_p: \text{Regular wave height corresponding to the design condition, in meter}$ $B: \text{Greatest moulded breadth of ship, in meter}$ $V: \text{Design speed, in knots}$

# C. タンク重心加速度

タンク重心における上下方向加速度及び左右方向加速度 a<sub>v</sub>、a<sub>t</sub>の簡易算式を設計条件毎に Table A3 に示す。

Table A3 Accelerations at center of gravity of tank

	Table Ab Accelerations a	it center of gravity of tank	
Design condition	Acceleration of the center of gravity of tank (m/s²) (Wave crest in head sea and weather side down in beam sea)	Acceleration of the center of gravity of tank (m/s²) (Wave trough in head sea and weather side up in beam sea)	Remarks
	$a_r = 0$	-a,	-
L-180	$a_v = (d_i / d_f) a_{heave} +  x_i - x_R  a_{plich}$	-a <sub>v</sub>	positive upward
	$a_i = 0$	-а,	-
L-0	$a_v = 0$	$-a_v$	_
	$a_i = g\phi$	−a,	positive lee side
R	$a_v = (\sqrt{L}/40)a_{heav} + v_i a_{mil}$	-a <sub>v</sub>	positive upward
	$a_{\iota} = 0.5g\phi$	-a,	positive lee side
Р	$a_{v} = a_{heave} + 0.5 y_{i} a_{roll}$	-a,	positive upward

#### Notes

- $x_g$ : Longitudinal distance from A.P. to the rotation center of pitch motion (= 0.45L), in meter
- $x_i$ : Longitudinal distance from A.P. to the considered center of gravity of tank, in meter
- y; Transverse horizontal distance from the centerline of the hull to the considered center of gravity of tank, in meter; positive when the considered center of gravity of the tank is on the weather side and negative when the considered center of gravity of the tank is on the lee side

# タンカーの主要構造部材に対する設計荷重の実用的設定法に関する研究(第2報)

#### D. 波浪変動圧

波浪変動圧の簡易算式を設計条件毎に Table A4 に示す。

Table A4 Hydrodynamic pressures

	1able A4 Hydrodynar	inc pressures	
Design condition	Hydrodynamic pressure (kN/m²)	$C_7$	Hydrodynamic pressure distribution at midship section
L-180	$P_L = \pm 2.3C_1 \left(\frac{z}{d} + \frac{ 2.1 }{B} + 1\right) H_L$ $C_7$ : Distribution coefficient in the longitudinal direction of the Ship $d_i$ : Draft amidships for the relevant loading conditions (m) $x$ : Longitudinal distance from the midship section to the considered cross section (m) $y$ : Transverse horizontal distance from the centerline of the ship to the considered point in the considered section (m) $y$ : Transverse horizontal distance from the centerline of the ship to the considered point in the considered section (m)	$C_{h} = 1 + \frac{6}{C_{h}} \left( 3 - \frac{ 4y }{B} \right) \left( \frac{x}{L} \right)^{h}$ for forward part of ship $C_{h} = 1 + \frac{12}{C_{h}} \left( 1 - \sqrt{\frac{ 2y }{B}} \right) \left( \frac{x}{L} \right)^{h}$ for aft part of ship	6.9 H 6.9 H
L·0	Vertical distance from the bottom of the ship to the considered point in midship section (m), max.{z}=d, H <sub>L</sub> : Regular wave height corresponding to the design condition L·180 or L·0	C <sub>7</sub> = 1.0	(In case as the wave crest)
R	$P_R = \pm 10 \left( y \sin \phi + 0.1 \left( \frac{ 2.y }{B} + 1 \right) H_R \right)$ y: Transverse horizontal distance from the centerline of the ship the considered section (m), weather side is taken as positive	Weather side Loo side	
P	$P_{PW} = \pm 3 \left( 2 \frac{z}{d_i} + 3 \frac{ 2y }{B} \right) H_P$ for weather side $P_{PL} = \frac{P_{PW}}{3}$ for lee side y: Transverse horizontal distance from the centerline of the ship the considered section (m) z: Vertical distance from the bottom of the ship to the considered section (m), max.{z} = d_i		Weather side Leo side  15H  15H  (In case of weather side downward)

# E. 液体貨物及びパラストの変動圧力

タンク重心加速度による液体貨物及びバラストの変動圧力の簡易算式を設計条件毎に Table A5 に示す。

Table A5 Internal dynamic pressures due to accelerations

Design condition	Internal dynamic pressure (kN/m²)				
	Liquid cargo	Ballast	Remarks		
L-180	$P_{C} = \rho_{C} a_{v} z_{C}$	$P_{\scriptscriptstyle B} = \rho_{\scriptscriptstyle B} a_{\scriptscriptstyle \gamma} z_{\scriptscriptstyle B}$	+: positive pressure		
L-0	$P_{c'}=0$	$P_B = 0$	-: negative pressure		
R	$P_C = \rho_C (a_1 z_C + a_1 v_C)$	D ( )	+: positive pressure		
P	$P_C = \rho_C(a, z_C + a, y_C)$	$P_B = \rho_B (a, z_B + a, y_B)$	-: negative pressure		

#### Notes

- yc: Transverse horizontal distance from the center of the tank to the considered point, in meter. The distance is taken as positive if the considered point is located at the weather side from the transverse center of the tank, or as negative if the considered point is located at the lee side from the transverse center of the tank
- $\mathbf{z}_{\mathcal{C}}$ : Vertical distance from the top of the tank to the considered point, in meter
- y<sub>B</sub>: Transverse distance from the considered point to the top of tank located at the most lee-side when the weather side is downward, or at the most weather side when the weather side is upward, in meter. The distance is taken as positive if the considered point located at the weather side or as negative if the considered point located at the lee side from the top of tank at the most lee side, when the weather side is downward. The distance is taken as positive if the considered point located at the weather side or as negative if the considered point located at the lee side from the top of tank at the most weather side, when the weather side is upward.
- $z_{\theta}$ . Vertical distance measured from the middle point of the overflow pipe on the top of tank to considered point, in meter

#### F. ハルガーダモーメント

# (a) 波浪中縦曲げモーメント

波浪中のホギングモーメント  $M_{wv}$ (+)及びサギングモーメント  $M_{wv}$ (-)の簡易算式を以下に示す(鋼船規則 C 編、日本海事協会、2000)。

$$M_{WV}(+) = +0.19C_1C_6L^2BC_h$$
 (kN-m)  
 $M_{WV}(-) = -0.11C_1C_6L^2B(C_h + 0.7)$  (kN-m)

ここで、

 $C_1$ : 波浪中縦曲げモーメントに対する波高係数で、第1報の(7)式による。

 $\mathbf{C}_{6}$ :波浪中縦曲げモーメントの船長方向分布で、考慮する横断面の位置に応じて次式を直線補完して求める。

$$C_6 = \begin{cases} 0 & \text{at } A.P. \\ 1.0 & \text{at } 0.40L \sim 0.65L \\ 0 & \text{at } F.P. \end{cases}$$

# (b) 水平曲げモーメント

水平曲げモーメントの簡易算式を以下に示す。

$$M_{WH} = 0.32C_1C_8L^2d_i\sqrt{\frac{L-35}{L}}$$
 (kN-m)

ここで、

 $C_8$ : 水平曲げモーメントの船長方向分布で、考慮する横断面の位置に応じて次式を直線補完して求める。

$$C_8 = \begin{cases} 0 & at \ A.P. \\ 1.0 & at \ 0.35L \sim 0.65L \\ 0 & at \ F.P. \end{cases}$$

#### G. ハルガーダ応力の重ね合せ

縦通部材に対しては構造解析により得られた船長方向の応力に次の式で求まるハルガーダ応力 $\sigma_G$ を重ね合せる。

$$\sigma_G = C_9 \cdot \left( \sigma_S + C_{10} \cdot \sigma_{WV} + C_{11} \cdot \sigma_{WU} \right) \quad (\text{N/mm}^2)$$

ここで

C。: 腐食後の応力上昇を考慮した修正係数で、1.1 とする。

 $C_{10}$ : 波浪中縦曲げ応力  $\sigma_{WV}$  の重ね合せ比率で、Table A6 による。

 $\mathbf{C}_{11}$ : 水平曲げ応力  $\sigma_{\mathit{WH}}$  の重ね合せ比率で、 $\mathbf{T}$ able A6 による。

σ<sub>S</sub>: 各積付状態に対応する静水中縦曲げ応力。

Table A6 Superimposition ratio of wave-induced hull girder stresses

Design condition		$C_{10}$		$C_{11}$		
T 100	Wave crest	1.0	Hog.	_		
L-180	Wave trough	1.0	Sag.	_		
	Wave crest	1.0	Hog.	_	-	
L-0	Wave trough	1.0	Sag.			
_	Weather side is downward		_	$1.2 - \frac{d_i}{d_f}$	Weather side (compression)	
R	Weather side is upward	]			Weather side (tension)	
	Weather side is downward	$\frac{d_i}{d_i} = 0.4$	Sag.			
P	Weather side is upward	$d_f$	Hog.			