(昭和 48 年 11 月日本造船学会秋季講演会において講演)

幅 広 船 の 構 造 強 度 に 関 す る 研 究

正員 佐 藤 茂*	正員 中 村 一 郎*
正員 蔵 田 登**	正員 片 埜 泰 治*
正員 塩 野 純 作**	正員 服 部 陽 一*
正員 白 神 弘 尚***	正員 関 浜 昌 弘*
正員 井 上 清*	

On the Structural Study of a Wide-beam Tanker

by Shigeru Sato, <i>Member</i>	Ichiro Nakamura, <i>Member</i>
Noboru Kurata, <i>Member</i>	Taiji Kataza, <i>Member</i>
Junsaku Shiono, <i>Member</i>	Yoichi Hattori, <i>Member</i>
Hiroataka Shirakami, <i>Member</i>	Masahiro Sekihama, <i>Member</i>
Kiyoshi Inoue, <i>Member</i>	

Summary

In this report authors carried out structural study on a wide-beam tanker with DW 400,000 T. L/B ratio of this vessel is five, whereas that of conventional tankers is about six.

Main items of the study are as followings: —

(1) Selection of structural system

Comparative study for probable three structural systems are carried out from strengthwise and constructionwise view-points. Finally, structural system with center line bulkhead is selected.

(2) Longitudinal strength

Wave bending moment and shearing force on this type of vessel are relatively smaller than those on conventional tankers.

(3) Transverse strength

Transverse strength for structure selected under (1) is checked by using 3-D frame analysis method.

(4) Shear strength of hull girder in way of engine room

At the fore end of engine room center line bulkhead terminates and in view of such structural discontinuity shear strength is checked by replacing the structure with a beam element model. As a result it proved that the shear strength of this part is enough.

(5) Reaction force from supporting blocks imposed to hull during construction

In view of fairly big canti-lever type stern construction, reaction force from supporting blocks are feared to become a big amount and calculation of this reaction force is carried out. In result the force is found to be below allowable limit but to secure sufficient allowance, development of suitable method to support the weight of stern construction is desired.

Through these studies authors reached the conclusion that the main problems pertaining to the

* 日立造船船舶事業本部

** 日立造船堺工場

*** 日立造船有明工場

structural design of this type of vessel have almost been solved and construction of this vessel is possible.

1 緒 言

文献 1) で述べたように 40 万 DWT ($d=72'$, $V=15$ kt) を対象とし

$$L \times B \times D \times d \times C_b = 350^m \times 70^m \times 28.1^m \times 22.15^m \times 0.83$$

という主寸法をもつ船型について構造設計を行った。この船型を船殻構造設計の見地から見ると次の点で従来型と大きく異っている。

- (1) B が L および D に比して極端に大きく、かつ C_b が大きい。($L/B=5.0$, $B/D=2.49$, $C_b=0.83$)
- (2) 保針性の面から極端に舵面積を大きくしている。($A/Ld=1/42.1$)
- (3) 極端な V 型船尾 (pinched stern) となっており、かつ船尾カンチレバー部が大きい。
- (4) 肩落ち型 C_p 曲線を有する船型で放物線型の船首となっている。

このような特色ある船型に対する船殻構造上の問題点は多いが、著者らはまず従来の経験および実際の試設計を通して問題点を摘出し、これらを

- A: 構造方式や他分野の設計に影響を及ぼすもの
- B: 重量面の影響が大きく、早期検討を要するもの
- C: B 項以外の細部にわたる諸検討項目

に分類し、A, B, C の順に逐次検討を行った。その結果 40 万重量トン型幅広船といえども設計的な問題は解決でき、建造可能であるという結論を得たので、以下に主として A および B 項目に属する問題についてその内容を述べる。

Fig.2-1 Tank arrangement

2 貨物油タンク部の構造強度

2.1 構造方式の選定

本船のように幅広で扁平な船型の場合、横強度および剪断強度上何列の縦通隔壁を配置するか、すなわち、従来船型と同様2列でよいかそれとも3列必要かということが重要な問題になる。そのためそれぞれ2列、3列のタンク配置に適した構造方式の概略中央切断図を作成し、各方面から総合的な比較検討を行い、本船に採用すべき構造方式を選定する。

なお以下では簡単のため、2列および3列縦通隔壁を2Lおよび3L、また1中央タンクスペース当りの支側タンクの数をも1Wあるいは2Wというように表示する。

IMCOのタンク容量に関する制限を満足するように計画された3Lおよび2Lのタンク配置をFig.2-1に、これらのタンク配置に対して本検討で採用した3種類の構造方式の横桁リングの概略図をFig. 2-2に示す。これらの構造方式を採用した理由は次の通りである。

(i) 構造方式① 著者らの調査では、ABS船級の場合1 stringer方式と2 strut方式を比較すると、

Fig.2-2(a) Trans. ring (Structural system ①)

Fig.2-2(b) Trans. ring (Structural system ②)

Fig.2-2(c) Trans. ring (Structural system ③)

実船の船の深さ D と 1 タンク長さ l_t との比 D/l_t の範囲では、重量的には 2 strut 方式が若干軽くなる。しかし stringer 方式の有する (a) 足場、交通・点検設備として兼用できる、(b) 現場作業者に精神的安心感を与え作業能率が良い、等の利点を考慮して、舷側タンクは stringer 方式とした。

(ii) 構造方式② 舷側タンク幅が広すぎて strut 方式を採用することは強度的にむずかしいので、stringer 方式を採用。タンク長さよりタンク幅の方が大きいことおよび船底部も縦強度で決まっていることを考慮して、船底部と甲板部は Girder Main とした。

(iii) 構造方式③ 重量的には最も重くなることが予想されたが、構造方式①および②がもっている次の問題点を解決するために採用した。すなわち①では横隔壁付水平桁の端部構造がかなり苦しい、②では stringer 付支材のスパンが長くなりバランスが悪い。そのため stringer を 2 条設け支材を廃止し、横隔壁を水平防撓材方式とした。

つぎに、これらの各構造方式に関し貨物油タンク部船殻重量、船体剪断強度および現場工作等種々の項目について総合的な比較検討を行った。結果を Table 2・1 に示す。この表中剪断力に対する補強重量は、NK の略算

Table 2-1 Comparative study for three structural systems

項目	タンク配置	3 L-2 W		2 L-2 W		順位
	構造方式	① 1 Stringer with Strut Center Line Longl. O. T. Bhd.	② 1 Stringer with Strut Center Line Girder, Side Girder in Wing Tank	③ 2 Stringer without Strut, Center Line Girderless, Horl. Stiff on Trans. Bhd.		
タンク数		34	35	35	①, ②=③	
貨物油タンク部船殻重量		39,630トン	39,610トン	40,820トン	①, ②, ③	
剪断力に対する補強重量		150トン	320トン	320トン		
構造・強度上の問題点	油密横隔壁付水平桁の端部構造。面材をスニップエンドにすると工作は容易になるが、構造的に軸力を十分に吸収するような肘板が配置できないため、スニップエンドよりウェブにクラックが入る恐れがある。逆に貫通方式にすると強度面はよくなるが、現場工作が難しくなる。	ストリンガー付支材のスパンが非常に長くなり、座屈強度上問題が残る。		特になし。	①, ③, ②	
		2 L のため貨物油タンク部の許容剪断力が小さく、バラスト状態における最大剪断力が ABS の許容値を越えかなりの補強を要す。				
タンククリーニング	最下段の油密横隔壁水平桁下のスペースがやややるしい。	舷側タンクにSide girder ringが配置されていることに対する配慮が必要。	ストリンガーが1条多い	①, ②, ③		
工作上の問題点	C. L. Long Bhd の Vertl. Web が両舷対称であることが最大のネック。Wing Tank は有明工場の生産システムにうまく乗せることができる。総合的に見て、本構造方式が現場時数も一番少なく工作も容易である。	Wing Tank に Side Girder があるため Bottom & Deck Trans. が2分割となるための加工・組立の時数増加。U型ブロック割りとブロックの剛性。Wing Tank 総重量が1,400トンを越えれば不可。	2 Stringer のため、Side Trans & Vertl. web が3分割となるための加工組立の時数増加。Wing Tank の Bottom & Deck Trans. が SUB のモジュール (20m) を越えるため2分割を必要とする。	①, ②, ③		
総合判定	以上を総合して構造方式①を採用することに決定				①, ②, ③	

式による波浪剪断力を考慮して全剪断力を求め、山越教授の方法⁶⁾によって側外板および縦通隔壁の分担率を求め、許容剪断応力を 12 kg/mm^2 におさえて補強範囲を 50 m と仮定して算出したものである。

Table 2.1 からわかるように、構造方式①はほとんどの項目において他の二つの構造方式よりもすぐれており、本船には 3L-2W の構造方式①を採用することに決定した。

2.2 縦 強 度

最近建造される大型タンカーは長さとの比 L/B が 6 前後の値の船型が多いのに対して、本論文における幅広船型タンカーは L/B が 5 という非常に扁平な船型を有している。そこで、このような船型に対して、従来通りの縦強度上の設計規準を適用するのが妥当であるか否かが問題となってくる。

ここでは、この問題を取りあげ、波浪に対する応答を統計的長期予測の手法により、従来型船型との波浪曲げモーメント、波浪剪断力および運動の比較検討をする。計算はストリップ法による SR 90²⁾ の方法に準じたプログラムを用いる。

波浪曲げモーメントおよび波浪剪断力の長期予測においては長波頂不規則正面波の発現確率 Q が 10^{-7} level の値、または、短波頂不規則波の all heading の Q が 10^{-8} level における値が船の一生の間に発生する最大値として一つの目安を与えるといわれているが、ここでは前者すなわち長波頂不規則正面波の発現確率 Q が 10^{-7} level の値を求め、これをもとにして考察する。

また参考に長波頂不規則正面波の 10^{-6} level の曲げモーメントおよび剪断力ならびに短波頂不規則波の all heading の 10^{-8} level の横揺角、縦揺角および上下動の振幅も求めることとする。

(1) 波浪曲げモーメントおよび波浪剪断力

(a) L/B の影響

1 に述べた 40 万トン型幅広船型をベースとして、この幅方向の寸法のみを比例的に変化させて $L/B=4, 6$ および 7 となるようなシリーズモデル（これをここでは便宜上 ULCC L/B series model と呼ぶ）を仮定して、無次元化された波浪曲げモーメント (M/rBL^3) およびせん断力 (S/rBL^2) と L/B との関係をしらべる。ここで、 r は海水の単位体積当りの重量である。

これらのモデルについて、長波頂不規則正面波中における発現確率 $Q=10^{-7}$ および 10^{-6} のフルード数 $F_n=0.15$ における満載時の M/rBL^3 および S/rBL^2 の最大値を、 L/B をベースとしてプロットしたものを Fig.2.3 に示す。Fig.2.3 において、 M/rBL^3 および S/rBL^2 の値はともに L/B の減少とともに単調減少していることがわかる。 L/B が 6 から 5 になると、 10^{-7} level において M/rBL^3 は 5%、 S/rBL^2 が船体前部で 3%、後部で 9%減少することがわかる。

一方 Fig.2.4 および Fig.2.5 には L を横軸にとって今回の ULCC L/B series model についての計算結果のほかに 28 万トン型についての計算値および SR 90 の series model の値²⁾を示す。

以上の計算結果から見ると、幅広船の波浪曲げモーメントおよび剪断力は従来船よりも相対的に低下する傾向

Fig.2.3 Normalized wave bending moment and wave shearing force vs. length to beam ratio

にあり、したがってもし従来船と同じベースで設計されるならば幾分強度的に余裕をもった設計ということになると思われる。

(b) バラスト状態について

L/B に対する傾向とは直接関係ないが、参考として、バラスト状態における M/rBL^3 および S/rBL^2 の値を計算した結果を Fig.2.3 に併記する。

これによると 10^{-7} level においてバラスト状態の M/rBL^3 は満載時の 16% 増し、また S/rBL^2 は船体前部で 26% 増し、船体後部で 15% 増しとなっている。このことは設計上留意すべき現象であると思われる。

(c) 船級協会ルールとの比較

各国船級協会ルールの縦強度計算において、動的な影響の成分が必ずしも全部分離されているわけで

Fig.2-4 Comparison of normalized wave bending moment

Fig.2-5 Comparison of normalized wave shearing force

はないがここでは、NK の波浪曲げモーメントおよび NK と NV の波浪剪断力について、今まで計算した結果と比較してみる。

サッキング状態における $C_b=0.80$ および 0.85 に対する $M/\gamma BL^3$ の NK 要求値を L を横軸にしてプロットしたものを Fig.2-4 に示す。また同じく $C_b=0.80$ および 0.85 の $S/\gamma BL^2$ の NK 要求値および NV 要求値を Fig.2-5 に示す。Fig.2-4 から NK の $M/\gamma BL^3$ の要求値は 10^{-7} level における本計算結果あるいは SR 90 の結果よりかなり大きいことがわかる。また Fig.2-5 において、NK の $S/\gamma BL^2$ の要求値は NV のそれよりかなり高い値を示し、また本計算の結果のうち 10^{-6} level の値とほぼ同等の値を示す。

(2) 波浪中の船体運動

幅広船型の波浪中における動揺が、通常型船に比べて、果して、増加するのか否かを把握しておくことは縦強度上および横強度上ともに重要な問題である。ここでは (1) における L/B シリーズモデルを用いて波浪中長期分布における横揺角、縦揺角および上下動の最大値

Fig.2-6 Rolling angle(θ_R), pitching angle(θ_P) and heaving(h_V) vs. length to beam ratio (half amplitude)

Fig.2-7 Loading conditions

θ_R, θ_P および h_V を求め L/B の影響をしらべた。

Fig. 2-6 に短波頂不規則波の all heading における θ_R, θ_P, h_V の片振幅の値を $Q=10^{-8}$ level について計算した結果を L/B をベースとしてプロットする。

これによると、 θ_R, θ_P, h_V とともに $L/B=5$ における値は $L/B=6$ における値よりやや減少しており、したがって幅広船型の動揺は通常型船型に比べてその大きさが過酷にならないことを示している。

2.3 横 強 度

2.1 において本船に採用する構造方式を決定した。本節ではこの構造方式に対して立体横強度計算を実施し、横強度の検討を行う。

(1) 計算法 横強度計算には当社の立体横強度計算プログラム³⁾を用いる。計算範囲は Fig. 2-7 に示すように FR. 78~FR. 108 間の中央部 6 舷側タンクとし、このうち真中の 2 タンクを解析の対象とする。コーナ部の応力計算は文献 4) の近似算式を用いる。この算式は、コーナ部面材に沿う応力分布を多項式で近似したものであり、有限要素法による精密計算結果とよく一致することが報告されている。

(2) 荷重状態 ABS が規定している 5 つの荷重状態を採用する。これを Fig. 2-7 に示す。このうち、Case 5 は、本船の場合バラスト専用タンクが舷側タンクに配置されており現実的な荷重状態ではないが、一応の参考として用いることにする。

(3) 設計応力 ABS の Tanker Rule で規定している平行部の許容応力は次の通りである。

横強度部材に対して

$$\begin{cases} \sigma_n \leq 14.2 \text{ kg/mm}^2 \\ \tau \leq 8.7 \text{ kg/mm}^2 \text{ (ただし, } s/t \leq 80) \end{cases}$$

縦部材に対して

$$\begin{cases} \sigma_n \leq 9.47 \text{ kg/mm}^2 \\ \tau \leq 8.7 \times 0.8 = 6.96 \text{ kg/mm}^2 \end{cases}$$

しかし、実際には、4~6 舷側タンクの範囲を 3 次元有限要素法により計算した後、この結果を用いて 2 次元有限要素法による詳細計算を実施し、各要素の合応力 (ABS では STRESS INTENSITY と呼称している) を次式によりチェックしているとのことである。

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq 19.1 \text{ kg/mm}^2$$

骨組計算では直応力は部材長さ方向のものしか計算できないので、上式に対応する算式として $\sigma_c = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2}$ を適用し、部材横方向の直応力が不明であることに対する余裕を考慮し、ここでは

Fig. 2-8(a) Stress distribution of FR. 90 (Case 1)

Fig. 2-8(b) Stress distribution of FR. 90 (Case 2)

Fig.2-8(c) Stress distribution of FR.90 (Case 3)

Fig.2-9(a) Stress distribution of stringer ring (Case 1)

Fig.2-9(b) Stress distribution of stringer ring (Case 2)

Fig.2-9(c) Stress distribution of stringer ring (Case 3)

$$\begin{cases} \sigma_c = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq 18 \text{ kg/mm}^2 \\ \tau \leq 8.7 \text{ kg/mm}^2 \end{cases}$$

を設計応力として採用する。

(4) 計算結果および考察

荷重状態 Case 1～3 における, FR. 90 横桁リングの応力分布を Fig.2-8 に, FR. 88～FR. 93 間のストリンガーリングの応力分布を Fig.2-9 に示す。また全荷重状態における各部材の最大合応力を Table 2-2 に示す。

Table 2-2 あるいは Fig.2-8, Fig.2-9 からわかるように, 各部材とも(3)で設定した設計応力の範囲内の応力値となっている。幅広船型の影響として, 舷側タンク甲板横桁の応力が従来船に比べてかなり高くなっており, 特に荷重状態 Case 2 においてその傾向が顕著である。これは, 本船が幅広の舷側タンクを有しており, この甲板横桁の剛性が相対的に低下するために, 船側横桁および縦通隔壁横桁の変形に比較的追従しやすい傾向にあるためと思われる。

Table 2-2 中の * 印を付けた値は各部材の 5 ケース中の最大値を表わしている。これから, Fig.2-7 の荷重状態の中で Case 1 が最も過酷な荷重状態であり, 次いで Case 3, Case 2 の順となっていることがわかる。したがって, ストラット方式と同様ストリンガー方式においても, 舷側タンク幅の 2 等分線に関して左右非対称な荷重状態が横強度に対してより過酷な荷重状態であることがわかる。

Table 2-2 Maximum combined stress $(\sigma_c)_{\max}$ (unit : kg/mm²)

LOADING CONDITION		CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	CASE 5
MEMBER						
CENTER TANK	DECK TRANS.	8.04*	4.90	4.46	6.95	5.76
	BOTTOM TRANS.	15.39*	9.91	8.10	10.59	14.71
	VERTL. WEB ON C. L. BHD.	5.42	0.56	6.88*	1.08	4.90
WING TANK	DECK TRANS.	9.30	14.29*	10.77	9.62	11.12
	BOTTOM TRANS.	9.76	8.74	14.31*	9.04	8.66
	UPPER VERTL WEB	14.10*	13.66	10.31	12.21	13.25
	LOWER VERTL. WEB	14.32	12.81	9.70	15.63*	11.68
	UPPER SIDE TRANS.	4.25	12.72*	10.38	7.20	9.08
	LOWER SIDE TRANS.	6.24	13.23	13.73*	9.07	9.27
	HORL. GIRDER ON S. L. BHD	17.53*	14.62	9.71	15.09	15.72
	SIDE STRINGER	9.81	15.19	17.79*	9.15	9.89

(Note) * mark shows the maximum value among five loading conditions.

以上の結果を総合すると、幅広船型といえども3列の縦通隔壁を設けることにより、横強度部材をバランスよく配材することが可能となり、種々の構造強度上の問題点を解決することができた。

3 機関室、ポンプ室まわりの構造強度

3.1 構造上要求される諸部材および配置

(1) 機関室二重底および甲板桁等の振動剛性

本船は、幅広であること、および、船尾部の線図が相当強度のV型であることに伴って、機関室二重底、甲板横桁その他の桁の船幅方向スパンが大きくなる。したがって、これらの部分の振動剛性に対して十分の注意を払う必要がある。本船では、西部造船会機関室小委員会で作成中の基準⁹⁾、および、最近の大型船の実績を併用して検討した。

(2) ポンプ室のスペース

船が大型化した割には、ポンプ室のスペースは広がっていないために、ポンプ類の配置がかなり窮屈である。これは船殻鋼材の配置にも影響を与え、必ずしも、船殻上理想的な配置にならないことも生じてくる。ポンプ室のポンプ類およびパイプ類は、一体でユニット艦装するのが理想的であるが、この場合、ポンプ室船底横桁の深さに制限が生じ、強度上無理な配置となる。そこで、次善の策として、ポンプ類とパイプ類の艦装工事を分け、ポンプ室の船首側に配置されるパイプ類のみにユニット艦装を行い、船底横桁の深さに対する制限を最小限にとどめる、いわゆる、セミボトムトランスレス構造とし、強度上の要求をも満足させることとした。

3.2 機関室付近における剪断強度

前述のように、この400型タンカーは $L/B=5$ といった幅広船型となっており、 B/D も 2.49 と非常に扁平な船型である。このような船型の場合、船体の剪断強度が問題になる。貨物油槽部には、3列の縦通隔壁を持った構造を採用することになったので、剪断応力は、バラスト、満載、パーセルローディングの各載貨状態とも、たとえば、ABS の許容剪断応力と比較しても、それ以下に押えることができ、まず、剪断強度は十分と考えられる。しかし、機関室付近については、縦隔壁の配置は、従来の28万トンクラスのタンカーと大同小異であるのに、剪断力の方は、かなり大きくなっている。したがって、剪断強度の面からは、機関室付近の剪断強度が大きな問題となる。そこで、機関室部を以下のようにモデル化して、剪断強度を検討する。

(1) 計算モデル

船体をFR.73で切り離し、それより後部の船体をFig.3-1(a)に示すように船側外板および縦、横隔壁から成る平面格子構造にモデル化する。この場合、実際には、船側外板は“やせ”のため斜めになっているが、ここでは、22m W.L. の位置でまっすぐになっていると仮定し、剪断々面積に適当な修正係数を乗じてモデル化した。

Fig. 3.1 Calculation model of shearing strength of engine room and pump room

め、これにより、 $R_1 + R_2 + R_3 = F$ (5,000t) となるように R_1 , R_2 を求め、それぞれの節点③および②に節点荷重として作用させる。

なお、計算の便宜上、中心線隔壁のY軸方向の回転を拘束したが、船体を一本のはりと考えた場合、各部材の曲げ剛性を無限大にしているので、切断点 (FR. 73) における各縦通部材のY軸まわりの回転は同じでなければならない。そこで、船側縦通隔壁および船側外板のY軸方向回転も拘束することにする。

Table 3.1 Shearing force of hull at each loading condition (t)

FR. No.	FR. 63	FR. 62	FR. 23
載貨状態			
満 載 状 態	17,740	13,300	-5,436
バ ラ ス ト 状 態	-18,461	-16,502	-7,840
パーセル荷重状態 (80%, 20%)	17,740	13,300	-3,636

以上のような検討から、次のような結果が得られた。

- i) 船側外板については、特に補強の必要は認められなかった。
- ii) 中心線縦通隔壁については若干の補強が必要であり、また、船側縦通隔壁についてはかなりの補強が必要であった。補強に要した重量は約 50 トンであった。

4 船尾骨材および舵

本船は幅広のため、保針性の面より舵面積比が約 1/42 と、従来船の値 1/70~1/75 に比べて極端に大きくなっている。このような特徴を有し 40 万トンという巨大船に装備されるセミスピード型舵や船尾骨材に関して、設計上あるいは加工上の問題点があれば、これを適確に把握し解決するために種々の検討を行った。本章ではこれらの結果について簡単に述べる。

4.1 船尾骨材

試設計の結果を Fig. 4.1 に示す。ボスより上部は、ホーン部をすべて鋳鋼製とし、中間部は厚板を用いたビルトアップ構造とする。ホーン部は構造上ネックベアリングの鋳物部を含んでいるが、後述するようにホーン部

(2) 部材剛性

本検討では、剪断強度のみを対象としていること、および、船側外板の曲げ剛性の算出がむずかしいことなどにより、実情にそぐわない点もあるが、簡単のため各部材を剪断はりとし、曲げ剛性は無限大、捩り剛性は 0 と仮定する。

(3) 荷重条件

Fig. 3.1(b) に示すように、モデルの最後端 (②節点) に、単位の剪断力 (ここでは、片舷 5,000t とした。) を集中荷重として作用させ、剪断力の伝達状況調べ。

(4) 境界条件

構造、荷重の対称性より、片舷だけを取り出し、船体中心線の位置で横隔壁の回転を拘束する。次に、切断点 FR. 73 については、不安定現象を防ぐため、計算の便宜上、中心線隔壁の上下方向 (Z 軸方向) の変位と Y 軸まわりの回転を拘束する。

次に、山越⁹⁾の方法により、中心線縦隔壁および船側縦通隔壁ならびに船側外板の剪断力の分担率を求

(5) 計算結果

まず、 $F=5,000t$ とした場合の剪断力の伝達状況を Fig. 3.1(b) に示す。一方、各荷重状態において、実際に縦強度計算を行った結果では、機関室付近の静水中の最大剪断力 (浮力が重量より大となる場合を正とする) は Table 3.1 のようになる。

そこで、たとえば、FR. 63 付近の各隔壁の剪断力を求めるには、この横断面の剪断力の最大値が 18,461 / (5,000 × 2) = 1.85 倍すればよい。

の重量が舵設計上のネックとなる。ボスより下部は、水線が fine であるため厚板によるビルトアップ構造は工作が困難であると判断して、一体鋳鋼製を採用した。このようにすれば、船尾骨材についてはホーン部を除き、設計上、加工上（既存メーカーの能力を含めて）の特別な問題点はない。

ホーン部については、舵設計のベースをホーン部の重量軽減に重点を置いた結果、既存メーカーの現有能力であれば、2分割して製作し溶接接合すれば製作可能という結論を得た。

4.2 舵

舵形状、舵面積がホーン部の形状を決める因子であり、4.1 で述べたように、舵単独に寸法を決めてそれに対応したホーン部を採用するやり方では、ホーン部の重量面での配慮ができなくなる。したがってホーン部の重量をできる限り小さくし得るような舵設計を意図し、舵設計のベースを舵本体ではなくホーン部に置いたことを特記する。

各部材寸法は ABS Rule を用いて計算し、Rule に明記されない部分については実績などを適宜考慮して試設計を行った。その結果、設計上および加工上の特別な問題点はないことが判明した。

Fig.4-1 Stern frame

5 船尾部盤木反力に対する検討

建造時および入渠時における船尾部の盤木反力は、船尾端突出部重量のために盤木後端に近づくにしたがって盤木反力が大きくなる傾向がある。この盤木後端の単位長さ当り反力 r_0 は、船尾端突出部重量が大きくなるほど増大する。本船は保針性の面から巨大な舵を備えており、したがって、従来型のタンカーに比し、はるかに長大な船尾端突出部を有している。このために、 r_0 の増大は著しく、これに対する盤木後端付近の反力を把握しておくことは、渠底および船体の強度上重要な問題となる。以下に、この点についての検討を行う。

(1) 計算モデル

Fig.5-1 に船尾部付近の船体部および渠底部の実際構造を示す。このような巨大船の建造にあたって分割建造法を採用することは、もはや常識であるが、当社有明工場においても分割建造法を採用する。その場合、

Fig.5-1 Profile of the aft part of ship and dock bottom

Fig.5-2 Calculation model of reaction of supporting blocks

この図に見るように、渠底床板上に敷設したレールの上を走る台車があって、その上に船尾部を建造していき、船尾部が完成すると移動台車とともに前方に移動し、他の場所で建造した船首部と結合する。船尾部を建造する位置では、盤木および台車は長さ方向に密に配置されているから、盤木反力の計算モデルとして Fig. 5-2 に示すような弾性基礎上梁と考えることができる。すなわち、船体を1本の曲げ剪断梁と考え、船体下の盤木、台車、渠底および地盤から成るパネ系を弾性基礎と考える。船尾端における盤木配置は、前方に向かうに従って横方向に盤木の条数が増すので、この影響を考えて弾性基礎のパネ定数の分布を、計算範囲の後部で $k(t/m/m)$ 、前部で $2k(t/m/m)$ と仮定する。また、計算範囲の前端において船が前方に連続していることを考慮して滑車節点とする。梁の後端には、船尾端突出部の自重による力 P とこれによるモーメント M を作用させる。船体の重量は、完成し

た状態における自重を用いる。

Fig. 5.3 Reaction at the aft end of supporting blocks per unit length of ship vs. logarithm of spring constant of supporting blocks

にすることが必要である。

(3) 盤木系バネ定数 k の計算

盤木系のバネ定数の算定は、盤木木材、コンクリートその他の材料特性、船体下面の局部的剛性の影響など、かなり不確定な要因があるため非常に困難を伴うのであるが、ここでは、弾性基礎である盤木バネ系は、船体下の、盤木、盤木下パッド、台車、台車レール下パッドおよび弾性地盤上の渠底床板から成る直列バネと考えてバネ定数を求める。それぞれの単体のバネ定数を k_b, k_{p1}, k_d, k_{p2} および k_c とすると、合成された直列バネ定数 k は次のように表わされる。

$$k = 1 / \left(\frac{1}{k_b} + \frac{1}{k_{p1}} + \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_{p2}} + \frac{1}{k_c} \right) \quad (5.1)$$

Table 5.1 Spring constant of supporting blocks

	記号	バネ定数 (t/m/m)
盤木	k_b	276,000
盤木下パッド	k_{p1}	207,000
台車	k_d	381,000
レール下パッド	k_{p2}	181,000
渠底床板	k_c	56,700
合成されたバネ	k	29,300

k_b, k_{p1} および k_{p2} は、単に、圧縮に対する断面積から得られる。台車のバネ定数 k_d は、さらに、台車枠と台車々軸の直列バネと考える。

以上の方法に従って計算した k の値を Table 5.1 に示す。ここで、盤木木材のヤング率を 10^6 t/m^2 、パッドのヤング率を $3 \times 10^8 \text{ t/m}^2$ 、コンクリートのヤング率を $2.7 \times 10^8 \text{ t/m}^2$ 、および、地盤定数を $4,500 \text{ t/m}^2$ としている。

結局、(5.1) 式の方法による合成された盤木バネ定数 k は $29,300 \text{ t/m/m}$ となる。ここで求めた k の値 $29,300 \text{ t/m/m}$ に対応する盤木後端の単位長さ当り盤木反力 r_0 は Fig. 5.3 から 315 t/m であり、許容値の 320 t/m よりやや小さい。

(4) 船尾端突出部の重量を取り除いた場合の盤木反力分布

盤木後端部の盤木反力を減少させるためには、何らかの方法で巨大な船尾端突出部の重量を支えることが考えられる。ここでは、極限の場合として、船尾端突出部を取り除いた場合の盤木反力計算を行った。

(2) 盤木系バネ定数 k と盤木後端単位長さ当り盤木反力 r_0 との関係

Fig. 5.3 に盤木後端における単位長さ当り盤木反力 r_0 を、横軸に k の常用対数をとってプロットしたものを示す。この図から、 k の現実的な値の範囲 $10,000 \sim 100,000 \text{ t/m/m}$ では、 r_0 と $\log_{10} k$ の関係はほぼ直線関係にあり、 k の増加に対して r_0 の値はそれほど急激に増加しないことがわかる。

船尾部付近の台車下の渠底の耐力はレールから伝達される荷重に対して、長期荷重で 320 t/m で設計されているが、この値に対応する Fig. 5.3 の k の値は $31,000 \text{ t/m/m}$ である。したがって、この計算法によると、盤木、台車、渠底およびパッド類から成る盤木系バネのバネ定数は、 $31,000 \text{ t/m/m}$ 以下

Fig. 5.4 Distribution of reaction of supporting blocks when taking away the cantilever of stern

Fig.5-4 に船尾端突出部重量を作用させた場合と作用させない場合の盤木反力分布の比較を $k=30,000 \text{ t/m/m}$ について示す。図中、 r_0' は船尾端突出部重量を完全に支持できたと仮定した場合の盤木後端の単位長さ当り盤木反力を示し、 r_0 は支持しない場合の値を示している。

6 今後の詳細設計上の留意事項

以上 DW 40 万トンの幅広船型の船殻設計上の諸問題の検討結果について述べた。これによって大きな問題点はほとんど解決され、建造は可能である。なお今後詳細項目についての設計作業を進めることになるが、特に注意すべき点は次の通りである。

- (1) 船首部の強度
- (2) 船尾部支持方法の開発
- (3) 機関室剛性・強度の詳細検討
- (4) 横強度の詳細検討

7 結 言

以上 40 万トン型幅広船型の船殻設計上の検討を行った。今回の検討の結果、大きい問題はほとんど解決され、建造が可能になった。

すなわち貨物油タンク部は船幅が極度に広いことを考え、中心線隔壁を設けることにした。これにより部材強度のバランスを保つことができた。

また機関室およびポンプ室については機器類の配置と関連した構造配置の検討、船体の剪断強度の検討および二重底の剛性についての検討を行い、必要な補強を施した。またこの船型は冒頭に述べたように船尾のカンチレバー部が大きく、このため建造時およびドッキング時の盤木反力が大きくなることが予想されたので、その検討も行った。その結果船体部、渠底部とも強度は許容範囲内にあることがわかった。しかし渠底部の強度についてはほとんど余裕がないので、今後さらに船尾部支持台や船尾部吊揚方式の開発を行うことが大切である。

一方舵および船尾骨材については、セミスベード型の採用には当初は種々の問題があったが、ガジョン部をできるだけ上方へあげてホーン部の寸法を軽減し、また、ホーンを2分割すれば製作は可能であることがわかった。

このように、大きい問題はほぼ解決したと考えられるので、今後さらに、細部についての設計作業を進め、幅広船の設計を完成したい所存である。

参 考 文 献

- 1) 佐藤 茂 他：制限喫水における超大型船の最適船型の決定，昭和 48 年度日本造船学会秋季講演会発表
- 2) 日本造船研究協会 第 90 研究部会：海象気象と船体構造との関連に関する調査研究報告書（波浪曲げモーメントの計算）（昭 44）.
- 3) 片埜泰治 他：電子計算機によるタンカーの横強度計算，日立造船技報，第 31 巻第 1 号，（昭 45）.
- 4) 西牧 興 他：標準ユニット法による船体局部強度解析，日立造船技報，第 31 巻第 2 号，（昭 45）.
- 5) 西部造船会構造部会機関室小委員会：船尾機関船の機関室構造の設計について（案）（昭 47）.
- 6) 山越道郎：縦隔壁の配置と剪断応力の分布に就て，第 24 回船体構造委員会西部地区部会資料 [24131/2](#)