

(昭和 58 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

バラ積運搬船の満載時における遭難事故解析

正員 山 本 善 之 ^{*1}	正員 藤 野 正 隆 ^{*1}
正員 大 坪 英 臣 ^{*1}	正員 深 沢 塔 一 ^{*2}
岩 井 芳 郎 ^{*3}	正員 青 木 元 也 ^{*3}
正員 渡 辺 巖 ^{*3}	正員 池 田 均 ^{*4}
正員 熊 野 厚 ^{*4}	正員 黒 岩 隆 夫 ^{*5}

Disastrous Damage of a Bulk Carrier due to Slamming

by Yoshiyuki Yamamoto, <i>Member</i>	Masataka Fujino, <i>Member</i>
Hideomi Ohtsubo, <i>Member</i>	Toichi Fukasawa, <i>Member</i>
Yoshiro Iwai,	Genya Aoki, <i>Member</i>
Iwao Watanabe, <i>Member</i>	Hitoshi Ikeda, <i>Member</i>
Atsushi Kumano, <i>Member</i>	Takao Kuroiwa, <i>Member</i>

Summary

A bulk carrier in the fully laden condition suffered disastrous structural damage in rough seas in the North Pacific Ocean off Japan where two systems of swells were dominant; one was regarded as a regular wave train of 8~9 m in height, and the other is irregular one of significant wave height 4~6 m. Her fore body before the mid-length of No.1 Cargo Hatch was bent upwards and was separated from the main body soon. Forty days later, she sank during being towed to Wake Island. The process of the disaster is analyzed in the present paper from the viewpoint of hydro-elasticity on the basis of her captain's report on this event. It is concluded that the disaster was caused by buckling of the upper deck due to slamming impact in an unlucky superposition of the two systems of swells.

1 緒 言

従来、航行中の船体に対して縦強度にかかわるような損傷を引き起こす要因は非常に大きな波高であると結論づけられていた。1935年、日本海軍 第四艦隊の2隻の駆逐艦 ($L=105$ m) が台風通過後の高波海域において艦橋前部から切断された。事故調査の結果小型、艦艇は波高 $L/10$ のトロコイダル波中で生じる曲げモーメントにも耐えるように設計すべきであるとの指針が示された¹⁾。また、1977年フランス貨物船 ($L=159$ m) が南アフリカ沖で荒天航行中、船首部の上甲板が座屈し、船首楼甲板とフレヤーの一部外板に重大な損傷を受けた。この事故は有義波高 17 m の海象で生じうると推論されている²⁾。

一方、高波中においてはスラミング現象が起き、スラミングに続くホイッピングにより縦強度にかかわる損傷が生じる可能性があることが指摘されていたが、その基準化を最初に試みたのが McCallum である。高速貨物船がバウフレヤースラミングによって上甲板あるいは船側外板上部に座屈が生じた5つの例を報告し、損傷発生の有無を船首フレヤーの水平投影面積に関するパラメータの大小で分けられることを示した³⁾。

Ochi は確率論の立場からスラミングの発生をとらえたが、これによると、高波高であるとスラミングによる損傷の発生は避けられないことになる⁴⁾⁵⁾。

著者らは 48 m のバラスト状態の小型貨物船が大きなホギングモーメントによって S.S. 7 において船底が座屈し船首が垂れた事故の解析を行い、船体中央までの船底露出とそれに伴うスラミングが原因であることを示した。ただし波を規則波とすると、観測された波よりはるかに大きな波高を与えても損傷を生じさせるようなモーメントは解析では得られず、高波高のみが損傷原因で

*1 東京大学

*2 筑波大学

*3 運輸省

*4 日本海事協会

*5 東京大学大学院

ないことがわかった。複数の成分の波が非常に不幸な重なりを示したときにのみ大きなホギングモーメントが生じて損傷する可能性を示した^{6),7)}。

本論文においては、有義波高 8~9m の海域において船首部折損事故を起こした満載状態のバラ積運搬船 ($L=216.4\text{m}$) の損傷の過程を、船長の状況説明を参考にして設定した波に対する船体応答解析と構造解析によって調べる。

2 事故状況⁸⁾

1980年冬季北太平洋、いわゆる野島崎沖の海域(波浪階級 8)において、バラ積運搬船の船首部が折損する事故に遭った⁹⁾。本船は船齢 15 年で、主要寸法は

$$L \times B \times D = 216, 40\text{m} \times 31.70\text{m} \times 17.30\text{m}$$

$$\text{満載吃水} = 11.614\text{m}, \text{ 載荷重量} = 56,341\text{ton}$$

であり、石炭を満載し日本に向け航行中、1980 年 12 月 30 日、本船時間 14:30、北緯 31° 東経 156°11' において海難にあった。このとき本船は 290° 方向に針路を取り、平均 5.25knot で航行していた。

昭和 55 年 12 月から 56 年 2 月にわたる冬季において、日本列島は北海道を除いて近年に類を見ない程の異常低温に見舞われていた。日本列島における異常寒波は寒気団の例年になく南下の結果であって、高層における偏西ジェット気流は例年よりかなり強まって長期間にわたって吹き続き、地上においても季節風が強まっていた。さらに北海道東方海上には巨視的にはほとんど移動しない袋状の低気圧部の存在が、その南縁に当る部分での偏西風の強さを増していた。この風場のために日本東方海上、事故現場の西において波浪が発達しており、うねりとなって現場に伝播していた。

以下船長の状況説明に基づいて事故の様子を示す。当日午前中から WSW の風浪(波高 4m)のほか規則的な W のうねり(目視波高 8~9m, 波長 150~180m)と WNW の不規則なうねり(推算有義波高 3.8~6.2m, 波長 225~284m)が発達していた。事故発生前には左舷 20° からの向波で周期的なうねりに乗ったような船体運動を伴いつつ航行していて、船首の振幅約 10m 程度であった。これは同船が同調に近い状態にあったことを意味する。また真向い、あるいは右舷からしばしば襲う高波によってスラミング衝撃を受けていた。この説明は同日の外洋波浪図とも一致している。14:30、うねりの山に船体乗り、船首がうねりの谷に下降し始めたとき、突然やや船首右舷寄り(ほぼ船首真向い)から波高が十数メートルと思われる大波の直撃を受け、船首部が波の底にたたきつけられるように突っ込み、同時に船首楼および No.1 Hold 付近両舷より多量の青波がなだれ込んだ。数秒後、浮き上がった船首部は、No.1 Hold

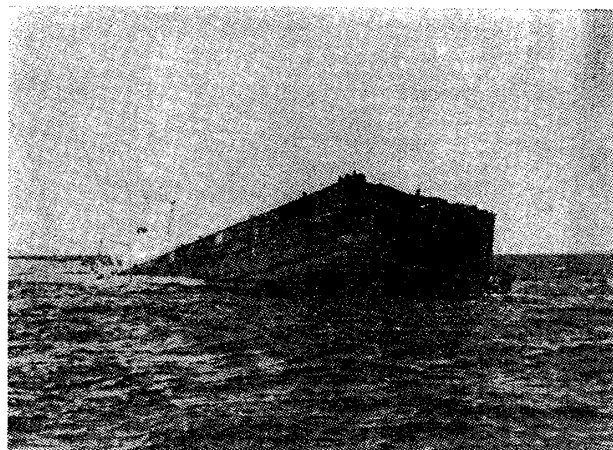


Fig.1 Sinking ship

のハッチカバーが落ち込んでおり、船首マストのステイが切断され、No.1 Hold 後部付近から前方の部分が上方に約 5° 反り上がっていた。これはスラミングによる衝撃によって船首部が折れ曲がったことを意味する。その後、船首部は波を受ける都度上下動を繰り返し、約 2 時間半後分離して、沈んだ。船の本体をウェーキ島に曳航しようとしたが果たせず、2 月 11 日に沈没した。

3 事故解析

3.1 スラミングの発生と船体応答

船体応答解析で用いた要目を Table 1 に示す。また正面線図を Fig.2(a) に、重量分布と断面係数を Fig.3 に示す。本船は左舷からのほぼ規則的に来襲するうねりにより船体縦運動を起こしていたが、縦運動に対しては左舷 20° 程度の斜波も正面波と考えてさしつかえない。また、船首真向いもしくは右舷よりからのうねりと風浪に関しても船の応答に対して正面波として取り扱うことができるので波浪はすべて正面波として解析する。さて、波浪中の状態を以下の 3 つに仮定し各々に対し TS LAM^{9)~14)}による船体応答解析を行なった。

規則波 まず、波浪が規則波であると考え、波高、波長は事故当時の推定値を含む $H_w=8\sim18\text{m}$, $\lambda/L=0.7$

Table 1 Particulars of the ship in the accident condition

Length between Perpendiculars	(L)	216.40m
Breadth Moulded	(B)	31.70m
Depth Moulded	(D)	17.30m
Draft at A.P.	(d_a)	11.550m
Draft at Midship	(d_m)	11.564m
Draft at F.P.	(d_f)	11.578m
Displacement	(Δ)	66,058ton
Block Coefficient	(C_b)	0.8217
Center of Gravity from Midship	(x_G)	3.29m(fore)
Longitudinal Radius of Gyration	(κ_G)	23.83%Lpp
Speed	(V)	5.25knot

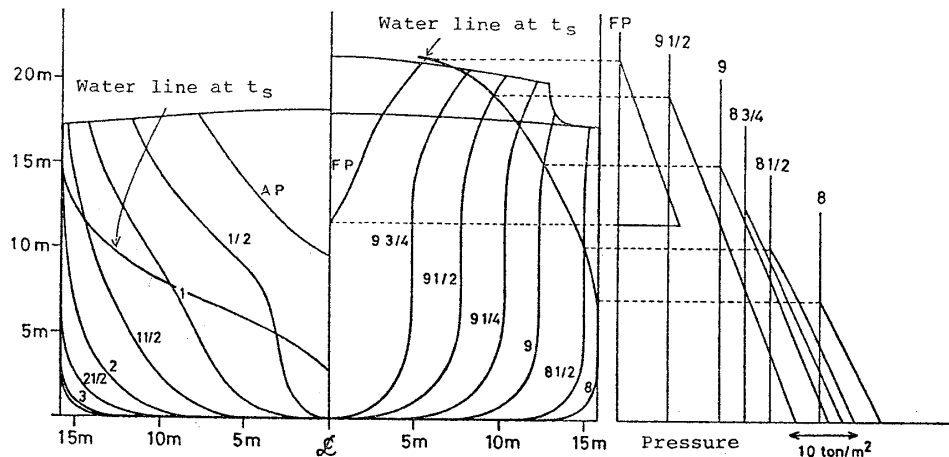
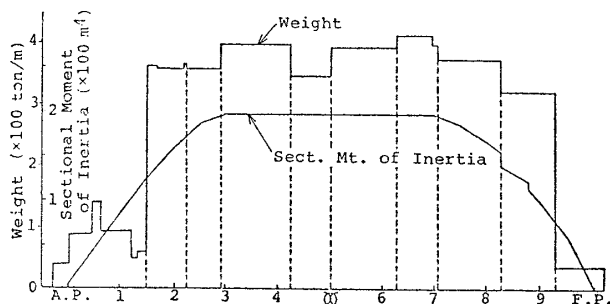
Fig. 2 Body plan, water line at t_s , and Froude-Krylov pressure at t_s 

Fig. 3 Weight distribution and sectional moment of inertia

～1.1 (波周期 9.9～12.4 秒) とした。解析の結果を Table 2 に示す。Table 2 において下段は S.S. 8³/₄ の上甲板における平均圧縮応力の最大値である。なお、上段に * 印があるのは船底露出がなかったことを示す。これより、波高 8～9m 程度ではスラミングを生ぜず、また波高が極端に大きくなった場合でも規則波中では満載状態のバラ積船には大きな損傷をもたらすような激しいスラミングは生じえないことがわかる。したがって、本船の事故には推定波浪中の不規則なうねりが重要であると考えられる。

ISSC スペクトルによる不規則波 次に、波浪を不規則波として考える。不規則波中の船体応答でよく用いられる波スペクトルの概念に基づいて、ここでは ISSC スペクトルを有する不規則波の波形数値シミュレーションを行い、得られた大波を含む波の連なりを選び出し、これによる応答計算を行った。用いた平均周期は 11.2 秒 ($\lambda/L=0.9$) で、有義波高は 9m と 12m の 2 種類とした。波シミュレーションは成分を 20 とし、12,000 秒間を 1 秒間隔で計算した。Fig. 4 に応答計算に用いた大波の連なりを船とともに移動する座標系からみた波形として示す。計算の結果、これらの大波によって顕著なスラミングは発生せず、有義波高 12m の場合でも上甲板

Table 2 Range of bottom emergence, and deck stress in regular waves

λ/L $H_w(m)$	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1
8	* 2.5	* 3.0	* 3.4	* 3.5	* 3.4
10	* 2.7	* 3.5	* 4.1	* 4.1	* 4.1
12	* 3.0	* 4.0	5.1 4.7	5.0 4.8	0.3 4.8
14	* 3.3	5.6 4.4	6.1 5.3	5.4 5.8	5.0 5.6
16	* 3.7	10.0 6.3	10.2 7.0	10.0 7.3	10.0 6.1
18	* 4.1	10.8 9.9	15.0 10.0	10.6 11.5	10.1 7.3

Max. range of bottom emergence from F.P. ($\%L_{pp}$) (* means no emergence)
 10.6
 11.5
 Max. mean deck stress at S.S. 8³/₄ (kg/mm²)

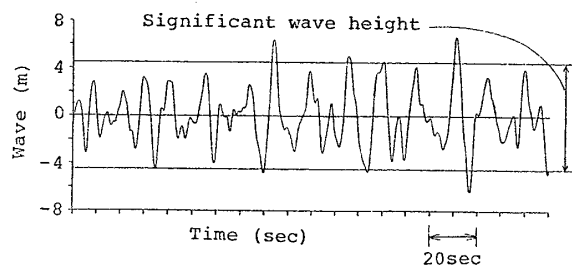


Fig. 4 Simulated waves based on ISSC wave spectrum

上の平均圧縮応力も高々 6kg/mm² 程度であった。S.S. 8³/₄ でのこのことは単に波高の高い波浪が存在するだけでは船体に損傷を生ずるような激しいスラミングは発生せず、大波を中心とする波の連なりが重要であることを

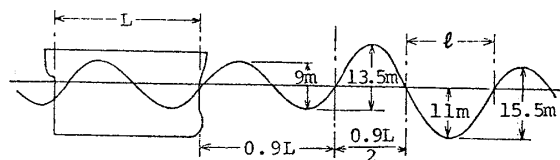


Fig. 5 Modeling of waves according to captain's report

示す。

船長説明に基づく波 以上に述べたように本船は規則波や ISSC スペクトルによる不規則波中では事故を生ずるような可能性はないことが判明した。

船長の状況説明をもとに、事故の前後の波形を推定すると Fig. 5 のようになる。すなわち、規則的なうねりの中を航行していたとき、その山と谷に不規則なうねりの成長した山と谷が重なると考える。重畳した高い山から深い谷に移るところの波傾斜が大であり、ここで船首船底が露出し、大波の谷へたたきつけられたことによりスラミングが生じたと考えられる。規則的なうねりは観測に基づき波高 9m 波長 $0.9L=194\text{m}$ をとる。波長は縦揺れによる同調を考慮して観測より長めに選んだ。厳しいスラミングが発生する大きな衝撃速度が実現するように、谷の深さを船の吃水程度に選んだ。谷の長さ l については資料がないため可変とし、曲げモーメントが最も大きくなるように決定する。ここでは、Fig. 5 のような波が形を変えずに進行してくると考え、これを S モデルと呼ぶことにする。実際の波はその分散性のために変形する。しかしながら、船体運動は規則波部できまり、船底露出からスラミングに至る大きな山と深い谷と出会う時間は比較的短く、その間に変形しないと考えてもさしつかえない。この S モデルの波による船体応答計算結果を Fig. 6~9 に示す。Fig. 6 は S. S. 8 $\frac{1}{2}$ における曲げモーメントの時間変化、Fig. 7 は S. S. 8 $\frac{1}{2}$ に最大曲げモーメントが発生した時刻 ($t=t_s$) における曲げモーメントと剪断力分布である。なお、この計算によりモデル化された波の谷の長さ l は

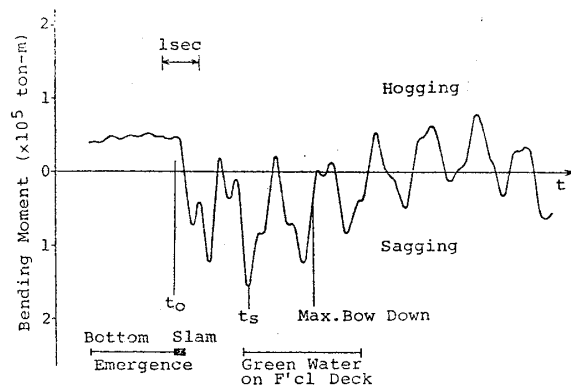


Fig. 6 Bending moment at S. S. 8 $\frac{1}{2}$

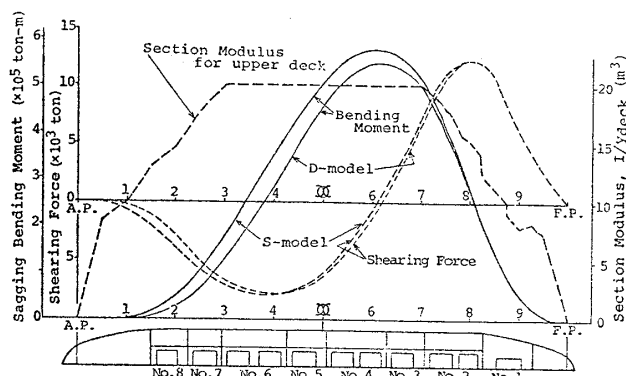


Fig. 7 Section modulus for upper deck, and bending moment and shearing force diagrams at $t=t_s$

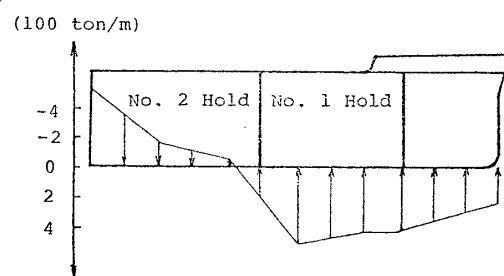


Fig. 8 External forces at t_s due to slamming

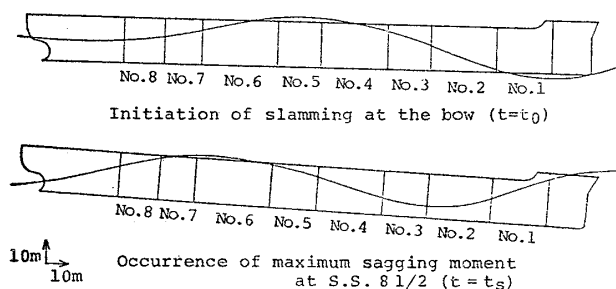


Fig. 9 Motion of the ship among waves

$$l=0.8 \times L/2$$

とした。剪断力が事故による破断箇所 (No. 1 Hold 部) でかなり大きな値を示していることは注意すべきことである。Fig. 8 は時刻 $t=t_s$ における慣性力をも含めた外力分布である。また Fig. 9 はスラミング開始時刻 ($t=t_0$) と S. S. 8 $\frac{1}{2}$ における最大曲げモーメント発生時刻 ($t=t_s$) における船体と波との相対位置関係を示す。Fig. 9 より最大曲げモーメント発生時には船首部がかなり水面下にもぐっており、水圧による前後方向力が無視できないと考えられる。

以上の S モデルによる計算の妥当性は、波の分散性を考慮し、スラミング開始時刻 ($t=t_0$) に Fig. 5 の波形となるよう成分波を重ね合わせた波浪モデル (ここでは D モデルと呼ぶ) に対する応答計算結果が、Fig. 7 に示すように大きな差異がないことによって示される¹⁵⁾。これ

によってSモデルの実用性が知られる。

なお、Fig. 4 と Fig. 5 を比較すると明らかなように、大事故を起こすような波は ISSC スペクトラムによる不規則波とは全く異なる性状を示す。

3.2 船体に働く長手方向の力

船体には上述の横力のほかに長手方向力が作用する。これには、衝撃力のほか、Froude-Krylov 力、Morison による速度の2乗に比例する抗力および加速度による付加慣性力が考えられる。流体の前後方向の運動量変化による衝撃力は、 $t=t_s$ において No.1 Hold の前の船首部はほとんど没水しているので、無視することができる。

Froude-Krylov 力 $t=t_s$ における Froude-Krylov の仮定に基づく水圧分布を求めると Fig. 2(b) のようになる。この水圧によって、ある断面に前方から働く力とその作用点の基線上の高さを Fig. 10 に示す。損傷が最初に生じたと思われる No.1 Hatch の中央の断面（ほぼ S.S. 8³/₄）において、Froude-Krylov 力は約 4,560ton の圧縮力となり作用点は基線上 6.43m である。

抗力 抗力は船首と流体粒子の Orbital motion の相対速度から導くことができる。今までの計算に用いたSモデルでは各区間ごとに別々の速度ポテンシャルを導入していた。このようにすると波粒子の速度に不連続ができるので、ここでは船首部が波高 15.5m の規則波中にあると考える。Orbital motion による波粒子の前後方向の速度 u は次式で与えられる。

$$u = k\zeta_0(\lambda/T)e^{-kz}\cosh(x-(\lambda/T)t) \quad (1)$$

ただし、 $k=2\pi/\lambda$ 、 λ は波長、 T は波周期、 $\zeta_0=15.5\text{m}/2$ は波振幅である。ここで $\lambda=194\text{m}$ 、 $T=11.15\text{sec}$ と仮定する。 z として船首部の深さの半分 10m をとることとする。さらに Fig. 9 より $t=t_s$ における船首部の波の頂点に対する位相を読みとり、

$$\cos k(x-(\lambda/T)t)=0.8$$

とする。以上 (1) 式に代入すると $u=2.53\text{m/sec}$ 、さらに船速 V_s は $5.25\text{knot}=2.70\text{m/sec}$ であるので、抗力係数を $C_D=1$ と仮定すれば、抗力は次のようになる。

$$1/2 C_D \rho (u+V_s)^2 = 1.4\text{ton/m}^2$$

Surge 加速度¹⁵⁾ また船全体に加わる Froude-Krylov 力と上記の抗力により前進運動が阻止され減速される。前後方向の付加質量は約 5,000ton、また S.S. 8³/₄ より前の浸水面の body plan 上の射影面積は約 535m² であるので、抗力は $1.4\text{ton/m}^2 \times 535\text{m}^2 = 749\text{ton}$ となる。Fig. 10 に示す船全体に加わる Froude-Krylov 力 3,550ton

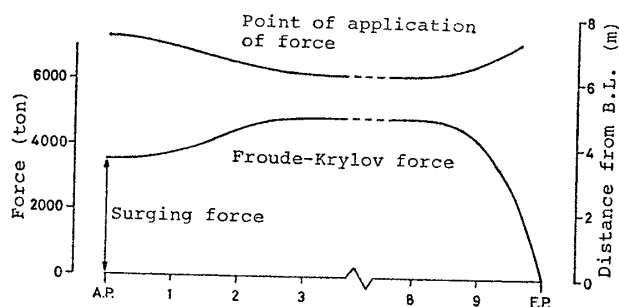


Fig.10 Froude-Krylov force acting on a transverse section, and surging force, at t_s

と抗力の和を（船体質量+付加質量）で除すと、加速度 $-0.06g$ を得る。したがって船首側に働く圧力は船首部の付加質量を平均 7ton/m^2 程度と考えられるので約 0.4ton/m^2 したがって長手方向力は $0.4\text{ton/m}^2 \times 355\text{m}^2 = 142\text{ton}$ が減ることとなる。また抗力および付加質量効果による圧力の作用点を基線上 10m と仮定する。

3.3 スラミング荷重による上甲板応力

弾性応力解析 S.S. 8¹/₂ で最大曲げモーメントが実現した時刻 $t=t_s$ における慣性力も含めた等価な外力は Fig. 8 に示したとおりである。この荷重に対する No.1 Hold 部分の甲板、外板における応力を知るため、NAS TRAN による有限要素法解析を行った。船首部 No.1 Hold、および No.2 Hold を板要素 (QUAD 4) と梁要素 (BEAM) により Fig. 11 のようにモデル化し、No.2 Hold 後端壁で固定した。類似船の衰耗調査に基づいて解析モデルの板厚の減少量は以下のようである。上甲板 0.3 mm、甲板縦通梁および甲板下縦桁 0.3 mm、貨物倉内船側外板 1.5 mm、貨物倉内横肋骨 3.0 mm、二重タンク内外板 0.6 mm、内底板およびビルジホッパー

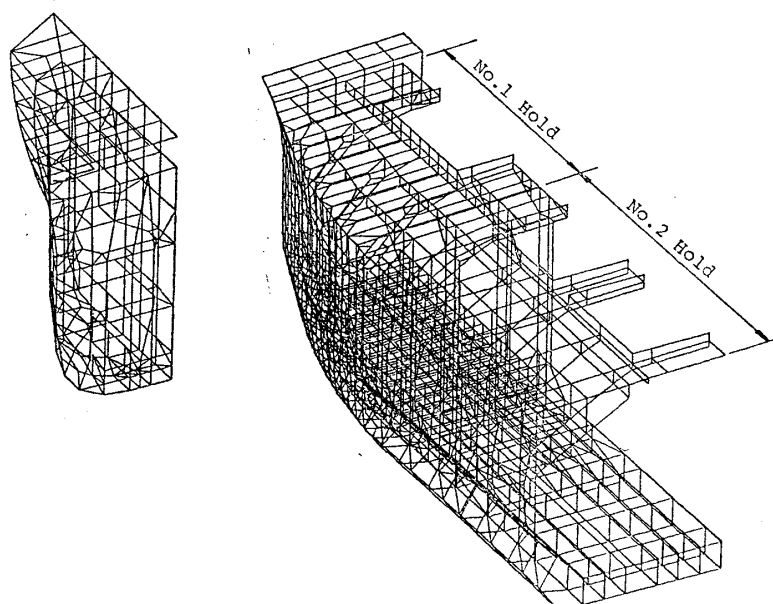


Fig.11 Finite element idealization of the fore body

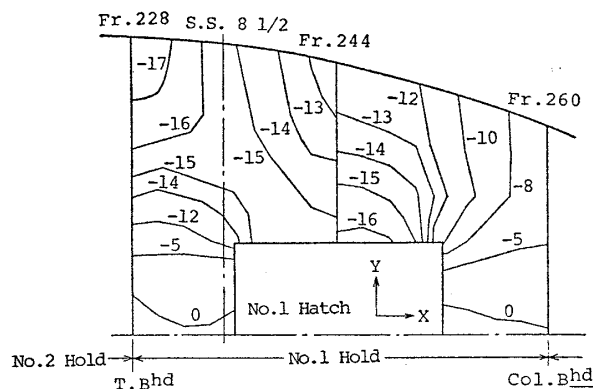


Fig. 12 Longitudinal stress component in kg/mm² on the upper deck

プレート 3.2 mm, 内底縦通肋骨 1.2 mm, 二重タンク内内積部材 1.1 mm。Fig. 8 の外力は船底に分布させ、船側あるいは長手方向の外力は無視した解析を行った。Fig. 12 に No. 1 Hold の上甲板長手方向の応力の等高線を示す。No. 1 Hatch の中央 Fr. 244 において上甲板が船首に向かい 16 mm から 14 mm に変化するが、これに伴って応力が不連続になっている。また倉口の影響によって応力が集中し、不連続線付近の 14 mm の上甲板の倉口寄りに 16 kg/mm² 以上の応力が発生していることがわかる。No. 1 Hold の後端壁付近にも 17 kg/mm² 以上の応力が生じている。Fig. 13 に船側外板の剪断力応力分布の等高線を示す。ビルジホッパー上の船側外板は広範囲にわたって、大きな剪断応力が生じていることがわかる。降伏応力 $\sigma_Y = 24 \text{ kg/mm}^2$ と仮定すると剪断降伏応力は 13.9 kg/mm^2 となるので、 $t = t_s$ において船側外板の深さ中央部は塑性化が進んでいると考えられる。なお、この解析と同時に、船首部を剛と見なした解析も行った。このとき No. 1 Hold と No. 2 Hold のみを Fig. 12 と同じくモデル化し、No. 1 Hold 前端壁上ではあたかも隔壁が剛体板であるように長手方向の変位が深さ方向の線形分布をなし、断面内の変形は拘束していない解析も行ったが、その結果と前述の結果と比較すると船首寄りで拘束条件の影響により多少の差が生じるが、

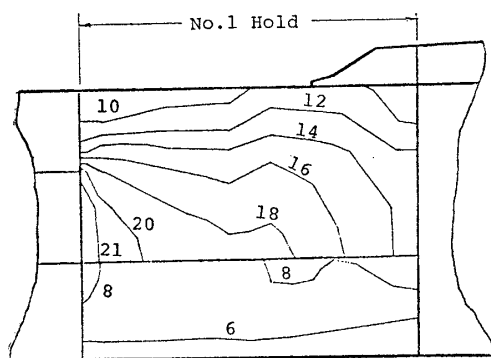


Fig. 13 Shear stress in kg/mm² on the side shell

No. 1 Hold 後端壁では完全に一致する。倉口中央付近で上甲板長手方向の応力が、船首部を剛とした解析モデルでは約 1 kg/mm^2 高目に出るが、実用上はこの仮定による解析で十分と考えられる。船体の大損傷には甲板全体の座屈が関係しているはずである。これを支配するのは甲板部の平均応力で Fr. 244 の船首側においてはこの値が 14.6 kgf/mm^2 となる。

船側外板塑性化 時刻 $t = t_s$ には船側外板が広範囲に降伏する。このため上甲板の圧縮応力が上昇することが考えられる。このことを調べるために No. 1 Hold と No. 2 Hold を Fig. 14 に示す簡単な平面構造でモデル化して、NONSAP による弾塑性解析を行った。上甲板、内底板、船底板、ビルジホッパー斜板、トップサイドタンクは等価な面積をもつ棒要素で置きかえている。また船側外板は膜要素でモデル化している。Fig. 16 に船側外板の塑性化による上甲板圧縮応力の上昇の様子を示す。これによると倉口後端から中央部にかけて約 20~35% の応力上昇が見られる。船首部を剛とする仮定により船首寄りで高目を与えることを考えて、S.S. 8³/₄ においての応力上昇を約 30% とすると上甲板の平均圧縮応力は約 19.5 kg/mm^2 となる。Fig. 15 の点線は単純梁理論に従って、船側外板の降伏した部分を取り除いたときの断面係数に基づいた値であり、簡易平面解析の結果と似た結果を示す。なお、別途行った船側外板の防撓構造に剪

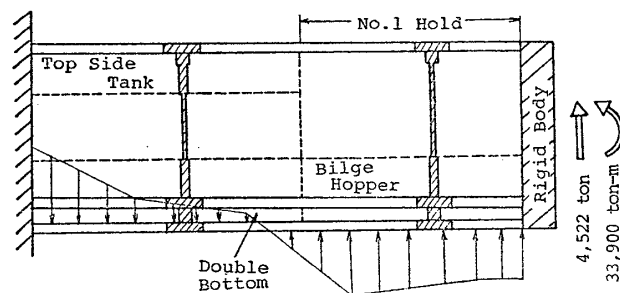


Fig. 14 Two-dimensional idealization of the fore body

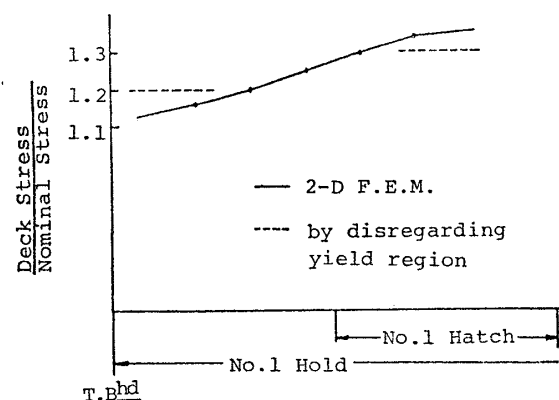


Fig. 15 Stress rise due to yielding of side shell plating

断応力を作用させたときのたわみ弾塑性解析によると、本船の船側外板構造では、防撓材によって十分支持されており、剪断座屈の影響は本解析のように考える必要がないことがわかった。

長手方向外力の影響 3.1 に示したようにスラミング荷重と同時に長手方向に外力が作用するため、さらに上甲板の圧縮応力は増す。船首浸水タンクは空倉であるので No. 1 Hold の長手方向に作用するかを考えると、慣性力の影響は無視することができる。また、考えている断面 S. S. 8 $\frac{3}{4}$ での中立軸は船底から 5.28m であるので、外圧による長手方向力の作用点を考慮すると、長手方向圧縮力とサギングモーメントを生じる。これによる上甲板の平均圧縮応力増加は 3.0 kg/mm² となる。したがって上甲板の倉口中央付近は $t=t_s$ において合計 22.5 kg/mm² の圧縮応力を受けることとなる。なお、S. S. 8 $\frac{3}{4}$ の縦強度部材の断面積は $2.48 \times 10^6 \text{ mm}^2$ 、上甲板に対する断面係数 Z_a は $Z_a = 8.35 \times 10^6 \text{ mm}^2\text{-m}$ としている。なお、船側外板の塑性化などを考えると Z_a は減少するので、長手方向外力による圧縮応力がさらに増加する可能性がある。

3.4 上甲板の座屈

No. 1 倉口中央 (Fr. 244) において上甲板の板厚は船体中央より約 16mm から船首より 14mm に変化し、また甲板下縦通材も変わる。ここではこれらの2つの上甲板部分構造の座屈挙動を調べる。

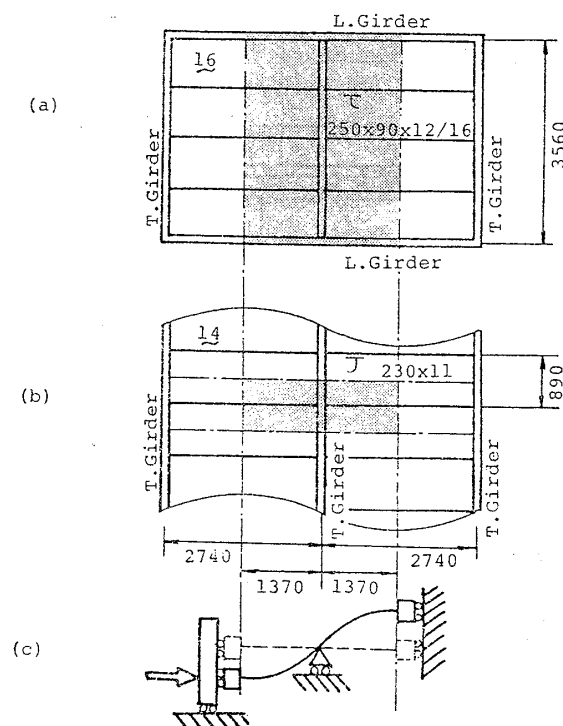


Fig. 16 Upper deck plating and subregions (shaded parts) for buckling analysis: Fore from Fr. 244 (a), aft from Fr. 244 (b), boundary conditions (c)

Fr. 244 の船尾よりの甲板座屈 16mm 部分について最初に検討してみる。Fig. 16(a)に示すようにこの部分は縦通材および縦通桁と横桁によって補強されている。桁は十分防撓効果があるとして桁位置でたわみは拘束され则认为られるので横桁と縦桁で囲まれた部分を考える。また変形の対称性を考えて、横桁間の中央から中央までの網目部分を切り出して解析することにする。荷重条件は Fig. 16(c) に示すように、解析部分の右端で長手方向の変位を拘束し、左端辺上で一様の長手方向変位を与えることとする。また横桁は上甲板のたわみを支持するとともに、縦通材の横倒れも拘束していると考え。初期たわみは上甲板パネルに対して縦通材心距の 0.0036 倍の振幅をもつ全体モードと局部モードを与えた。また縦通材は初期たわみがなかった。材料定数はヤング率 $E=21,000 \text{ kg/mm}^2$ 、降伏応力 $\sigma_Y=24 \text{ kg/mm}^2$ 、ポアソン比 0.3 とした。解析に MARC の 4 節点四辺形板要素 (1 節点自由度 12) ELEMENT 4 を用いた。Fig. 17 に示されるような平均圧縮応力と縮みの関係を得た。最高平均応力は 21.2 kg/mm^2 であった。なお、比例限が $2/\sqrt{3} \sigma_Y$ で、比例限を超えたときの接線剛性係数 E_T が $E/2$ である場合の材料についての計算結果も併せ載せている。この材料では最高平均応力は 18.5 kg/mm^2 に減少する。

Fr. 244 の船首よりの甲板座屈 Fig. 16(b) に示すように 14mm の部分に対しても同様の解析を行った。この部分は縦通材はなく、横桁によってのみ支持されているので、横方向の変形分布は同じパターンの繰り返しと考えて、1 縦通材間隔のみを解析する。縦通材間中央線に関して変形は対称であると仮定する。荷重条件、材料定数は前と同様とする。初期たわみと、上甲板パネルに関しては 16mm の場合と同じとし、球平形鋼に対して

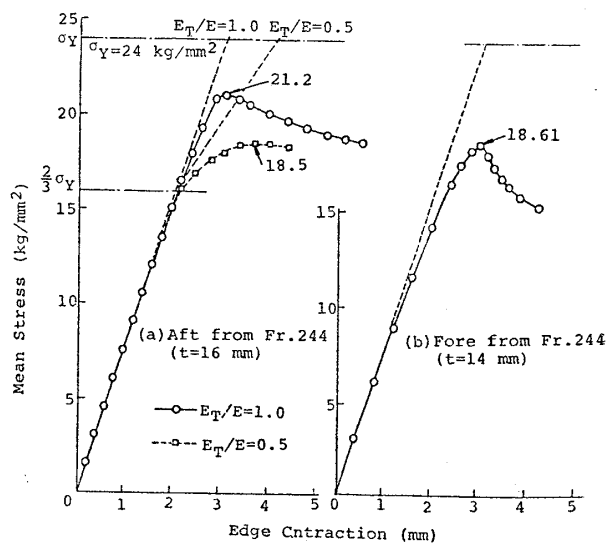


Fig. 17 Edge contraction curve against compressive load

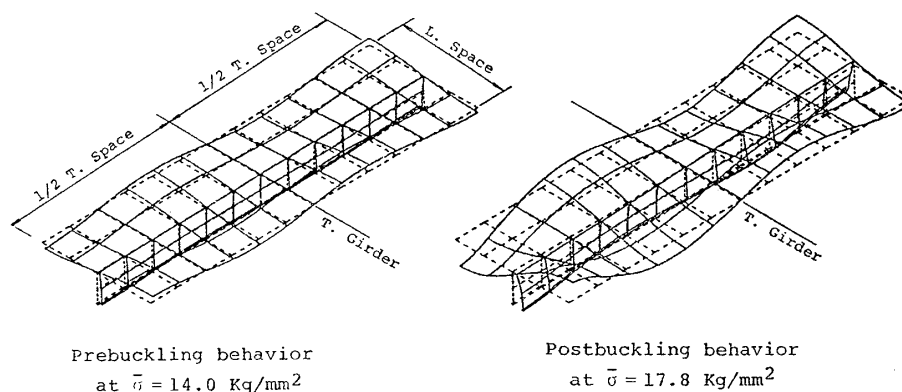


Fig. 18 Pre and post buckling behavior of stiffened panel of the upper deck forward from Fr. 244

は深さの 0.01 倍の振幅の横倒れの初期たわみを与えた。この挙動は非線形構造解析プログラム ABAQUS によって解析し、甲板パネルを縦通材ウェブ部は 8 節点四辺形板要素（1 節点自由度 6）S8R を用い、縦通材バルブは梁要素 B32 を用いた。計算結果を Fig. 17 に後部甲板のそれと併せて示す。これによると最高平均応力は 18.6 kg/mm^2 であり、後部甲板と比べると最高応力は低く、さらに最高応力に達した後でもより急激にその強度を失っていることがわかる。

これによって No. 1 Hold 中央、倉口付近の 14mm 甲板が最初に圧壊することがわかる。なお、この部分の座屈前後の変形状態を示したのが Fig. 18 である。図中の $\bar{\sigma}$ は平均圧縮応力を示す。座屈前の変形は与えた初期たわみ形状と似ており、上部甲板の局部変形が主であったのが、圧壊後縦通材の横倒れが生じ、最高強度に達し、その後上甲板のたわみが急激に大きくなることがわかる。以上のことから、No. 1 Hold の中央部倉口付近において上甲板の局部変形が生じ、船首部が 5° 程上部に折れたものと推測できる。さらにその後、波により低サイクル疲労を起こし、亀裂が生じ、最後に船首が切り離されたと考えられる。

4 結 論

従来、厳しいスラミングは小型船、バウフレイヤーを有する高速船あるいはバラスト状態の大型船に生じ、満載状態の肥えた形状の大形船には生じないとされていた。また、スラミングによっては主として船底凹損などの局部的損傷のみが引き起こされるとされ、縦強度上重大な損傷の原因になるとは考えられなかった。本解析によって満載状態の大型船がスラミングによって船首部折損という縦強度にかかわる重大な損傷を被る可能性が示された。また、満載状態の大型船においては波高の高い風浪が事故の原因でなく、規則的なうねりの存在が船体縦揺

れ運動を生じさせ、これが不規則なうねりと重なり合い激しいボトムスラミングを引き起こし、船首部に大きなサギングモーメントが生ずる可能性が大であることがわかった。なお事故を避けるためにはうねりに縦揺れ、上下揺れが同調しないような操船法をとることが必要であると考えられる。

なお、本研究は船舶局における検討会にその端を発し、その成果を発展させたものである。本論文の発表を許された当局に敬意と感謝の意を表する。また日本造船研究協会、日本海事協会から多大の御援助をいただいた。これを記して謝意を表する。なお本研究の一部は文部省科学研究費総合 (A)、一般 (B)、試験 (1) の援助を受けた。本稿を書くにあたり、図面作製に御援助いただいた東京大学 村上貴英助手と吉田二郎技官に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 昭和造船史, 第 1 巻 日本造船学会編, 原書房 (昭和 52 年), 649~653.
- 2) Baudelet de Livois, P. and Nguyen, K.: Avaries du 'Ville de Marseille' par tres gros temp. Bulletin Tech. BV, Vol. 60 (1978), 178~187. (in French).
- 3) McCallum, J.: The Strength of Fast Cargo Ships. Trans. RINA, Vol. 116 (1974), 1~15.
- 4) Ochi, M. K.: Prediction of Occurrence and Severity of Ship Slamming at Sea. 5th Symp. Naval Hydrodynamics, ONR, US Navy, ACR-112 (1964), 545~593.
- 5) Ochi, M. K. and Motter, L. E.: Prediction of Slamming Characteristics and Hull Responses for Ship Design. Trans. S. NAME, Vol. 81 (1973), 144~164.
- 6) 山本善之, 大坪英臣, 武田 裕, 深沢塔一: 小型貨物船のスラミングによる応答と崩壊強度 (第 1 報), 日本造船学会論文集, 第 149 号 (1981).

- 7) 山本善之, 大坪英臣, 村上貴英: 同上 (第2報), 同上.
- 8) 運輸省船舶局: 尾道丸事故に係る技術検討会報告 (1981).
- 9) Yamamoto, Y., Fujino, M., Fukasawa, T. and Ohtsubo, H.: Slamming and Whipping of Ships among Rough Seas. Numer. Analysis of Dynamics of Ship Structures, EUROMECH 122, ATMA (1979), 19~33.
- 10) 山本善之, 藤野正隆, 深沢塔一: 非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度, 日本造船学会論文集, 第143, 144, 145号 (1978~1979).
- 11) Yamamoto, Y.: Structure-Fluid Interaction Problems for a Ship among Waves. Theoretical and Applied Mechanics, North-Holland (1980), 209~222.
- 12) Yamamoto, Y., Fujino, M. and Fukasawa, T.: Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Nonlinearities. Naval Arch. & Ocean Engng., Vol.18, Soc. N. A. Japan (1980), 91~100.
- 13) 深沢塔一, 山本善之: Slamming による崩壊強度より見た高速船の Flare 形状と操船について, 日本造船学会論文集, 第148号 (1980).
- 14) Fukasawa, T., Yamamoto, Y., Fujino, M. and Matora, S.: Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Nonlinearities-Experiments. J. Soc. N. A. Japan, Vol.150 (1981), 308~314.
- 15) Yamamoto, Y., Fujino, M., Ohtsubo, H., Fukasawa, Y., Aoki, G., Ikeda, H. and Kumano, A.: Analysis of Disastrous Structural Damage of a Bulk Carrier. Proc. of 2nd Symp. of Practical Design of Shipbg., PRADS 83 (1983).
- 16) 元良誠三: Gravity Dynamometer による波浪中抵抗試験及び Surging について, 造船協会論文集, 第94号 (昭和29年2月).