(昭和 63 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

高速コンテナ船のホイッピングと応力集中部の 疲労強度に関する考察

正員 角 洋 一* 正員 山 本 善 之**
正員 鈴 木 政 直***

Fatigue strength of structural members with high stress concentration
of a fast container ship in rough seas

by Yoichi Sumi, *Member* Yoshiyuki Yamamoto, *Member*
Masanao Suzuki, *Member*

Summary

It has recently been recognized that structural failures of large ocean-going vessels are essentially related to the dynamic stresses induced by bottom and bow-flare slamming in rough seas. Bottom slamming may cause an excessive vertical bending moment in a hull girder which may lead buckling of the upper deck, while bow-flare slamming may cause an excessive torsional moment in the fore-body of high speed ships in oblique waves. Local dents and cracking failures due to slamming are also observed in the fore body of large ships, they might be accelerated by severe corrosion.

In high speed ocean-going ships, cracking failures are sometimes observed in middle and aft parts of the hull girders after passing through a rough sea. Since this type of failure is not necessarily exceptional to newly build ships, it may be caused by low cycle fatigue due to repeated whipping stresses induced by bow-flare slams. In the present paper, fatigue strength is investigated for structural members with high stress concentration factors in the neighbourhood of the front end of the superstructure of a container ship, where the applied stress is composed of a wave induced bending stress including non-linear effects, whipping components of stresses, and possibly coupled vibratory stresses of the superstructure.

Having calculated the dynamic stress components among regular waves in head seas, the fatigue strength of highly stressed portions are examined by using appropriate S-N curves, in which effects of ship speeds and wave heights are taken into considerations. When a high speed vessel passes through very rough seas, the fatigue strength may be reduced due to the significant elevation of the repeated stress range caused by the whipping components of stresses superposed on the wave induced bending stress.

1 序 論

荒天時における大型船の損傷原因として、スラミングによる船体の動的応答によって誘起される過大な応力が重要であることが、最近の研究で明らかにされてきた。スラミングによって船の広い範囲に発生する損傷としては、縦曲げモーメントによる折損^{1),2)}、船首部船側フレア部に加わる過大な圧力による船首部の捩れモーメントに起因する座屈およびき裂損傷を伴う大変形³⁾、さらに

船首タンク部外板の腐食および腐食疲労による脱落などがある^{4),5)}。スラミングを直接うける部分に発生する局部的な損傷としては、船首部外板およびその内部の肋骨、肋骨、縦通材などの凹損およびき裂損傷があり、これらについては、船首部に発生する過大な圧力との関係で研究されている⁶⁾。

ところで、高速船舶では低気圧に遭遇したあと、上部構造物の前端など主船体構造に接続し縦曲げ応力による応力集中をうける部分に、疲労に起因すると思われるき裂が発見されることがあるといわれている。一般に、ひとつの低気圧に遭遇するのは数時間から十数時間であること、またこのような損傷の発生は老朽船に限られてい

* 横浜国立大学工学部

** 東京電機大学理工学部

*** 横浜国立大学大学院(現在石川島播磨重工業(株))

るわけではないことを考慮すると、この問題の場合、通常の疲労強度検討では取扱われない荒天時のバウフレー・スラミングによって船体全長にわたり誘起されるホイッピング応力の影響を検討する必要があると思われる。本論文では、低気圧に遭遇している時間を考慮して、上述の低サイクル疲労き裂発生の可能性を検討する。

応力集中の発生する個所としては、開口周辺および上部構造物の端部がよく知られている。船橋楼の前端を考えると、ここに作用する応力は非線形影響を考慮した主船体の縦曲げ応力、主船体のホイッピング応力、および上部構造物のホイッピングによる連成振動（いわゆるシャダー）による応力が考えうる。本論文では、大型の高速コンテナ船について船速・波高を各種変化させた場合のホイッピングによる応力を計算し、応力集中部の応力集中係数と使用材料の S-N 曲線が与えられた場合について低サイクル疲労強度に及ぼす船速と波高の関係を研究した。本研究によると、比較的縦曲げモーメントに対する非線形影響の小さい船体後半部においても、ホイッピング応力は無視できず、特に大波高中を高速航行する場合には、ホイッピング応力成分の重畳により応力集中部の疲労寿命は大幅に低下する可能性があることが明らかとなった。このような現象は、高速コンテナ船のみならず、北太平洋などの荒天海域を航行する大型の高速船舶について一般に問題になりうると思われる。

2 高速コンテナ船の規則波中非線形応答解析

2.1 計算対象船および構造のモデル化

規則波中の非線形影響を含む動的弾性応答解析に供した高速コンテナ船の主要目および body plan をそれぞれ、Table 1, Fig. 1 に示す。また、構造のモデル化に際して必要な断面 2 次モーメント I 、せん断面積 A_s 、および重量分布 W は Fig. 2 のように仮定した。

上部構造物はその長さが高さが同程度であることを考慮し、前後方向へのせん断変形のみを生ずるせん断はりとして仮定した。Fig. 3 に示すモデル化に従えば、第 i 甲板の質量を集中質量 m_i として経験的に

$$m_i = 250 b_i l_i \text{ (kg)}. \quad (1)$$

ここに、第 i 甲板の幅と長さをそれぞれ $b_i(m)$, $l_i(m)$ とする。また、各 $i \sim i+1$ 甲板間のせん断剛性 k_i は

Table 1 Principal particulars of a container ship

L : Length between perpendiculars	245.0m
B : Breadth moulded	32.2m
D : Depth moulded	24.0m
d : Draft	11.0m
C _t : Block coefficient	0.57
W : Displacement	51,000ton

Fig. 1 Body plan of a container ship

Fig. 2 Distributions of weight, moment of inertia, and shear area of a container ship

Fig. 3 Structural modelling of a container ship; overall modelling (top), and modelling of a superstructure (bottom)

$$k_i = GA_{si}/h_i \quad (2)$$

となる⁷⁾。ここに G はせん断弾性係数, A_{si} および h_i はそれぞれ第 $i \sim i+1$ 甲板間の有効せん断面積と高さである。

構造のモデル化には, 要素中央に内部節点をもつせん断変形を考慮したチモンセンコ⁸⁾より要素を用い⁹⁾, 主船体および上部構造物を一体として変断面より近似する。Fig. 3 に示すモデルに従い, 主船体は 40 要素, 上部構造物は 3 要素とし, 上部構造物基部と主船体中立軸の間は剛要素によって接続した。なお, 上部構造物の総重量は 700 ton とした。計算に用いたヤング係数, せん断弾性係数はそれぞれ 21,000 kgf/mm², 8,100 kgf/mm², また対数減衰率 (2 節) は類似船⁹⁾ より 0.056 とした。

2.2 静水中における固有モードの解析

前節で定めたデータおよびモデル化に従い, 上部構造物を有する船体の静水中における固有値解析を行い, 固有振動数, 固有モードを定めた。Table 2 に上部構造物を考慮した場合の第 15 次までの振動の周期を, 主船体のみの振動の場合と比較して示す。Fig. 4 に各次数の固有モードを示すが, 上部構造物と主船体との連成振動は 7 節の弾性振動モードから高次側で生じていることがわかる。また, 主船体の 12 節と 13 節の振動数の間に, 上部構造物の 1 次の振動モードが現われる。高次振動には横断面内の振動との連成, 付加質量と曲げ剛性の低下などが影響するが, 本解析では考慮しない。

2.3 波浪中におけるホイッピングを考慮した曲げモーメントとシャダー

波浪中航走時のスラミングによって誘起されたホイッピング成分を含む曲げモーメントを定めるため動的応答の数値計算を行う。SR 125 の資料¹⁰⁾によれば, 大型の高速コンテナ船において目視波高 3, 4~10m の海象で船速 15~30 kt 程度の実船航海の記録があるので, 本研究では, 船長・波長比 1 の正面向い波状態で規則波の波高を 6, 8, 10, 12m の 4 通り, また船速については 6, 10, 14, 18, 22, 26 kts. の 6 通りに変化したシリーズ計算を行った。

Table 2 Natural periods and frequencies

mode	without superstructure		with superstructure		superstructure	
	period (sec.)	frequency (cpm)	period (sec.)	frequency (cpm)	period (sec.)	frequency (cpm)
1	8.953	6.74	8.953	6.74		
2	8.091	7.42	8.093	7.41		
3	1.027	58.44	1.028	58.39		
4	0.453	132.41	0.453	132.41		
5	0.269	222.74	0.269	222.74		
6	0.185	324.51	0.185	324.51		
7	0.138	434.91	0.138	434.91		
8	0.109	548.40	0.109	548.40		
9	0.090	661.50	0.091	662.46		
10	0.077	762.69	0.077	761.32		
11	0.067	899.09	0.067	898.44		
12	0.059	1015.26	0.059	1009.00		
13	0.053	1121.57	0.054	1122.14		
⑪					0.051	1166.64
14	0.049	1247.41	0.048	1248.27

Fig. 4 Eigen modes of vibration of a container ship

計算に際しては, 前節で求めた剛体モード 2 つと 2 節および 3 節モードの計 4 モードを用い, 時間積分には Newmark の β 法を採用した。時間積分における時間刻みは, 一出会周期の 1/300 を標準とし, 6 出会周期間の計算を行った。なお, 船体運動がほぼ定常になるまでの初めの 4 出会周期については構造減衰を大きくとり, 後続の応力波形に対するホイッピングの影響を除き, 最後の 2 出会周期についてホイッピングの重畳による曲げモーメントの増加を検討することとした。

上部構造物の振動には, 高次振動の成分が関係する可能性があるため, この影響を検討するため 13 節までの高次モードを入れた計算も行った。この場合の時間刻みは 1 出会周期の 1/2,000 とした。

動的曲げモーメントの船長方向の分布は, 上部構造物との結合位置で不連続となるはずであるが, 数値計算結果によるとそのような影響は極めて小さく, 結合部上部構造物側に生じるモーメントは主船体当該部のその 1% 程度であり無視できることがわかった。各計算条件における最大モーメントの包絡線を Figs. 5~8 に示す。同一の波高において船速を増加させるとスラミングおよびその後のホイッピングの影響によってサギング側のモーメントが著しく増加する。文献 [11] などに示される剛体モードのみを含むモーメントの計算の場合には非線形影響が主として船体前半部のサギングモーメントの増加に現われるのに対して, ホイッピング成分を含む本計算の場合には, 高速航走時の最大ホッピングモーメントの増加も無視できず, またモーメントの増加する範囲

Fig. 5 Longitudinal distribution of maximum bending moment including whipping components ($H_w = 6.0$ m)

Fig. 6 Longitudinal distribution of maximum bending moment including whipping components ($H_w = 8.0$ m)

Fig. 7 Longitudinal distribution of maximum bending moment including whipping components ($H_w = 10.0$ m)

Fig. 8 Longitudinal distribution of maximum bending moment including whipping components ($H_w = 12.0$ m)

も船長の全長にわたることもこれらの図から明らかである。このことは、疲労き裂の発生寿命が応力振幅の増加によって急激に短くなることと関連して重要な点であると思われる。

上部構造物前端部近傍 SS 3 $\frac{1}{2}$ における主船体曲げモーメントの時刻歴について考察する。Fig. 9 に波高 6 m, 速力 14 kt の場合の曲げモーメントおよび甲板応力の時刻歴を示す。この場合も含め波高が 6 m の場合には船底スラミングは発生しない。曲げモーメントに重畳するホイッピング成分は主としてバウフレア・スラミングに誘起されたものと考えられる。波高が 8 m 以上になると、ほぼすべての場合について船底露出が生じるが、船底没水時に受ける衝撃力よりはバウフレア没入時に受ける流体力およびその後に生じるホイッピング応力の重畳がサギングおよびホギングモーメントの最大値に大きな影響を与えていることが Figs. 10, 11 の例からもわかる。この図において一旦露出した船底が没水し、スラミングの発生している範囲を□で示した。Figs. 9~11 を比較すると船速および波高の増加に伴い、曲げモーメントに占めるホイッピング成分が極めて大きくなることが理解されよう。

上部構造物自体の振動とそれに伴って側部に生じるせん断力が上部構造物の強度に及ぼす影響を波高 8 m, 速力 18 kts の場合を例にとって検討する。この計算に際しては、上部構造物の固有振動モード①を含むように剛体モードの外、主船体 13 節の振動モードまで入れた応答解析を行っている。船首部にスラミングが発生すると、その後の主船体のホイッピングによって上部構造物は前後振動する。Fig. 12 に船橋位置における前後加速

Fig. 9 Time history of bending moment at S. S. 3-1/2 ($H_w=6.0$ m, $U=6.0$ knots)

Fig. 10 Time history of bending moment at S. S. 3-1/2 ($H_w=10.0$ m, $U=10.0$ knots)

Fig. 11 Time history of bending moment at S. S. 3-1/2 ($H_w=12.0$ m, $U=26.0$ knots)

度の時刻歴を示すが、スラミング発生後約1秒間にわたり主船体7節程度の高次振動により小刻みの前後振動をした後、主船体2節振動に対応する上部構造物の前後振動が続く。これは文献[10]などでシャダーと呼ばれている現象に対応すると思われる。このような上部構造物のせん断振動によって発生するせん断応力の時刻歴もFig. 12と類似の形を示すが数値的には 0.1 kgf/mm^2 程度と極めて小さく強度上は無視して差しつかえないことがわかった。したがって上部構造物端部の疲労強度を検討する場合であっても主として主船体の低次弾性振動モードによるホイッピング応力までを含めて考えれば十分

Fig. 12 Time history of longitudinal acceleration at Nav. deck ($H_w=8.0$ m, $U=18.0$ knots)

である。

本計算によって、上部構造物のシャダーがホイッピングに伴って現われることが示されたが、その振動数が上部構造物の固有振動数よりは低い値であることに注意したい。上部構造物頂部シャダーは不快感の原因にはなりうるが、船体強度には影響しないことが明らかとなった。

3 応力集中部の疲労強度に関する考察

3.1 一出会周期当たりの疲労被害度

船体スラミングを受け、その後大なるホイッピング応力を生じる場合、このような動的応力が船体応力集中部の疲労き裂発生にどのような影響を与えるのかについて考察する。S-N線図をFig. 13に示す。これは、文献[12]に示される軟鋼のガス切断部に対する平板の片振り疲労試験結果、I型はりを用いた連続隅肉溶接部の曲げ疲労試験結果、および十字隅肉継手の軸力片振り疲労試験結果をもとに、平均応力 σ_m の影響を考慮して両振りの場合にも拡張して適用すべく作成された線図である。

ホイッピング応力のような変動するくり返し応力をうける場合、くり返し数および応力振幅 S_a あるいは応力範囲 ΔS の定め方として、本研究では一出会周期を一回のくり返しとし、その周期内のホイッピング成分の重畳した応力時刻歴のホギング側とサギング側の最大値の差を応力範囲とする。この仮定の妥当性を検討するため、一出会周期の応力時刻歴に対してレインフロー法¹³⁾を適用して疲労被害度を計算すると、ほとんどの船速・波高の組合わせに対して上述の仮定にもとづく値の1~2割増程度であり問題のないことが確認できた。なお、ホイッピング応力成分が最も著しい波高12m、船速26 kts.の場合(Fig. 11)は例外的にレインフロー法による疲労被害度が上述の仮定によるものの2倍程度の値となった。いずれにしても、波浪縦曲げ応力にホイッピング成分が重畳し、ホギング、サギングそれぞれの応力の最

Fig. 13 S-N curves, where A, B, and C represent each fatigue curve for gas cut surface, continuous fillet welded joint loaded in fillet welding direction, and cross-shaped fillet welded joint loaded perpendicular to fillet welding direction

大値を増加させることが重要と考えられる。

船長方向各位置に発生するくり返し応力の振幅は Figs. 5~8 に示す曲げモーメントを各位置の断面係数で除して定めることができる。本節では、上部構造物端部近傍 SS 3 $\frac{1}{2}$ における甲板応力を基準応力とし、構造詳細によって定まるその近傍の応力集中部の応力集中係数をパラメータとして、一出会周期に対する疲労被害度 D_e を検討する。各波高・船速に対するホギング側・サギング側の応力の最大値からまず応力範囲を定め、さらに構造的要因による引張り残留応力を 10 kgf/mm 2 として Fig. 13 を用い対応する平均応力の S-N 線図を内挿により求め D_e を定める。Fig. 14 に波高 8m の場合について船速を増加させたときのガス切断部の疲労被害度の増加の様子を応力集中係数を 2.0, 2.5, 3.0, 3.5 と変化させて図示する。この図から疲労被害度は船速に関して対数的に増加することがわかる。Fig. 15 に同じく波高 10m の場合を示すが、図中に U_c と示した 18 kts. 以上の速力で急激に疲労被害度が増加し、特に応力集中係数 3.0 以上の高応力部では、延べ数日間このような状態が続くと疲労き裂発生危険性があることがわかる。Fig. 13 に示した疲労強度の最も低い十字隅肉継手部について、波高 8m の場合の一出会周期当たりの疲労被害度を示したのが Fig. 16 である。この場合には、応力集中係数 2.0 以下のときについても Fig. 14 に示すガス切断部に比べ高い疲労被害度が算出される。

3.2 応力集中部の疲労強度に及ぼす波高と船速の影響

前述のように確定的に定まる一出会周期当たりの疲労

Fig. 14 Fatigue damage per a cycle of wave encounter ($H_w=8.0$ m, gas cut surface)

Fig. 15 Fatigue damage per a cycle of wave encounter ($H_w=10.0$ m, gas cut surface)

被害度のみから、実際の不規則波中を各種の出会角で航行する船舶の疲労強度を海象の長期確率をもとに定めるのは困難である。本節では以下の仮定のもとに疲労強度と波高、船速の関係を検討した。

(1) 疲労き裂の発生に関係する高い縦応力が作用するのは、ホッピングが生じる可能性のある有義波高 6m 以上の短期海象に限る。

(2) 北米航路のコンテナ船において、スラミングを伴う厳しい時化に遭遇するのは、主として冬季西航時、

Fig. 16 Fatigue damage per a cycle of wave encounter ($H_w=8.0$ m, cross-shaped fillet welded joint loaded perpendicular to fillet welding direction)

Fig. 17 Probability of occurrence of slam per a cycle of wave encounter in head seas (Mariner type ship ; see Ref. [14])

Fig. 18 Prediction of possible fatigue damage for a period of 1 year in relation to wave heights, stress concentration factors, and ship speeds

特に北西太平洋海域航行時であるから、ホイッピングを発生するような海象に遭遇するのは、年間高々延 10 日（くり返し数 10^5 回）程度である。

(3) 不規則な実海面において一出会周期に対してホイッピングを伴うスラミングを発生する確率 P_s は、マリナー型船舶に対する Ochi¹⁴⁾ の結果に従うとする。ただし、Fig. 17 に示すように、有義波高とフルード数を用いた表現に改め本船に適用する。

(4) ホイッピングが発生する場合一出会周期内に与える疲労被害度 D_e は、有義波高と等しい波高をもつ船長・波長比 1 の向い波規則波によるもの（3.1 節にて算出）とする。これは安全側の仮定である。

(5) 各有義波高、船速、応力集中係数における疲労寿命（時間）は平均出会周期を T_e として $T_e/(D_e \cdot P_s)$ とする。

以上の仮定から、船体構造部材の使用寿命（期間）を与えた場合に、各応力集中係数に対してこの期間でちょうど疲労き裂が発生するような有義波高と速力の関係が得られる。Fig. 18 は一例として、き裂発生までの期間を 1 年（平均出会周期 $T_e \approx 9$ sec としくり返し数 10^5 回）の場合の母材ガス切断部に対する関係である。各曲線上の状態に対する一出会周期当たりの疲労被害度の期待値 $D_e \cdot P_s$ は一定であるから、少なくともこの曲線の左下側領域に入るような状態で運航を行えば、与えられた期間内に対する疲労き裂発生防止の十分条件を満足すると考えられる。

4 結 論

高速コンテナ船のスラミングに伴うホイッピング応力を計算するとともにその応力集中部の疲労強度に与える影響を考察し、以下の結論を得た。

(1) 一出会周期当たりの疲労被害度が波高および応力集中係数に関して対数的に増加するのは当然であるが、ホイッピング応力が重畳する場合には、船速の増加に対しても同様の傾向があることが明らかとなった。特に大波高時には疲労被害度が急激に増大する限界船速がある。

(2) 上述の疲労被害度と Ochi によって示されたスラミング発生確率を用いると、使用期間中に応力集中部の疲労き裂発生を防止するための、波高、船速、応力集中率の関係を定めることができ、これは荒天時の減速あるいは構造詳細改善の指針となる。

(3) 上部構造物端部に相当する $SS\ 3\frac{1}{2}$ 近傍の場合、剛体モードのみを含む解析では曲げモーメントの非線形影響による増加はほとんどないが、弾性振動モードを含めるとホイッピングによるモーメントの増加が著しい。ホイッピング応力の評価には、主船体の低次の弾性

モードを含めれば十分である。

(4) 上部構造物のシャダーの発生メカニズムが明らかになった。シャダーによる騒音および不快感の発生の可能性はあるが、強度に関する影響は無視できる。

謝 辞

本研究に際し資料を提供していただいた三菱重工業株式会社神戸造船所の各位、およびレインフロー法について御教示いただいた船舶技術研究所井上肇部長に謝意を表します。なお、数値計算には横浜国立大学計算機センターの HITAC-M 240 H を使用した。

参 考 文 献

- 1) 運輸省船舶局：尾道丸事故に係る技術検討会報告書，1981，運輸省。
- 2) 山本，藤野，大坪，深沢，岩井，青木，渡辺，池田，熊野，黒岩：パラ積運搬船の満載時における遭難事故解析，日本造船学会論文集，第 154 号，1983，pp.516～524。
- 3) 山本，飯田，深沢，村上，荒井，安東：高速コンテナ船のスラミングによる船首部損傷解析，日本造船学会論文集，第 155 号，1984，pp.246～256。
- 4) 井上，前中：低サイクル疲労破壊実験及び座屈箇所の破壊強度，異常海難防止システムの総合研究開発特別講演会講演集，運輸省運輸政策局，1987，pp.63～75。
- 5) 南，小川，木村：繰返し衝撃重畳下の低サイクル腐食疲労，日本造船学会論文集，第 130 号，1971，pp.321～327。
- 6) 西部造船会：NBFD 小委員会最終報告書，1987。
- 7) VERITEC：Vibration Control in Ships，1985，Norway。
- 8) 大坪，黒岩，山本：大波高波浪中の船体構造応答，日本造船学会論文集，第 157 号，1985，pp.391～402。
- 9) 山本，藤野，深沢：非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度（第 3 報），日本造船学会論文集，第 145 号，1979，pp.63～70。
- 10) 第 125 部会報告書：超高速コンテナ船の耐航性に関する研究，日本造船研究協会資料（1972，1973）
- 11) 黒岩，大坪：瘦型船におけるサギングモーメントの非線形性，日本造船学会論文集，第 161 号，1987，pp.234～241。
- 12) Svetskommissionen Ingeniorsvetenskapsakademien，Monograph on Fatigue Strength of Weld Section 1，Royal Swedish Academy of Engineering Sciences，Stockholm，1969。
- 13) 遠藤，安在：簡明にされたレインフローアルゴリズム「P/V」差法について，材料，第 30 巻，328 号，1981，pp.89～93。
- 14) M. K. Ochi：Extreme Behavior of a Ship in Rough Seas—Slamming and Shipping of Green Water，TSNAME，Vol. 72，1964，pp. 143～202。