大型船の疲労強度検討のための 波浪変動圧分布に関する研究

正員 深 沢 塔 一* 正員 服 部 陽 一*
正員 大 字 正 晃** 諸 田 博**

Hydrodynamic Pressure Distribution
for Fatigue Analysis of Large Ships in Waves

by Toichi Fukasawa, *Member* Yoichi Hattori, *Member*
Masateru Oji, *Member* Hiroshi Morota

Summary

As for the recent structural design of a ship, direct strength calculations are approved in classification society's rules, and wave loads for the calculation are given. However, such wave loads may be taken on the premise that the buckling or collapse strength of a ship will be checked by the direct strength calculation. In consequence, it may be questionable to apply such wave loads to the investigation of fatigue strength of a ship. In fatigue analysis of a ship, it is most important to estimate accurate pressure fluctuations in time and space. With the use of the pressure fluctuations, the stress fluctuation can be calculated.

In the present paper, the fluctuation in time and space of pressures acting on a bulk carrier in waves were investigated. Time histories of the pressure along ship's hull were calculated by Boundary Element Method. Surveying the pressures, distribution patterns along the ship's hull of the pressure fluctuation were classified; 4 typical patterns of pressure distribution were introduced. With the use of these pressure distributions, structural analyses were performed for 1/2 hold spans fore and aft part of a bulkhead in port side of the ship by Finite Element Method. The stress distributions on the inner bottom plate and the bilge hopper tank plate were investigated. Finally, design loads for fatigue analysis of a large ship are discussed.

1. 緒 論

最近の船体構造設計においては、船級協会の規則で直接強度計算が認められており、船体断面に加わる水圧分布など、そのための荷重が規則の中で規定されている。しかしながら、これらの荷重はどちらかといえば座屈・崩壊などの最終強度を前提としたものであるため、これらを船体の疲労強度検討に用いる場合には、いくつかの不具合が生ずる。たとえば LRS の規則では、ばら積貨物船の直接強度計算には波浪荷重のような変動荷重を考慮しなくても良い

としている。また DNV の規則では、変動荷重を考慮に入れているものの、規則ではその最大値のみを規定している。これらの設計荷重からは疲労強度検討に必要な荷重の変動成分を求めることはできない。一方、NK や ABS の規則では荷重の最大値・最小値が与えられているが、これらが実際の波浪変動圧や船体運動とどのような関係にあるのかは明確でない。

船体の疲労強度検討において、時間的に変化する波浪変動圧は最も重要な荷重の 1 つである。波浪変動圧は時間的に変化するのみならず、船体表面上で空間的な位相差を持つ。空間的な位相差を考慮せずにその場所場所での最大値または最小値の包絡線をもって波浪変動圧分布を表わした場合には、実際に船体に作用する水圧分布とは必ずしもならないため、これを疲労強度検討に用いるには疑問が残る。

そこで本研究では、船体の疲労強度検討に必要な波浪中圧力の変動成分の分布形状について検討することとする。

* 金沢工業大学機械システム工学科

** 金沢工業大学大学院システム設計工学専攻

すなわち、文献1) (以下では前報と呼ぶ) に示した方法により波浪中の変動水圧の時間変化を計算し、この圧力の変動成分の分布形状について考察する。次にこの圧力分布を荷重として構造解析を行い、圧力分布と応力の関係を調べ、疲労強度検討のための設計荷重について考察を行う。

2. 検討対象

よく知られているように、入射波の波長が船長に対して相対的に長くなると波浪変動圧力は著しく減少する。これは、波長が長くなると船体運動が発達し、船は波と一緒に運動するようになり、波と船体との相対的変動が小さくなるからである。したがって、波浪変動圧が重要となるのは相対的に短い波、波長船長比というとおおよそ $\lambda/L < 1.5$ の範囲である。このような短波長の波は、大型船にとってより重要となる。すなわち、大型船ではその大型化により roll の同調周波数がこのような短波長域に入ってくるのが普通であり、また航行海域に発生する海洋波の卓越周波数もこのような短波長領域に入ってくるためである。

したがって、本論文ではこのような大型船を対象として、その疲労強度検討のための波浪中圧力の変動成分分布形状について考察することとする。対象船は前報と同じ、 $L_{pp} = 276$ m, $B = 45$ m の 150 型大型ばら積貨物船とした²⁾。以下では、主に満載状態 ($d_{mean} = 16.5$ m, $U = 13.7$ knot) について検討を行なうが、必要に応じてバラスト状態 ($d_{mean} = 7.41$ m, $U = 15.0$ knot) についても言及する。

3. 規則波中圧力の変動成分分布形状

ここでは、規則波中で船体断面に作用する水圧の変動成分について考察する。規則波中での圧力は時間によってその大きさと分布形状が変化し、全体としての最大圧力分布形状、最小圧力分布形状を定義することは難しい。ここでは便宜上、波上側の波面が船側に対して最も盛り上がった場合の圧力分布を最大圧力分布、最も下がった場合を最小圧力分布と定める。さらに、船体表面上の各点で最大圧力分布での圧力から最小圧力分布での圧力を差し引いたものを圧力の変動成分と定義し、この分布を規則波中圧力の変動成分分布と呼ぶことにする。

通常、船体構造解析は線形解析法により行なわれるため、各荷重より計算される応力は重ね合わせができる。したがって、波浪中での最大圧力分布を荷重として計算した応力から最小圧力分布を荷重として計算した応力を差し引いたものを応力の変動成分とするならば、この応力の変動成分は先に定義した圧力の変動成分分布を荷重として計算することができることになる。

以下では、規則波の波高 H_w を 5 m とし、波向き χ を 10° おき ($\chi = 180^\circ$ が正面波)、波長船長比 λ/L を 0.1 ごとに船体断面に作用する波浪中圧力分布を計算した。この圧力計算には前報に示した(計算法2)を用いた。この計算法は、

線形自由表面条件を実際の波面上で満足するように、繰り返し計算によって波面の位置とそこでの速度ポテンシャルを求めるものである。得られた圧力の変動成分を先の方法で求め、波浪中圧力の変動成分分布形状を分類した。この分布形状は波向き、波長、波高、船速によって変化するが、ここではこれらを次に示す「見かけの波長」 λ_e によって整理する。ここで見かけの波長とは、船と波との出会い周波数 ω_e を用いて、

$$\lambda_e = 2\pi g / \omega_e^2 \quad (1)$$

と表わされるもので、2次元の波浪変動圧計算における実質的な入射波の波長である。この見かけの波長と船体の代表長さとの比により、波浪変動圧の変動成分分布形状を分類する。ここで船体の代表長さとしては船幅と喫水が考えられるが、満載状態とバラスト状態の双方について計算を行なってみた結果、船体の代表長さとして船幅をとると圧力分布が比較的うまく整理できることがわかった。よって、以下では、圧力分布を整理する1つのパラメータとして見かけの波長と船幅の比をとることにする。計算によって得られた規則波中圧力の変動成分の s , $s_{61/2}$ における典型的な分布形状を Fig.1-a から Fig.1-d に示す。図中に示す数字は全水圧を meter-head で表わしたものである。

Fig.1-a は波方向 $\chi = 160^\circ$ 、波長船長比 $\lambda/L = 0.4$ の場合で、見かけの波長は $\lambda_e = 1.08 B$ となる。以下ではこの荷重分布を Type-A の荷重分布と呼ぶ。この圧力分布は、船側圧力分布が比較的左右対称に近く、それぞれの船側で静止喫水線より若干下の部分で最大値をとり、船側部船底でほぼゼロとなる三角形分布となる。一方、船底での圧力分布は船体中心線付近で最大となる放物線に近い分布形状となっている。ここで重要なのは、圧力の変動成分は船側で正圧となっているのに対し、船底では負圧となっていることである。従来、船級協会規則等で与えられている水圧は船側と船底で同位相であるが、Type-A の圧力分布はこれと異なり、船側と船底での圧力の位相が逆になるという特徴を持つ。

Fig.1-b は波方向 $\chi = 140^\circ$ 、波長船長比 $\lambda/L = 0.6$ の場合で、見かけの波長は $\lambda_e = 2.06 B$ である。以下ではこの荷重分布を Type-B の荷重分布と呼ぶ。この圧力分布の特徴は、船側の圧力分布は Type-A とほぼ同じであるが、船底での圧力がほぼゼロとなっている点である。

Fig.1-c は波方向 $\chi = 120^\circ$ 、波長船長比 $\lambda/L = 0.8$ の場合で、見かけの波長は $\lambda_e = 3.47 B$ である。以下ではこの荷重分布を Type-C の荷重分布と呼ぶ。この圧力分布は、船側圧力分布が波上側でかなり大きい左右非対称形で、船側圧力は静止喫水線より若干下の部分で最大となるが、Type-A や Type-B と異なり、船側部船底付近でも圧力はゼロとなっていないのが特徴である。また船底では、Type-A とは逆に、船体中心線付近で最小となる放物線に近い分布形状となっている。さらに重要なのは、Type-A と異なり、船

Fig. 1-a Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 1-b Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 1-c Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 1-d Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

側に正圧が加わっている場合に船底にも正圧が加わり、船側と船底での圧力の位相が同位相になっている点である。

Fig. 1-d は波方向 $\chi=90^\circ$ 、波長船長比 $\lambda/L=1.0$ の場合で、見かけの波長は $\lambda_e=6.13 B$ となる。以下ではこの荷重分布を Type-D の荷重分布と呼ぶ。この圧力分布の特徴は、Type-C の場合の船側部圧力の左右非対称性がさらに顕著になって波下側の船側の圧力が負圧になり、左右の船側で圧力の位相が逆になっていることである。

以上の 4 つの典型的な圧力分布形状は、先に挙げた見かけの波長と波向きでほぼ整理できる。すなわち、Type-A のような圧力分布が生ずるのは、見かけの波長が $\lambda_e < 1.5 B$ 程度の、もともとの入射波長が極端に短い場合、または向い波のような出合周期が短い場合である。波の限界岨度を考えると、波長の短い波は波高も相対的に小さくなるため、このような圧力分布が有意に現れるのは入射波長が比較的短くかつ向い波の場合に限られることになる。一方、Type-C のような圧力分布は、 $\lambda_e > 2.5 B$ 程度の、向い波で比較的入射波長が長い場合か、横波、追い波の場合に生ずる。このタイプの圧力分布が発生する入射波長の範囲は広いいため、Type-C はこの中では発現頻度の高い圧力分布であるといえる。また、Type-B の圧力分布は Type-A と Type-C の中間的な入射波長の場合に生ずる。一方、横波や追い波の場合には、Type-C の入射波長よりかなり長い波長で、Type-D のような左右非対称性が強く左右舷の圧力の位相が逆になるような圧力分布が発生する。このような圧力分

布は、横波から追い波の状態では $\lambda_e > 5.5 B$ 程度の場合に生ずる。なお、いずれの波向きでも、見かけの波長が $\lambda_e > 10 B$ 程度となるとほとんど圧力の変動はなくなってしまふ。

4. 圧力の変動成分による応力分布

さて、上記に示したように、規則波中で船体断面に働く圧力の変動成分には 4 つの典型的な分布形状があることがわかった。ところで、船体の疲労強度を考える場合、重要となるのは船体部材のある点の応力がどのように変動するかである。したがって、たとえ外力である水圧分布に差異があったとしても、それが応力に顕著に反映されないのであれば設計上この圧力の差異は無視できることになる。ここでは、先に検討した水圧分布の差異が応力にどのように反映するかを考察してみる。

応力計算は、検討対象とした大型ばら積貨物船の S. S. 6 1/2 付近の断面に存在するバルクヘッドを挟んだ前後の 1/2 ホールド部分の片舷について、有限要素法を用いて行った。使用したソルバーは MSC/NASTRAN である。モデル化では、船側フレームを板要素、面材を軸力要素とした。板要素は外板、内底板、隔壁等に対して膜-曲げ要素を用い、その他は膜要素とした。計算モデルを Fig. 2 に示す。モデルの節点数は 5783、要素数は 9017 である。

計算に用いる荷重は、先に示した規則波中の圧力の変動成分であるが、これは左右非対称の荷重である。前述のように構造のモデル化は片舷のみであるので、左右非対称の荷重についてはこれを対称成分と反対称成分に分ける必要が生ずる。Type-A から Type-D の荷重分布を対称成分と反対称成分に分けた結果を Fig.3-a から Fig.3-d に示す。ここで対称荷重の場合の境界条件は、前後端および船体中心線について対称とし、上下方向変位を横隔壁/上甲板/船側外板の交点で拘束し、上下方向の不平衡力を分布剪断力として横隔壁位置の船側外板に付加した。また反対称荷重の場合の境界条件は、前後端について対称、船体中心線上横隔壁位置で左右方向変位と Y 軸まわりの回転を拘束、二重底の高さ方向中央で上下変位と Y 軸まわりの回転を拘束し、左右方向の不平衡力を分布剪断力として横隔壁位置の船底外板に付加した。

応力の検討は内底板とビルジホッパー斜板について行なった。これは局所的な構造の差があまり現われず、かつ不平衡力の影響をあまり受けない部分として選んだ。まず、対称荷重に対する結果を Fig.4-a から Fig.4-d に示す。図は主応力分布を表わし、Fig.4-a から Fig.4-d の応力はそれぞれ Type-A から Type-D の荷重の対称成分に対応する。まず、ビルジホッパー斜板に注目すると、最大主応力が Type-D ではほぼ船幅方向に走っているが他のケースでは船幅方向に対して傾斜し、Type-A では 45 度に近い角度となっている。これは船側での荷重分布が Type-D ではほぼ一定であるのに対し、他のケースでは静止喫水線より若干下で最大となる三角形分布が強調されているためであると思われる。また、Type-A については、圧縮の主応力と同程度の大きさの引張の主応力が現われている。これは他のケースと異なり船底での圧力が負圧になっているためである。次に内底板に注目すると、Type-A では船底水圧が負圧になっている影響で内底板の主応力方向が他のケ

Fig. 2 Finite element modeling

ースに比べ一定ではなく、場所によっては引張りの応力が現われ、タンク中央で最大・最小の両方の主応力が顕著に

Fig. 3-a Symmetric and antisymmetric components of peak to peak pressure in waves ($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 3-b Symmetric and antisymmetric components of peak to peak pressure in waves ($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 3-c Symmetric and antisymmetric components of peak to peak pressure in waves ($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 3-d Symmetric and antisymmetric components of peak to peak pressure in waves ($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-A (Symmetric Load)

Bilge Hopper Tank Plate & Inner Bottom Plate

Fig. 4-a Principal stress distribution caused by symmetric load component
($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-B (Symmetric Load)

Bilge Hopper Tank Plate & Inner Bottom Plate

Fig. 4-b Principal stress distribution caused by symmetric load component
($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-C (Symmetric Load)

Bilge Hopper Tank Plate & Inner Bottom Plate

Fig. 4-c Principal stress distribution caused by symmetric load component
 ($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-D (Symmetric Load)

Bilge Hopper Tank Plate & Inner Bottom Plate

Fig. 4-d Principal stress distribution caused by symmetric load component
 ($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

なっている。Type-A 以外は最大主応力のみが強調され、ほぼ船幅方向を向き、船体中心線/横隔壁付近でのみ最小主応力も顕著になっている。また、Type-B では船底荷重がほぼゼロであるため応力の絶対値は小さい。

次に、反対称荷重による主応力分布を Fig.5-a から Fig.5-d に示す。Fig.5-a から Fig.5-d の応力はそれぞれ Type-A から Type-D の荷重の反対称成分に対応する。まず、ビルジホッパー斜板では、応力値の違いはあるものの、その方向はタンク中央付近で船幅方向、横隔壁付近で船幅方向に対して 45 度に近い角度となっている。一方、内底板に注目すると、ホッパー斜板/内底板/横隔壁の交点を中心とした同心円形の応力分布となっている。これは船側荷重、船底荷重が大きい Type-D で顕著に現われている。

次に、対称荷重による応力と反対称荷重による応力の和と差をとることによって、トータルの応力の分布を検討してみる。Fig.6-a から Fig.6-d に左右舷の主応力分布を示す。ホッパー斜板についてみると、Type-A、Type-B では左右舷で応力の方向はあまり変わらず、その大きさのみが異なっているのに対し、Type-C、Type-D では方向・絶対値とも異なっている。特に Type-D ではそれが顕著である。一方内底板では、Type-A を除いて左右舷で応力値・方向とも異なっている。これより、荷重の非対称性はその度合いに応じて主応力の値・方向に影響を及ぼすことがわかる。特に、反対称荷重の方が対称荷重より大きい Type-D では非対称性の影響が著しい。

また、Fig.7-a から Fig.7-d に左右舷の剪断応力の分布を示す。剪断応力については、荷重の非対称性が強くなるに連れて波下側のホッパー斜板/横隔壁近傍の内底板での値が大きくなり、主応力と同様に荷重の非対称性の影響が現れている。

5. 考 察

Fig.1 に示した波浪中での圧力の変動成分の分布形状を船級協会の規則などに規定されている圧力分布と比べてみると、荷重の非対称性や船側・船底で圧力の正負が逆転するという以外にも、船側部の圧力が船底部の圧力よりかなり大きくなっていることがわかる。このような船側・船底での圧力の相対的な大きさの違いがどのように応力に反映されるのかを調べるため、船底での圧力が比較的大きくなる NK ルールで定められた波の山の状態³⁾の圧力分布による内底板・ホッパー斜板の主応力を計算してみた。この結果を Fig.8 に示す。これを Fig.4 と比較してみると、両図で主応力の方向が大きく異なっていることがわかる。このように、船側と船底での圧力の大きさの比が応力におよぼす影響は小さくないため、圧力分布形状だけをとりても、座屈・崩壊検討用と疲労・破壊検討用では異なったものを用いる必要があることがわかる。

ところで、ここで示したような圧力の変動成分分布をど

のように設計に反映させるかは大きな問題である。文献 4) では船側に働く荷重をロングスペースごとの単位荷重に分割し、これらの単位荷重による応力をすべての場合について計算して重ね合わせるという方法をとっている。このような方法は計算ケースが膨大となり、ルーチンワークには適さない。計算ケース数を減らすためには以下のような方法が考えられる。すなわち、すでに示したように、4 つの典型的な圧力分布は見かけの波長と船幅の比をパラメータとして整理することができる。また Fig.9-a から Fig.9-d に波高 2.5 m の場合の圧力分布を示すが、波高の変化によって船側変動圧の上端は上下するもののその分布形状はほとんど変わっていない。したがって、波浪条件をこの 4 つの圧力分布形状で分類し、それぞれの波の岨度を考慮して代表的波高を設定し、その荷重により応力解析を行う。得られた応力からその応答関数を作成し、長期予測を行う、という方法が考えられる。ただし、このためには、波高の選び方やその応力に対する影響について、更なる検討を行う必要があろう。

さて、今回は応力の考察対象として内底板・ビルジホッパー斜板のみを取り上げたが、船側外板などにおいても有意な応力の差がみられた。通常このような構造解析では上下・左右の不均衡力を分布剪断力として船側や船底に加えるが、実際の不均衡力はこのような集中力ではなく構造全体に分布した力となるはずである。したがって、船側外板などにはこのような不均衡力の与え方の影響が現れているものと思われる。また、船体の一部のみを解析する場合の対称・反対称境界条件の与え方も応力分布には影響すると思われる。より正確な議論のためにはこのような不均衡力や境界条件の問題を解決しておく必要があるが²⁾、この点については今後検討していく予定である。

6. 結 論

本研究では、船体の疲労強度検討に必要な波浪中圧力の変動成分の分布形状を分類し、この圧力分布を荷重として有限要素法による船体構造解析を行い、疲労強度検討のための設計荷重について考察を行った。得られた結論は以下の通りである。

(1) 規則波中で船体断面に働く圧力の変動成分の分布形状は 4 つの典型的パターンに分類できる。この圧力分布は船級協会の規則などに規定されている圧力分布と比べ、荷重の非対称性、船側・船底での圧力の正負の逆転、相対的な船側部圧力の増加、などの特徴をもつ。

(2) この圧力分布形状を規定する主要なパラメータは見かけの波長と船幅の比である。また、波高が変化しても、この圧力分布の上端は上下するものの、全体的な形状はほとんど変わらない。

(3) このような圧力分布が荷重として加わるとき、内底板・ホッパー斜板の応力は、それぞれの圧力分布形状に

Type-A (Antisymmetric Load)

Bilge Hopper Tank Plate & Inner Bottom Plate

Fig. 5-a Principal stress distribution caused by antisymmetric load component
($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-B (Antisymmetric Load)

Bilge Hopper Tank Plate & Inner Bottom Plate

Fig. 5-b Principal stress distribution caused by antisymmetric load component
($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-C (Antisymmetric Load)

Fig. 5-c Principal stress distribution caused by antisymmetric load component
($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Type-D (Antisymmetric Load)

Fig. 5-d Principal stress distribution caused by antisymmetric load component
($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 6-a Principal stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 6-b Principal stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 6-c Principal stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 6-d Principal stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 7-a Shear stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 7-b Shear stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 7-c Shear stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 7-d Shear stress distribution due to peak to peak pressure
($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/55.2$; Homogeneous loading)

Fig. 8 Principal stress distribution due to wave load given by NK rule
(Wave crest ; Homogeneous loading)

Fig. 9-a Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=160^\circ$, $\lambda/L=0.4$, $H_w/L=1/110.4$; Homogeneous loading)

Fig. 9-c Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=120^\circ$, $\lambda/L=0.8$, $H_w/L=1/110.4$; Homogeneous loading)

Fig. 9-b Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=140^\circ$, $\lambda/L=0.6$, $H_w/L=1/110.4$; Homogeneous loading)

Fig. 9-d Distribution pattern of peak to peak pressure in waves
($\chi=90^\circ$, $\lambda/L=1.0$, $H_w/L=1/110.4$; Homogeneous loading)

応じて、特徴的な応力分布となる。この応力分布には圧力分布の非対称性の影響が顕著に現れる。また、この応力分布は座屈・崩壊を前提とした荷重による応力分布ともかなり異なった分布となる。

終りに臨み、本研究の遂行にあたり貴重な御助言をいただいた金沢工業大学教授中村一郎先生に感謝いたします。また、本研究成果には、(社)日本造船研究協会 第207研究部会第3ワーキンググループの委員の皆様との有益な討論が大きく反映されております。ここに委員の方々に対して感謝の意を表します。

なお、本研究の一部は、文部省科学研究費一般研究C「精度の良い船体構造設計のための波浪荷重に関する研究(代表深沢塔一)」の補助を受けたことを付記する。

参 考 文 献

- 1) 深沢塔一：大型船の疲労強度検討のための船側変動圧に関する研究, 日本造船学会論文集 第171号 (1992)
- 2) 日本造船研究協会：船殻構造の強度評価と管理目標の定量化の調査研究 総合報告書, 第207研究部会 (1993)
- 3) 日本海事協会：鋼船規則等の検査要領集, (1991)
- 4) 倉本美男, 戸沢秀, 白木原浩, 井上俊司, 伏見彬：波浪中の船体局部応力のシミュレーション手法に関する研究, 日本造船学会論文集 第170号 (1991)