

海洋観測船用船底音響窓破損原因に関する検討^{*1}

正会員 平山次清^{*2}, 工藤君明^{*3}, 今井康貴^{*4}

正会員 高山武彦^{*2}, 平川嘉昭^{*2}

On the Damage of the Acoustic Window at the Bottom of an Ocean Observation Ship

By Tsugukiyo HIRAYAMA (Member), Kimiaki KUDO, Yasutaka IMAI, Takehiko TAKAYAMA (Member) and Yoshiaki HIRAKAWA

The circular plastic window (we call it as acoustic window) at the bottom of a large ocean observation ship was broken sometimes. This window is a cover of the downward hole of the recess of the ADCP (Acoustic Doppler Current Profiler) of this ship. This paper report about the reason of the damage of this plastic window through the simple model tests and simple theoretical calculations. Through this considerations, the importance of the concept of the pressure by the incompressible fluid in acceleration motion is stressed.

Keywords: ADCP, Breaking ,Acoustic Window, Water Pressure, Slamming, Short Term Prediction

1. 緒言

排水量約一万トンの大型海洋地球研究船“みらい (Lpp=116m, B=19m)”の船底(喫水6.5m)に設置された ADCP (超音波(7.5kHz)式ドップラー流速分布計、音響式流向流速計とも言う)格納空間(通常海水が満たされている)下面の円形音響窓の保護用ポリエチレン板(音響窓とよぶ、厚さ12mm)が97年10月の就航以来、何回か脱落に見まわっている。ボルト締めを強固にした場合でも脱落しないものの、ドック入りした際、船体内側への凹みが見られた場合もある(この航海の場合船首のマイクロ波式波高計で最大6m程度の有義波高を計測している)。本論文はこの音響窓が破損する原因について1/10モデルの水槽実験および波浪中運動の理論計算の両面から検討した結果を示すもので、圧力の考え方に意外な盲点があったことを指摘するとともに破損防止対策をも示すものである。なお本検討結果は類似のシステムを使用している船舶にとっても有益であるばかりでなく加速度運動による流体圧力を考える必

要がある点で教訓的でもある。

2. 音響箱モデル

現象を確認するため大略等価と考えられる1/10模型を作成し、船体の上下運動と波面との相対運動を模擬した強制上下動実験を実施した。Fig.1に実船における ADCP 格納空間(ここでは音響箱とよぶ)の位置を示す。FPより見て、Lppの18%後方位置であり波高によってはスラミング発生も考えられる。前方にはバウスラスタがある。

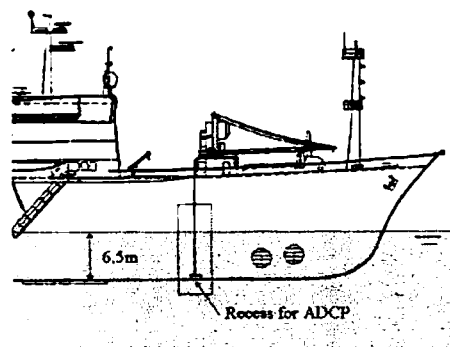


Fig.1 Position of ADCP.

*1 平成14年11月14日造船三学会秋季連合大会において講演,原稿受付平成14年11月29日

*2 横浜国立大学工学研究院

*3 (株)グローバルオーシャンディベロップメント,海洋科学技術センター

*4 (株)グローバルオーシャンディベロップメント

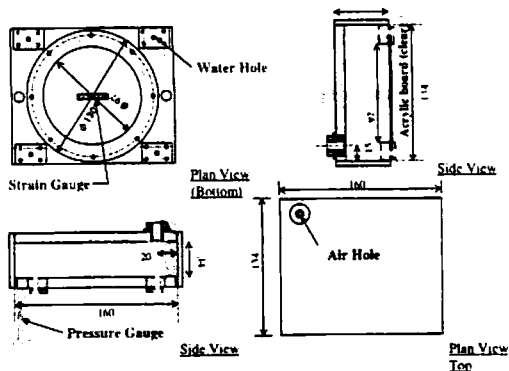


Fig.2 1/10 model of the recess for ADCP.

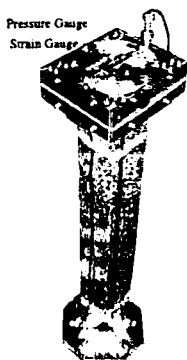


Fig.3. Photo of 1/10 model.

作製した模型 (Fig.2, Fig.3) は ADCP 格納空間 (音響箱) をモデル化したもので、内寸を $34 \times 134 \times 160 \text{mm}$ (容積 729cc) と実機と相似にしている。Fig.3 は底面を上にした状態の写真である。船体断面も含めてモデル化した方が良かったがオーダチェックにより早急に結論を出す必要があったので箱型とした。なおストリップ法による船体運動計算 (向かい波, 16 ノット) では音響窓位置での船底圧力は、波長/船長 = 1.1 の規則波において、波の片振幅の 1.5 倍程度の水頭変化であった。一方この場合の相対波片振幅は波片振幅の 2.9 倍である。このことは、音響箱を相対片振幅対応で上下運動させた場合、模型音響箱外底の水圧変化は上下動振幅程度の静水圧変化 (4.1 節参照) となるのに対して実船の船底変動水頭はその 52% 程度となるから、相対運動で考える模型実験は大略過大評価になることを意味している。音響窓の面積は 73.8cm^2 (実機で 0.738m^2) である。さらに模型は実機と同様空気抜きパイプ (実機は直径 4cm) を水面上まで伸ばし、底面にはドック時排水用の水抜き穴 (実機は直径 4cm) を実機同様 4 隅に設けた。なお実機では空気抜きパイプ用の開閉バルブが音響箱の少し上にあるが、従来は開で運転していた。従がって静止状態ではパイプ内

には水面位置まで海水が入り、音響窓の内外圧はバランスし窓板の変形は生じないはずである。また実機では音響箱内に 4 個の円盤型の超音波送受信盤があるが模型ではつけていないので、模型内の流体運動は相対的に若干大きめに出る可能性はある。

3. 実験方法

実験は横浜国大の幅 1 m, 深さ 2 m, 長さ 16 m のガラス張り水槽で真水にて実施した。実験時の水深は 1.5 m である。但し音響箱底面位置は実機の喫水 6.5 m とほぼ似た深さ 0.6 m (通常状態) および音響窓が水面上に露出して衝撃圧を生ずる状態 (スラミング状態) 0.074 m の 2 種類とし、音響箱支持用の角パイプもそれらに対応した 2 種類の長さのものを用意した。Fig. 4 に強制上下装置と模型 (通常喫水状態) の概略を示す。強制上下装置はプランジャー式造波機のプランジャーを外して転用した。可能な最大両振幅は 27 cm である。なお 0.6 m 深さを中心に上下運動させた場合、水面には殆ど波はたたなかった。

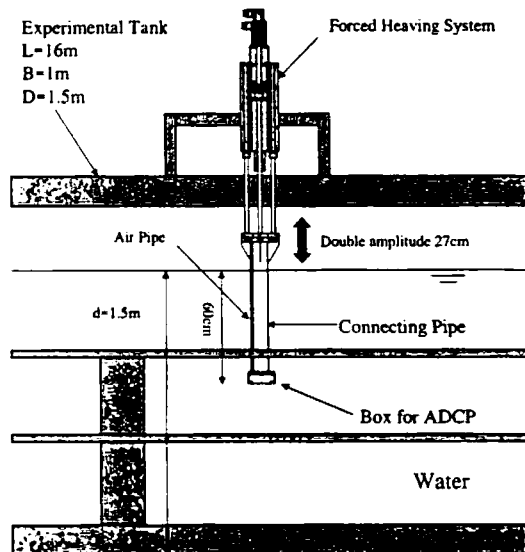


Fig.4 Forced heaving system with ADCP box.

計測項目は強制上下動信号, 上下変位, 空気抜きパイプ内の水面変位 (パイプ内に固定した容量式波高計による), 音響箱の外側と内側の圧力 (圧力差を見る), アクリル板に働く荷重 (中央にストレンゲージ貼付) である。

4. 実験結果

4.1 通常状態

まず通常状態（非スラミング状態）について、以下（ ）は実機相当の値であることを意味する。船底露出をしない通常の運動状態に相当する実験では水抜き穴の直径を0mm（閉鎖）、0.7mm（0.7cm）、1.5mm（1.5cm）、4mm（4cm）、12mm（12cm）に変化させた。また空

気抜き穴の直径は0mm（閉鎖）、4mm（4cm）、8mm（8cm）とパイプ内径を変化させた。ただし実機は両方も4cmである。

Fig.5 にタイムヒストリーの例を示す。水孔、空気孔ともに直径4mmの場合である。周波数は0.3Hz（0.094Hz）から1.2Hz（0.38Hz）まで約3分間かけてゆっくり過渡的に変化させている。従って非線型現象があったとしてもほぼ規則運動における応答が見られ

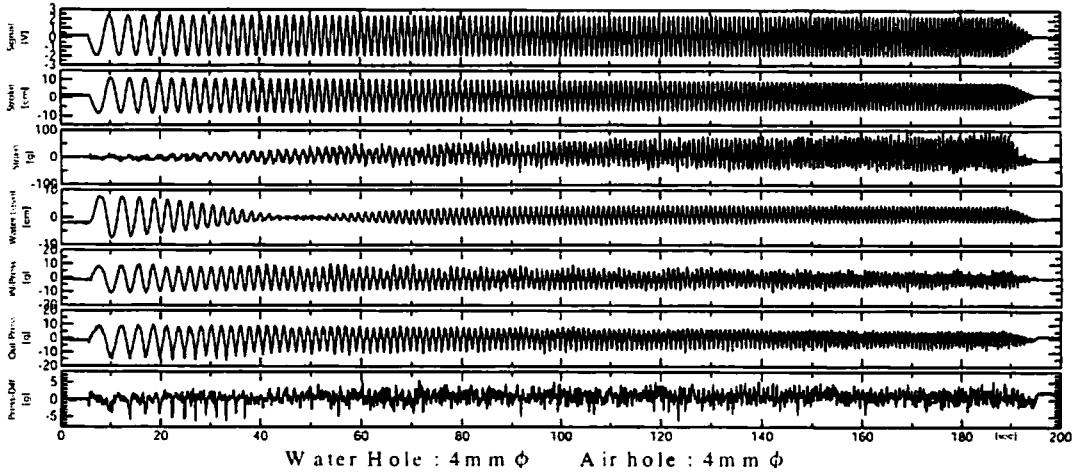


Fig.5 Example of measured time histories. (Water hole =4mm, Air hole=4mm)

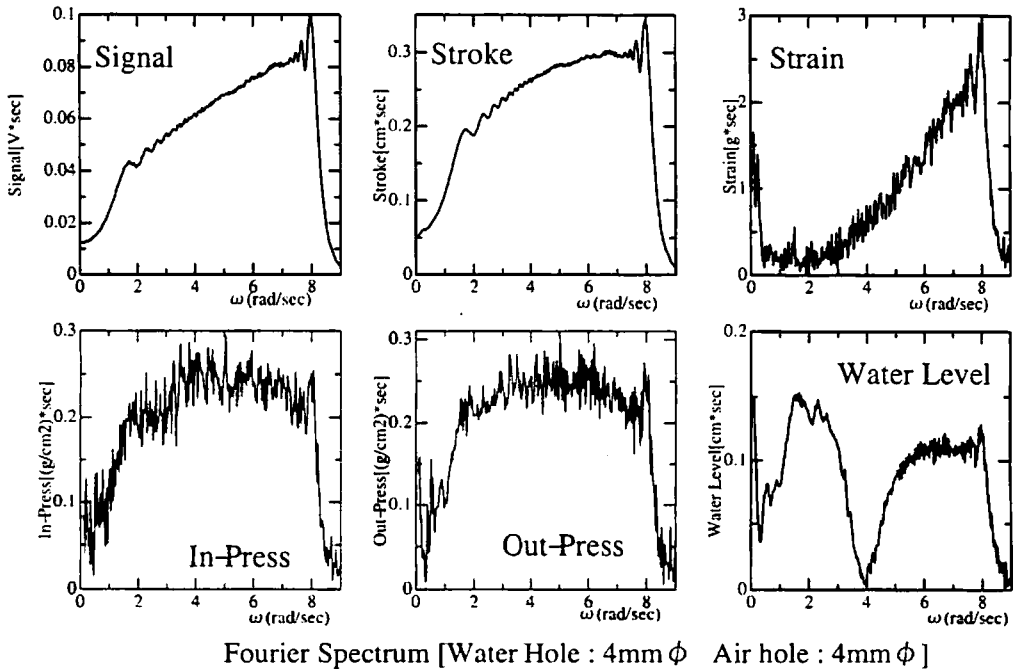


Fig.6 Fourier Spectrum of the measured time histories. (Water hole =4mm, Air hole=4mm)

ると考えられる。タイムヒストリーは上からシグナル、上下ストローク（上がりがプラス）、音響窓歪に基づく荷重（上向きがプラス）、空気抜きパイプ内相対水面変位（上がりがプラス）、底面内圧（圧力上昇がプラス）、底面外圧（上昇がプラス）、圧力差（外マイナス内）となっている。空気孔、水孔共に開の場合は空気抜きパイプ内水位に変位なしの周波数が存在する。これはパイプに対する相対運動はゼロであるが水槽水面に対しては激しく上下しているわけで1種の共振現象といえる。ただし音響窓内底面に対する荷重には特異な現象は見られない。勿論空気孔開の場合は水位変化はない。底面荷重は高周波数で上向きの片振れが見られるが、水面変位にも上昇側の片振れがみられ、実験で見られた凹みとの対応が感じられる。これらのタイムヒストリーからフーリエスペクトルを求め(Fig.6),それらの比から得られる、音響窓に働く荷重の応答関数（上下変位の片振幅で割ったもの）などをFig.7に示す。Fig.6のフーリエスペクトルはタイムヒストリーの特徴が良く現れている。周波数をゆっくり掃引しているのでタイムヒストリーの振幅分布が大体フーリエスペクトルの振幅分布と相似になるからである¹⁾。

Fig.7の底面荷重応答関数は大略 ω^2 （つまり加速度が

支配的)で増大しているといえる。底面外圧は高周波数で若干下がっているものの略一定で値も1程度である。これは上下動と同程度の水頭変化であることを意味する。またここには示していないが空気孔閉,あるいは開8mmの場合でも底面外圧の応答関数自体は殆ど変化しない。位相差も殆ど変わらずほぼゼロである。これらは底面外側の圧力変化は水孔などの条件が変わっても上下動に基づく静水圧変化が支配的であることを意味している。一方底面内圧については、水孔開の場合は外圧と同様な1程度の一定値であるが、水孔閉（図は示していない）の場合は ω^2 で変化するように見られる。但し空気抜きパイプ内の水面変位が見られるのでモデルの水密が完全でなかったようである。荷重との関係（底面外圧ー底面内圧）の応答関数で見ると、これはタイムヒストリーの差をとってからフーリエ変換したもを使っているからほぼ同じ値となる静水圧変化はキャンセルされてそれ以外の変動成分が評価されていると考えてよい。かなり変動が激しいが、ほぼ0.1程度の一定値であり、これは静水圧変化の10分の1程度である。また位相差も概略ではあるが $\omega = 4 \text{ rad/sec}$ 以下では90度程度、それ以上の周波数では-90度程度となるような傾向が見える。水孔閉（図は示していない）の場合の荷重は、明らかに

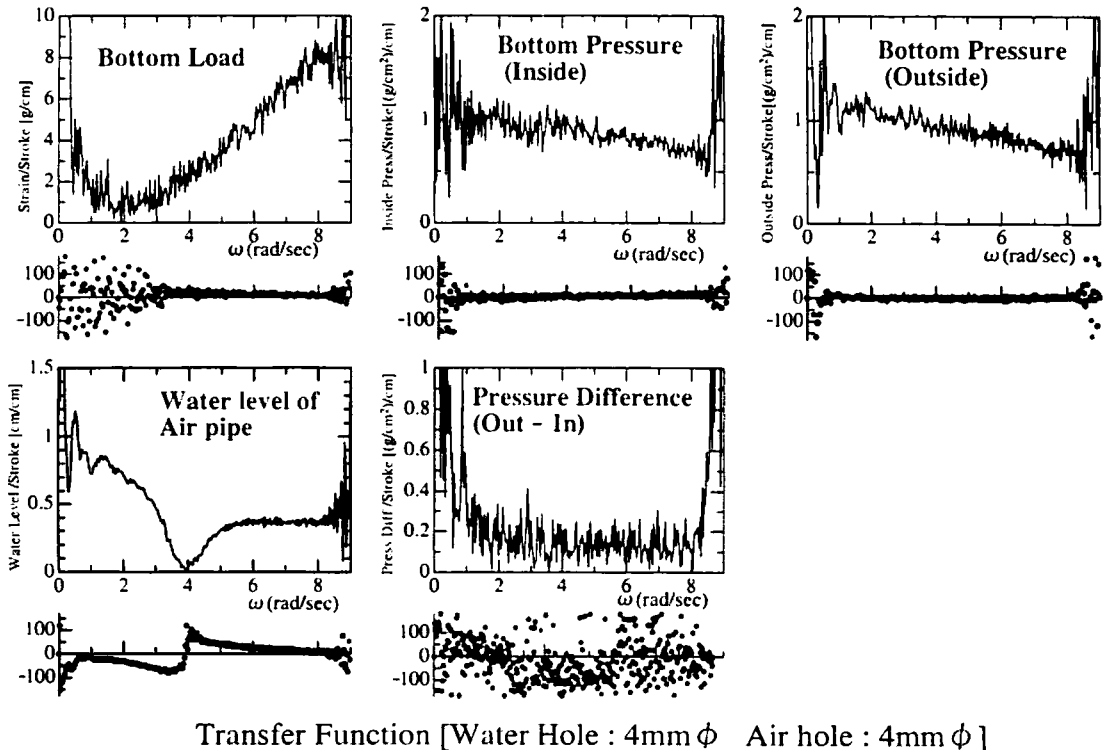


Fig.7 Frequency response function.(Water hole =4mm, Air hole=4mm)

$\omega = 4$ 付近でゼロとなりその後 ω^2 で変化している。位相差もこの周波数を境に 180 度変化する。このゼロとなる周波数については後述の簡単な考察からも 3.88rad/sec という値が得られ、対応するものと考えられる。これは実船では周期 5.12sec に相当する。

次に、得られた荷重の応答関数より $\omega = 2$ rad/sec (実機周期で 9.9sec) および 6 rad/sec (実機周期で 3.3sec) における値を読み、横軸に水抜き穴径を、縦軸に荷重をとったものを Fig.8 に示す。

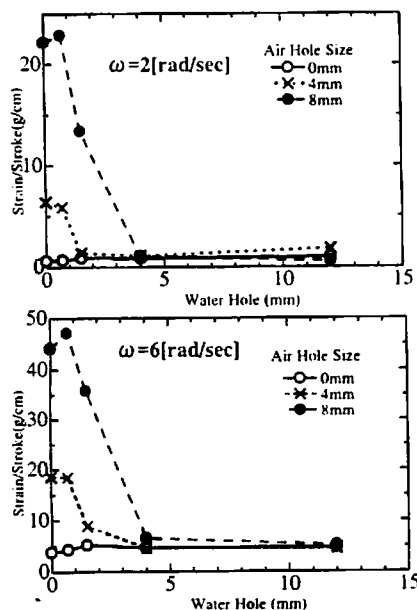


Fig.8 Bottom load vs. Diameters of water hole.

水孔径がゼロ (閉じた場合) で空気孔が開でない場合は箱内およびパイプ内の水による慣性反力 (片振幅 10cm, 6 rad/sec にて 9 グラム程度) よりかはるかに大きな荷重 ($\omega = 6$ rad/sec で 5 倍程度) が出ていることがわかる。また空気孔径が 8mm の場合は水孔径が小さくなって 4mm (実機で 4cm) 以下となると急激に増大する形となっている点に注意する必要がある。

すなわち水抜き穴があっても何らかの理由でふさがったりすると空気孔開では大きな荷重が音響窓にかかることになる。また水孔径がゼロの場合は空気孔径の増大にともなう急激に荷重も増大している。ただし次に述べるように、理想状態では空気抜き孔開から開の変化に対して荷重はステップ的に増大すると言える。

この現象は次のように解釈できる。空気孔開で水孔開の場合噴水位置までパイプ内に水がある場合は音響箱頂部での水圧はパイプ深さ d に相当する静水圧となる。これはほぼ噴水に相当する高さ d なる水頭となる。この

状態で全体を周波数 ω で上下運動させた場合は片振幅を z として $z \omega^2$ なる最大加速度を生ずる。加速度の効果は重力と等価で加速度方向の圧力勾配を増加させるから結局音響箱内側底面に働く変動圧力の最大値は、 h を音響箱内面上下距離として、水頭表現で、

$$(h+d) * (z \omega^2) / g \quad (m) \quad (1)$$

となる。即ち空気抜きパイプ内の液柱長さ d が最終的に荷重に効くのであってパイプの直径は関係しない。一方音響箱外側底面に働く変動圧力は上下動に基づく静水圧変化によるものが支配的であるから $\rho g z$ と近似できる。従って圧力差 (外圧マイナス内圧) としての水頭は

$$z(1 - (h+d)\omega^2 / g) \quad (m) \quad (2)$$

となる。(2) 式によると水孔閉の場合にはある周波数で荷重がゼロとなる。この場合これは 3.88rad/sec であり既に触れたように実験での現象を説明している。一方底面荷重計測結果は Fig.8 の水孔ゼロの縦軸で見て、周波数に依存しつつ空気抜きパイプ径が大となると飽和値に達する結果となる。この飽和値はオーダー的には(2)式と一致している。ここでは(2)式に $\rho g S$ を乗じたものを荷重とした。S は音響窓面積である。なお完全には一致しない理由は(2)式による底面荷重の方は外部の付加質量の影響 (オーダー的には音響箱の排水量程度) や岐点圧程度の変動圧を無視していること以外に、先にも触れた音響箱モデルに隙間があり水密に若干問題があったためと判断している。また水孔閉かつ空気抜き閉の場合は(2)式で $d=0$ の場合に相当するから、空気孔を閉じた瞬間にステップ的に荷重が減少することになる。d は噴水のオーダであるから結構大きい。ちなみに(2)式に $\rho g S$ を乗じた荷重の場合、 $\omega = 6$ rad/sec における値は上下動片振幅 1cm 当たり 102 g f/cm (実船では $\omega = 1.89$ rad/sec に対応し 1020 kg f/m) である。これが実機の許容荷重 (0.399ton - 2.16ton) をこえるのは片振幅で 0.391m - 2.11m の上下動であるから水孔閉の場合は実機で破損の可能性は十分ある。

一方空気孔開の場合でも水孔が開であれば音響箱底面荷重は急速に緩和される。実験結果では水孔径が 4mm (40mm) であれば(2)の 1 および d は考慮する必要がなくなる。すなわち水抜き孔は荷重緩和に大きく貢献していると言えるが何らかの理由でふさがれた場合は先に述べた理由で危険である。従って空気抜きパイプの根元でバルブを閉めておくことが全ての場合に安全で

あると言える。以上を纏めると次の Table 1 を得る。

Table 1. Dangerous combinations of the diameters of water hole and air.

○=Safe, △=Medium, ×=Danger

Water Hole \ Air Hole	Open	Close
Open	△	×
Close	○	○

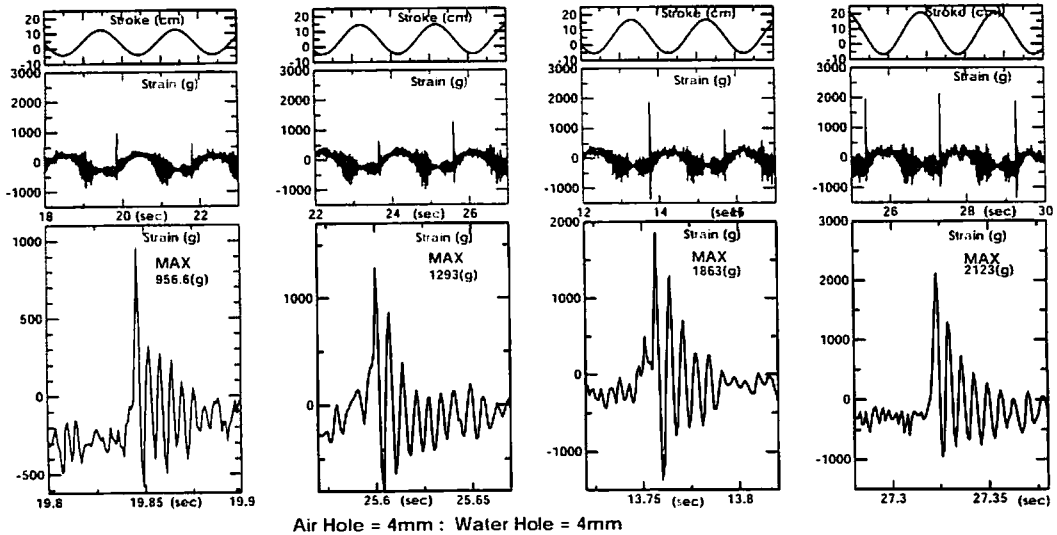


Fig.9 Example of time histories of slamming condition.

参考までに静止・密閉状態での音響箱内の圧力分布は箱頂部でゼロ、底面で $\rho g h$ であるが空気抜きパイプをつけてバルブを開けた瞬間に頂部で $\rho g (10+d)$ 、底面で $\rho g (10+d+h)$ とステップ状に変化する。ここで d はパイプ内にある喫水相当水柱高さ、 10 は大気圧相当の水頭 (m) である。勿論パイプ内水位が水面と一致していれば内部底面圧は外部底面の静水圧 $\rho g (10+d+h)$ と釣り合い音響窓の変形はない。一方空気孔閉の状態では外部底面では $\rho g (10+d)$ なる上向きの非平衡圧力となるが音響窓が弾性体であれば、水は略非圧縮であるから、極わずかな変形で内部水圧は外部水圧とバランスし弾性体としての音響窓の変形はやはり殆どない。勿論水孔閉の状態であれば底面の内、外圧はほぼ同一となるから変形はない。

4.2 スラミング状態

通常状態での音響箱破損の可能性は前節で検討したが、それ以外では荒天海象でスラミングによる破損が考

えられる。

実験でスラミングが発生するのは、船底が露出してなおかつ水面突入速度がある限界値 (上下速度のフルード数で $0.08-0.11$ 、実機で $2.69-3.71$ m/sec) を超えた場合とされている^{2, 3)}。本実験ではこの状態を再現するため短い支持柱で音響箱を支え、水面露出・没入を繰り返す強制上下動試験を実施した。上下動の最大両振幅は 27 cm である。サンプリングは 1000 Hz とした。衝撃波形に続く振動はアクリル板の水中固有周期 (6 msec, 167 Hz) に一致している。Fig.9 に時系列の例を示す。最大荷重は水面突入時に生じるから音響窓が変形する場合は船体内側への凹み変形を生ずる。Fig.10 に上

下変位 (両振幅) を横軸にとった最大荷重 (いくつかのピーク値のなかでも大きいものをとった) の変化を示す。これは圧力そのものではなく音響窓の変形から換算した荷重である点に注意されたい。なお音響窓底面は初期水深 7.4 cm (実機 0.74 m) を中心に上下動させている。

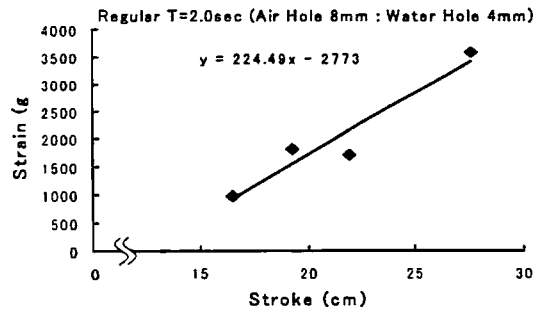


Fig.10 Maximum impact load vs. stroke of heave (double amplitude).

Fig.10は周期2sec(実機で6.3sec),水孔4mm(実機4cm),空気孔8mm(実機で8cm)最大両振幅は27cm(実機2.7m)の場合である。この場合水面を通過するときの速度は0.423m/sec(実機1.339m/sec)であるが、後述の船体運動計算によると、周期2sec(6.3sec)では船底露出を生ずる波高は13m(波粗度1/4.7)と非現実的に険しい場合に相当する。但しスラミング荷重は水面衝突時の速度で大体決まると考えられるので、周期そのものは、非常に短波長でなければ、あまり影響ないものと判断される。実験によると、空気孔が4mm以上だと最大荷重も空気孔閉鎖時の3kg(3ton)から4kg(4ton)へと3割増加する結果となったので空気孔は矢張り閉の方が良い。ただし規則的な強制動揺でも衝撃荷重の最大値に大小が生ずるし、また本モデルは船底相似の断面形状モデルとはなっていないので、衝撃現象に対する水抜きや空気抜き孔の寸法効果も含めて詳細についてはさらに検討の余地がある。ちなみに実機3tonの荷重(水頭では約4m相当)では音響窓にかかる最大応力は497kgf/cm²と推定(ポリエチレン板厚さ12mmとして)されるから引っ張り強さの高い方の値約380kgf/cm²をも超えて破損にいたると考えられる。

次に“みらい”の船体運動から船底露出、スラミング発生時の海象条件を推定する。まずストリップ法(NSM)によりADCP位置での相対運動・相対速度の応答関数を求めた。船速は計画速力の16ノット、長波頂向かい波とした。波長/船長=1.1で最大の相対運動、相対速度となる(Fig.11参照)。次に船底露出となる波高を見るために各断面位置で相対運動が喫水(6.5m)を超える波高(波長/船長=1.1の場合)を見た。これによると

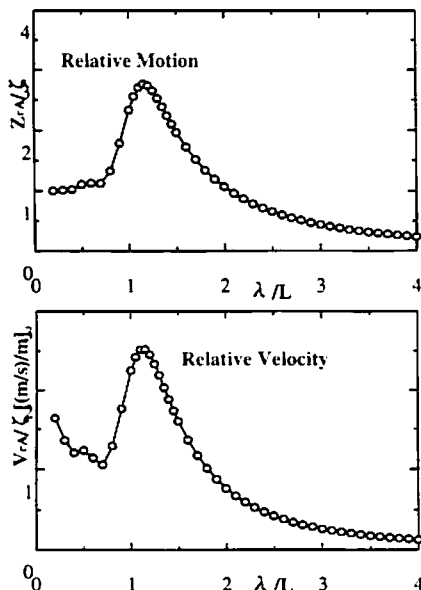


Fig.11 Response function of relative motion and relative speed at ADCP position.

ADCP位置(ほぼSS8.5)では規則波で5mを超えると露出すると言える(Fig.12参照)。最後に不規則波中(長波頂波の場合)にてADCP位置で船底が露出する確率とスラミングが発生する確率をFig.13に示す。現象はレイレイ分布となることを仮定した。

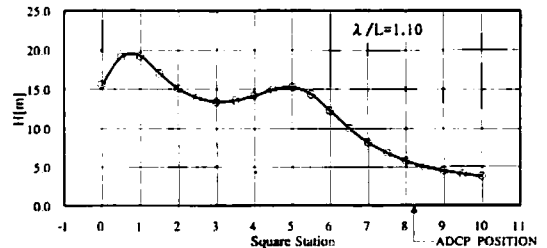


Fig.12 Wave height distribution which exceeds the draft at each square station (wave length/ship length is 1.10).

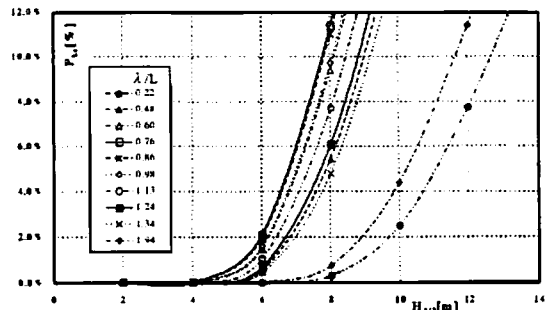


Fig.13 Probability of occurrence of slamming at the ADCP position ($V_s=16$ knots).

パラメータは波長/船長である。波長は平均周期と同じ周期の規則波のもつ波長とした。スラミングは有義波高が4mを超えると生じはじめるが、従来言われている限界の発生確率、すなわち発生確率が1%以上となるのは有義波高5.5m以上である。なおここには示さなかったが、同一波浪条件下で、船底露出の発生確率はスラミング発生確率の約2倍となっている。

実機でどの程度のスラミングにより音響窓が破壊されるかについては更に検討が必要であるが、5節でも述べる破断荷重は水頭表現で模型で0.054m(実機0.54m)～0.292m(2.9m)であるから、オーダ的には有義波高(両振幅)が5.5m以下の海象であれば破壊は免れると思われる。逆にこれ以上の海象を航行する場合は船速を落とすか、ADCP前後位置を更に船体中央より移動させスラミング発生を防いだ方がよい。勿論その場合でも4.1節で述べた大きな船体運動による圧力変化に注意する必要がある。

5. 破損原因と対策

以上の実験結果等から音響窓破損原因として考えられるのは

(1) 通常状態（非スラミング状態）で、変動荷重によるポリエチレン板の許容応力オーバーの場合

(2) スラミング状態で、衝撃荷重によるポリエチレン板の許容応力オーバーの場合

である。これ以外にも変動水圧の繰り返し（周期6秒の変動だと年間106回のオーダとなる）によるポリエチレン板の疲労破壊も考えられるが破断面からその可能性は指摘されていない。破損原因を特定するためには実際に使用されている音響窓の破断強度（許容応力）を知る必要があるが現段階では得られていない。従って（1）

（2）のどれが最終的原因かは推定の域をでないが有義波高5.5m以上の荒天海象に遭遇していなければ（1）である可能性が高い。（1）については空気抜きパイプが細くても、4.1節で述べたように、水孔が閉に近い状態では、水柱の深さが大きく効いて破損の可能性があることに注意する必要がある。一方緒言で述べた凹損のケースはスラミングによる可能性が高い。

参考までに音響窓の実機の歪み、応力等の検討をしておく。厚さ t の円板について、外周固定条件で円荷重の場合は、音響窓の半径を a 、単位面積当たりの荷重を p 、ヤング率を E として円板の最大歪（中心にて）は⁴¹⁾

$$\delta_{\max} = k \cdot p \cdot a^4 / (Et^3) \quad , \quad k \approx 0.17 \quad (3)$$

で与えられる。また最大応力（円周にて）は

$$\sigma_{\max} = \alpha \cdot p \cdot a^2 / t^2 \quad , \quad \alpha \approx 0.75 \quad (4)$$

で与えられる。これより、実機で $t=12\text{mm}$ 、片振幅2m相当の水頭（モデルでは20cm）による荷重がかかったときの最大歪、最大応力は材料特性に幅があることから最大歪は12cm以上、最大応力は 260kgf/cm^2 程度となる。引っ張り強さは $70\sim 380\text{kgf/cm}^2$ であるから、2m程度の水頭変化で破壊の可能性もあり得ると言える。なお引っ張り強さから見た限界荷重となる水頭は実機で $0.57\text{m}\sim 3.1\text{m}$ である。但し曲げ剛性などの材料特性は便宜⁴¹⁾を参照した。

6. 結言

本報告では海洋観測船の船底の音響式流向流速計（ADCP）用送受波器格納空間（通常海水がみたされて

いる）の下面に設けられたポリエチレン製窓（厚さ12mm）の破損原因を探るため、ADCPリセス内の流体の作用圧力について実験的に検討し、スラミングの短期予測についても検討した。リセス内は入渠時以外は満水状態故問題は比較的単純であると思われた。しかし細い空気抜きパイプであってもその有無が、また水抜き穴の有無が結果に大きく効くという結果は意外に盲点であるように思われ、類似のシステム運用に対しても注意が必要である。

一方、破損を抑制するには作用荷重を抑えるのが良いことは明らかで、作用荷重抑制法としてははっきりした結論が得られた。

すなわちスラミングを生じない通常状態では

1) 航海中は空気抜きパイプは喫水より下、リセスに近い高さにバルブを設けかつ閉じる。パイプの水柱高さが直接底面荷重増大に効くからである。

2) 水抜き孔はいつでも開の状態が良い。水抜き穴が何らかの理由で塞がれた状態で空気抜きが開の状態となっている場合が一番危険である。

3) 水抜き孔の径が小さいと2)の状態に近づき危険である（今回のケースでは実機で40mm以上がよい）。

一方スラミング状態については

4) 規則強制上下動実験をおこない最大荷重およびそれに伴う破損可能性の検討を行った。その場合も空気孔閉の方が良く、最大荷重で30%以上低くなったケースもあった。

5) 不則波中の短期予測を行い、船底非露出限界波高、スラミングの発生確率を与えた場合の限界有義波高を推定した。本船の場合有義波高約5.5m以上でスラミングを生じ、音響窓も破損する可能性が高いと推定された。但し向かい波、16ノット航走状態の場合である。

なお本論文の検討結果に基づき、空気抜きパイプのリセス上面になるべく近い位置（結局4.5m）に新たにバルブを設け、航海中は閉じた状態とすることとした。但し気泡がパイプにたまる場合があるので時々バルブを開けてたまった空気を抜く必要がある。

参考文献

- 1) 平山次清：任意過渡水波の発生について、横浜国立大学修士論文、1971.3.
- 2) 福田淳一：船体応答の統計的予測、第1回耐航性に関するシンポジウムテキスト、日本造船学会、1969.
- 3) 元良誠三監修、小山建夫、藤野正隆、前田久明：船体と海洋構造物の運動学、成山堂書店、改訂版、1992.
- 4) 関西造船協会：造船設計便覧、海文堂出版。