

複合積層材料の構造強度に関する研究

A study on structural strength of laminated composite material

橋爪 豊*、積山喜規**、福島正朗***

by Yutaka Hashizume, Yoshinori Tsumiyama, Masaaki Fukushima

Abstract

Recently the population of personal watercraft users has increased rapidly, and performances of personal watercraft are much improved especially in speed and power. A hull of personal watercraft is made of S.M.C. in general, which is one of laminated composite materials. S.M.C. is short for Seat Molding Compound.

Personal watercraft is inspected by the 'Special Rules for Personal Watercraft' in Japan, but the current inspection rules were established when performance of personal watercraft was not high yet. There are no studies to help to examine whether personal watercraft have enough strength to endure the usage at the current high speeds and by high powers. Structural analyses are needed to review the current inspection rules. Structural analyses of personal watercraft were carried out using FEM analysis.

Load conditions were the case of drop test of 2.5m height, and the cases of running states in waves.

Bending tests for the boat have been conducted to compare experimental results with calculated ones.

Results are as follows:

- a) The maximum stress value of the drop test and running states are considerably smaller than ultimate stress, and sufficient strength margins are left in both states.
- b) The stress value of the drop test is about 2 times larger than those in running states, and present inspection rules may cover the high speed running states of current personal watercraft.
- c) As no stress concentration is observed on the hull and stress values are small on those load conditions, tested model has reasonable structural designs.
- d) Deflection modes of the hull are same as those of F.R.P. boats, which absorb energy of wave load mainly by the local deflection nearby the loaded area.

* 構造強度部 ** 川崎重工業(株) *** 日本小型船舶検査機構

原稿受付 平成13年 3月26日

審査済 平成13年11月14日

目次

- 1 緒言
- 2 供試モデル
 - 2.1 供試モデル主要目
 - 2.2 供試モデル材料定数
- 3 水上オートバイの荷重設定法
 - 3.1 衝撃加速度計測例
 - 3.1.1 落下試験の衝撃加速度計測値
 - 3.1.2 波浪中航走時の衝撃加速度計測値
 - 3.2 衝撃荷重推定法
 - 3.2.1 落下試験の衝撃荷重推定法
 - 3.2.2 波浪中航走時の衝撃荷重推定法
 - 3.2.3 計算モデル
 - 3.2.4 衝撃荷重計算結果
- 4 水上オートバイの構造解析
 - 4.1 構造のモデル化と計算精度
 - 4.1.1 構造モデル
 - 4.1.2 静的縦曲げ試験と計算精度
 - 4.1.3 発泡充填材の強度効果
 - 4.2 構造解析法
 - 4.3 構造解析結果と考察
 - 4.3.1 船長方向応力の分布
 - 4.3.2 船幅方向応力の分布
 - 4.3.3 船体中央部横断面の応力分布
 - 4.3.4 落下試験と波浪中航走時の応力解析結果
- 5 結言
- 付録
- 参考文献

1 緒言

近年水上オートバイの愛好者が飛躍的に増加し、性能も非常に高出力化、高馬力化している。水上オートバイの主要な船殻材料は、FRPの1種である新素材のSMC (Seat Molding Compound) 材料を使用している。SMC材料は従来のハンドレイアップ法とは異なり、機械的な一体成形で製造されている。

水上オートバイの検査は水上オートバイ特殊基準¹⁾により行なわれているが、現行基準は水上オートバイの性能が現在ほど高性能でないときに作成されている。

最近の高速化、高出力化した水上オートバイの強度は十分なものであるのか、詳しい検討は今迄行なわれていない。また現行の検査基準で高速走行状態を十分カバーしているのか、落下試験と航走状態の関係を明らかにし見直すことが必要である。

そこで水上オートバイの構造の安全基準の検討の為に、落下試験及び航走状態についてFEM構造解析を行なった。落下試験及び高速航行時に作用する衝撃水圧は、Wagnerの理論を用いた応答計算法²⁾及び運輸省の高速船構造基準により求めた³⁾。船底に作用する

最大荷重を求め、静的構造解析により船殻の応力分布と変形状態を求めた。計算精度の確認の為に実艇の縦曲げ試験を行なった。落下試験と波浪中航走時の応力状態を比較し現行基準の妥当性について検討した。

尚、この研究は日本小型船舶検査機構(JCI)との共同研究として実施したものである。

2 供試モデル

2.1 供試モデル主要目

水上オートバイには数種類のタイプがあるが、そのうちの1モデルについてFEM構造モデルを作製した。表-1に供試モデルの主要目を示す。

供試モデルは長さ約2.8m、2人乗りの水上オートバイである。最高速度は従来機種の約50km/hに対して90km/hとかなり高速である。

表-1 供試モデル主要目

長さ	幅	全高	重量	速度	出力
2.76m	1.07m	1.0m	265kg	90km/h	120ps

2.2 供試モデル材料定数

水上オートバイに作用する荷重は、航走時に船底外板に作用する水圧荷重と燃料や装備品の重量であり、これらは曲げ荷重として構造部材に作用する。その為ここでは曲げ歪が支配的なので、SMC材の材料定数は当所大阪支所で行なわれた材料試験データ²⁾のうち、曲げ弾性係数を使用している。表-3に材料定数を示す。この材料定数は船底外板の値であり、甲板部や内部殻など他の部分の材料試験データは得られていない。しかしこれらの部分も同じSMC材料で構成されているのでモデル全体にわたって表-2の値を使用した。

発泡充填材は東洋ソフラン製の30倍発泡のポリウレタン製である。比重と強度データを表-3に示す。

弾性係数の値が不明なので文献⁴⁾を参考にして弾性係数19.6N/mm²、ポアソン比0.25と仮定した。また4.1.3節では弾性係数をいくつか変えて発泡充填材が強度に及ぼす効果を調べた。

表-2 SMC材料定数

船長方向縦弾性係数	10,290 N/mm ²
船幅方向縦弾性係数	12,250 N/mm ²
船長方向破壊応力	120 N/mm ²
船幅方向破壊応力	165 N/mm ²
ポアソン比	0.3

表-3 充填材の材料定数

発泡密度	348N/m ³
圧縮強度	12.2N/cm ²
引張り強度	25.6N/cm ²
曲げ強度	32.4N/cm ²
発泡倍率	33

東洋ソフラー-R フォーム

表-4 実験艇主要目

長さ	幅	高さ	重量	速度
2.53m	1.03m	0.95m	185kg	76km/h

注) 船底傾斜角：全断面 20 度

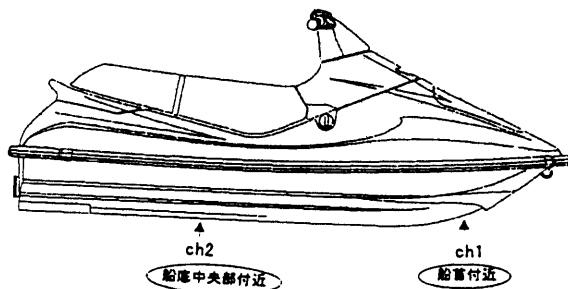


図-1 加速度計位置 (ch1, ch2)

3. 水上オートバイの荷重設定法

現行の水上オートバイ特殊基準では¹⁾実艇を水平に保ち2.5mの高さから自然落下させて、艇体に亀裂や破壊がないことを目視確認することになっている。一方、実艇は波浪中を高速航行する為に、船底外板に波浪衝撃荷重を受ける。実艇が波浪中航走時に受ける衝撃荷重と2.5m落下試験時に作用する衝撃荷重の関係を明らかにし、最近の高速航行条件でも現行の試験法でよいのかどうか検討する必要がある。

過去に行なわれた水上オートバイの落下試験の結果によると²⁾、落下時のわずかな姿勢の変化により計測された衝撃加速度が大きく変動し、落下高さと加速度との相関を実験的に明らかにするには困難な面がある。そこで今回は理論計算により衝撃加速度及び衝撃水圧を推定した。また今回は実艇実験を行なえなかったため、以前に供試モデルとほぼ同型船について行なわれた落下試験及び波浪中航走試験の計測データを参考に使用し、実艇に働く加速度の概要を示した。加速度は船体中央部付

表-5 落下試験の衝撃加速度計測値

落下高さ	順番	向き	ch1	ch2
0.5m	1	+	35	37
		-	95	26.9
	2	+	47	102
		-	23	2
1.0m	3	+	10.8	11.1
		-	1.5	125
	4	+	10.9	12
		-	32.7	3.5
1.5m	5	+	3.7	57.4
		-	5.6	119.4
	6	+	21.8	132
		-	25	190以上
2.0m	7	+	5.9	9.9
		-	6.4	190以上
	8	+	3.8	9.9
		-	32	170.4

注 +符号 上向き 加速度単位 G

近と、船首付近の2箇所の船体上下加速度を計測している。表-4に実験艇の主要目、図-1に加速度計測位置を示す。ch1が船首部付近、ch2が船体中央部付近である。

3. 1 衝撃加速度計測値

3. 1. 1 落下試験の衝撃加速度計測値

図-1に示す実艇について、過去に実施された落下試験時の衝撃加速度の計測値³⁾を表-5に示す。本艇は供試艇よりも少し小型で、船首を除く断面で船底傾斜角が20度と一定であるのが特徴である。一方供試モデルの船底傾斜角は、船長方向に変化している。落下高さを0.5mから2m迄0.5m刻みで変えて実験を

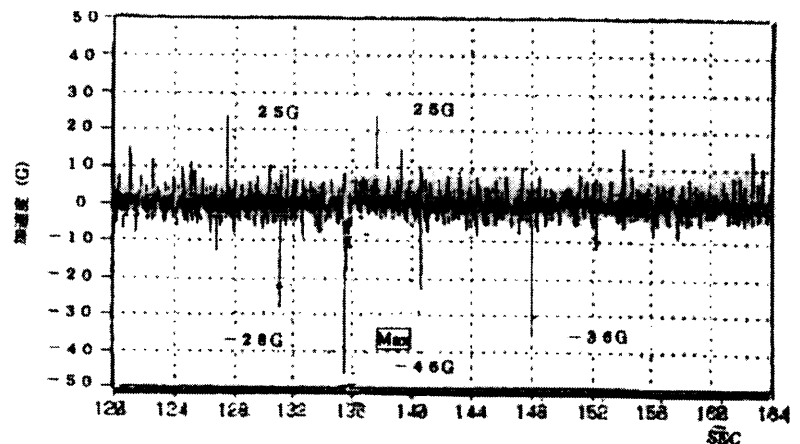


図-2 波浪中航走時の加速度計測例 (船首部上下加速度計ch1)

表-6 加速度発生頻度（7分間航走）

		+10G 以上	-10G 以上	+20G 以上	-20G 以上
荒れた海面 波高：50cm	ch1	70～80	23	5	6
	ch2	200 以上	200 以上	8	10
平水面（湖）	ch1	17	20	0	0
	ch2	90～100	30～40	1	0

表-7 加速度計測値（最大値）

	ch1(船首)	ch2(中央)
荒れた海面 波高：50cm	+29G	+40G
	-48G	-56G
平水面（湖）	+16G	+21G
	-31G	-14G

行なっている。＋符号が上向きの加速度である。かなり計測値がばらついており下向きの加速度（－符号）は特にばらつきが大きく 100G 以上が計測されている。この原因として船殻の共振加速度を計測していること等が考えられるが、はっきりとした原因は不明である。

3. 1. 2 波浪中航走時の衝撃加速度計測値

図-1 に示す実験艇の波浪中航走試験での船首部分船体上下加速度（ch1）の時系列計測記録の 1 例を図-2 に示す。図の横軸は時間（秒）、縦軸は加速度（G）を示す。横軸の 1 目盛が 4 秒で全部で 44 秒間のデー

タである。符号は＋が上向き、即ち船底が上に突き上げられる加速度である。常時±5G 程度の加速度が生じており、また 4～5 秒間隔で±20G 以上の加速度が生じている。この時の計測条件は波高 50cm の荒れた海面を 70km/h の速度で 7 分間航走している。

表-6 に加速度の発生頻度を表-7 に加速度計測値の最大値を示す。表-7 によると荒れた海面では船体中央部（ch2）で上向きの最大加速度 40G、船首部で 29G を記録している。加速度の大きさ、発生頻度とも船体中央部の方がやや大きい。これは船首部付近よりも船体中央部分の方が船体断面形状が扁平な為だと考えられる。

3. 2 衝撃荷重推定法

衝撃荷重の計算法は落下試験と波浪中航走時で異なる方法を用いた。図-3 に衝撃荷重設定のフローチャートを示す。落下試験の衝撃荷重は[付録]に示す Wagner の理論を用いた応答計算法⁵⁾により行なった。

波浪中航走時の衝撃荷重は運輸省の高速船構造基準の設計荷重⁷⁾の計算式により求めた。

3. 2. 1 落下試験の衝撃荷重計算法

落下試験の衝撃荷重は Wagner の理論を用いて 2 次元楔形モデルが水面に自然落下する時の応答計算法⁵⁾により行なった。実験艇の船底外板の断面傾斜角は船長方向に変化しているため、船底外板を船長方向に 0.2m 間隔で分割し、この幅内では断面形状は一定とみなした。分割したそれぞれの断面について、2 次元楔形断面が水面に突入する際の時々刻々楔に作用する加速度、最大水圧、平均水圧、荷重幅等のシミュレーション計算を行ない、加速度が最大になる瞬間の値を求め、これをその断面に作用する衝撃加速度、衝撃水圧、荷重幅とし、これを平均衝撃水圧に換算した。衝撃水圧の分布は幅方向に急激に変化しているが、衝撃水圧を荷重面積で除して等分布荷重に変換して平均衝撃水圧を求めた。

3. 2. 2 波浪中航走時の衝撃荷重推定法

波浪中航走時の荷重分布は運輸省の高速船構造基準の設計荷重を用いて推定した。⁷⁾

この基準は 50m 以下の単胴排水量型船舶に適用する規則であり、本モデルのように船長が 2.8 m と短く、

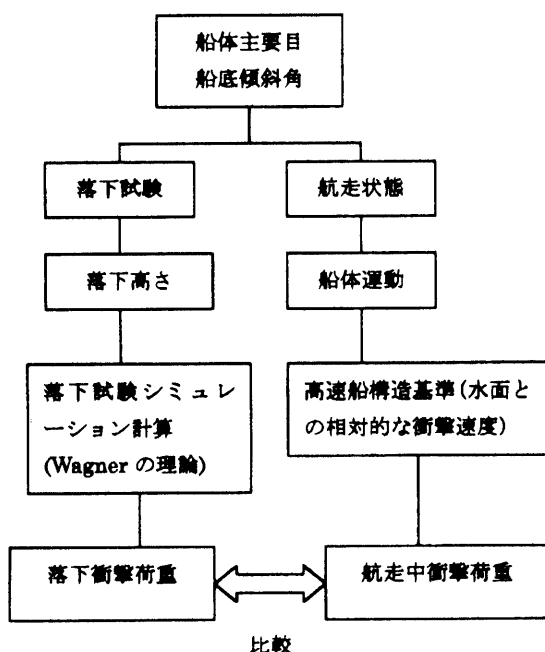


図-3 衝撃荷重設定フローチャート

90km/h (フルード数 $Fn=5.5$) もの高速で航走する場合は適用範囲を超えているがこの規則を援用した。この規則では船底の衝撃速度は下記に示す3つの速度成分の和で与えられる。

①縦揺による船体上下方向速度 $0.025 \pi \omega_e \cdot (L_w/2)$

②波面の上下方向速度 ($V_w = \pi H_w/T$)

③船の前進速度とバウラインの傾斜角の積

$$(V_s = V_{s0} \cdot \tan \theta)$$

水上オートバイは船首を上げた状態で高速滑走し跳躍もするのでこの他に、

④航走トリムによる前進速度 ($V_s = V_{s0} \cdot \tan \tau$)

及び

⑤跳躍による落下速度 ($V_z = \sqrt{2gH_w}$)

の影響を考慮する必要がある。

船体中央部分ではバウラインの傾斜角は零とした。

定常航走時のトリム角 τ は3度強であるが安全側をみて4度とした。定常航走時の前部喫水は船尾から1.8mの位置であり、前進速度 V_{s0} は最高速度の90km/hを用いた。海象は波長 $\lambda=10m$ 、波高 $H_w = \lambda/20$ で50cmと仮定した。

3. 2. 3 計算モデル

計算モデルは2.5m落下試験と波浪中航走時を考えた。水上オートバイは趣味的に使用されるので多くの波浪中航走条件が存在する。水面上にジャンプすること有ればレースの様に極限状態で使用されることもある。従ってどのような状態を想定すべきなのかを一概に決定することができないが、ここでは通常航走で想定される最も厳しい航走条件として、下記のように非跳躍と跳躍の二つの走行パターンを仮定した。⁶⁾ 即ち

・非跳躍航走 跳躍せずに縦揺運動をしながら航走する。(3.2.2節の①～④考慮)

・跳躍航走 波高50cm分跳躍して波の谷に航走姿勢一定で突入する。(3.2.2節の③～⑤考慮)

非跳躍航走では定常航走姿勢で没水している外板面に対して波浪荷重を負荷した。

跳躍航走の水面への突入速度は、自然落下速度及び船の前進速度と船底傾斜角の積の和で与えられるが、これに相当する自然落下高さを求めて3.2.1節の方法により船底各断面の衝撃荷重を計算した。荷重負荷位置は船底外板が全通している位置とし、後端は船尾から0.7m位置、前端は航走時は船尾から1.8mの位置迄、落下試験では船底の傾斜のきつくなる2.1m迄の位置である。(図-23 参照)。

3. 2. 4 衝撃荷重計算結果

図-4 に実験艇の落下試験加速度の実験値と計算値の比較を示す。横軸に落下高さ、縦軸に加速度を示す。

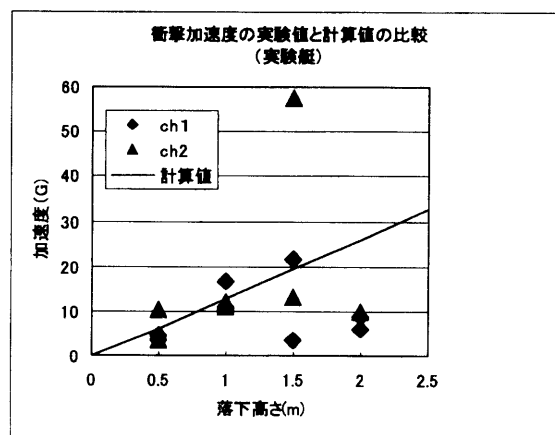


図-4 落下試験加速度の実験値と計算値の比較 (実験艇)

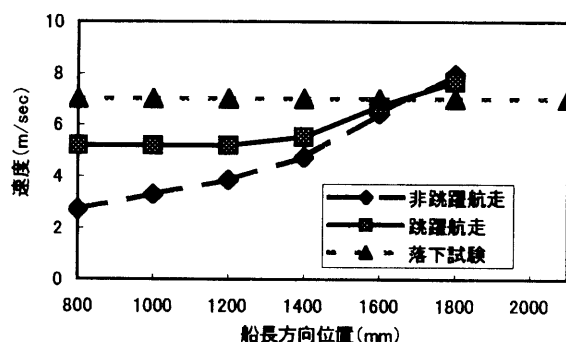


図-5 衝撃速度の船長方向分布 (計算値)

実験値は表-5 の+加速度の値を示しており、菱形◆がch1、三角形▲がch2を示す。直線は3.2.1節に示した方法で求めた船底傾斜角が20度の計算値である。落下高さが0.5m、1mと小さい場合は実験値と計算値は、比較的近い値を示しているが、1.5mでは実験値のバラツキが大きくなり、高さ2mでは逆に値が小さくなっている。落下高さが高くなると艇の姿勢制御が難しくなることを示している。3.2.1節の表-7の航走中の最大加速度計測値は、ch1が29G、ch2が40Gである。高さ2.5mの実験艇の落下試験の計算値は約33Gであるので、2.5m落下試験の計算値は、波浪中航走試験の最大加速度とオーダー的にほぼ等しいといえる。

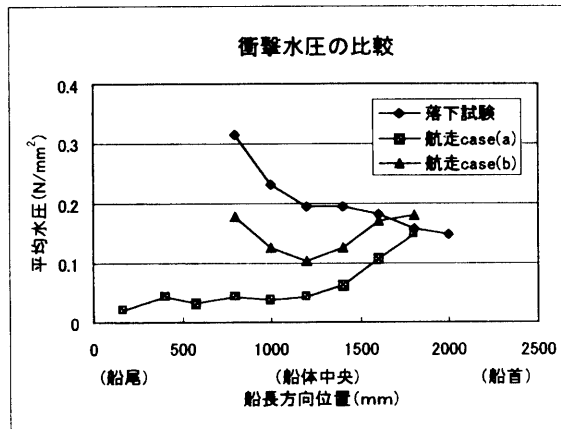
表-8,9に3.2.1節の方法により求めた供試モデルの船体中央部付近と船首部付近に発生する最大加速度、最大水圧、平均水圧の計算値を示す。このときの船底傾斜角は、中央部付近で10度、船首部付近で20度を用いている。2.5m落下試験を行なった時の船体中央

表－8 船体中央部付近の衝撃加速度、衝撃水圧、平均水圧（計算値）

落下高さ(m)	最大加速度(G)	最大水圧(N/mm ²)	平均水圧(N/mm ²)
0.5	14.2	0.29	0.07
1	29.0	0.57	0.14
1.5	43.7	0.84	0.20
2	58.3	1.09	0.26
2.5	73.3	1.37	0.33

表－9 船首部付近の衝撃加速度、最大水圧、平均水圧（計算値）

落下高さ(m)	最大加速度(G)	最大水圧(N/mm ²)	平均水圧(N/mm ²)
0.5	6.2	0.07	0.03
1	12.8	0.14	0.06
1.5	19.4	0.20	0.09
2	26.0	0.27	0.12
2.5	32.7	0.34	0.15

図－6 平均衝撃水圧の比較（船長方向）
（計算値）

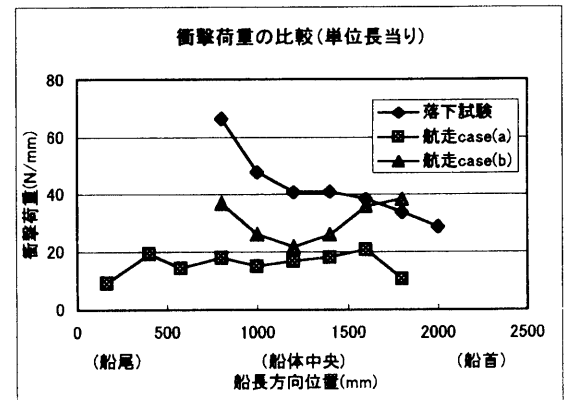
及び船首部分に生じる加速度は、船体中央部付近で約70G、船首部付近で32Gであった。供試モデルは実験艇に比べて中央部の船底傾斜角が扁平なので、約1.8倍の加速度が生じている。

図－5 に船底衝撃速度の船長方向分布の比較を示す。落下試験では速度は7 m/sec と一定なのに対し、非跳躍航走の場合は縦揺れによる速度と船底のパウライン傾斜角が前方のほうが大きいために、速度は前方に行くほど急激に大きくなる。また跳躍航走の場合はパウラインの傾斜角の影響で前の方が大きくなっている。

図－6 に荷重条件3 ケースの平均衝撃水圧の船長方向分布を示す。横軸は船長方向の位置を示し、縦軸は衝撃水圧のピーク値を平均水圧に換算した値を示す。

落下試験の値は船底外板横断面の傾斜角が前方に行くほど大きくなるので前方ほど値が小さくなっている。

跳躍航走は前方に行くほど断面の傾斜角が大きくな

図－7 衝撃荷重の比較（単位長さ当り）
（計算値）

表－9 衝撃荷重、重心の加速度の比較

計算条件	衝撃荷重(kN)	重心の加速度 (G)
落下試験	56.3	16.4
非跳躍航走	20.0	5.8
航走 case(b)	36.3	10.6

注：重心の加速度＝衝撃荷重／船体重量

るので最初は水圧が低下するが、更に前方に行くと今度は船底の船長方向傾斜角が急激に大きくなり、前進速度による落下速度成分が大きくなるので再び値が大きくなる。非跳躍航走は前方に行くほど縦揺れによる上下速度が大きくなるので、船体中央部より前方では値が急激に大きくなっている。値は落下試験、跳躍航走、非跳躍航走の順に大きい。

図－7 に単位長さ当りの衝撃荷重の比較を示す。これは図－6 の平均水圧に衝撃荷重幅を掛けて求めている。

る。落下試験と跳躍航走はいずれも荷重幅が船長方向の各断面で、全幅の20%とほぼ一定なので水圧分布と傾向は同じになるが、非跳躍航走では前方に行くほど衝撃水圧は大きくなるが、逆に没水面積は小さくなるので、衝撃荷重はほぼ一定分布になっている。

表-9に計算に使用した上向きの衝撃荷重(F)と衝撃荷重を船体重量(W)で割った重心の加速度(G)($=F/W$)を示す。落下試験では船体重量の16倍以上、最も荷重の小さい非跳躍航走でも船体重量の約6倍とかなり大きな荷重が作用している。

4 水上オートバイの構造解析

4. 1 構造のモデル化と計算精度

4. 1. 1 構造モデル

供試モデルの構造解析を行なう為にFEM全体構造モデルを作製した。計算には汎用構造解析コードであるMSC/NASTRANを用いた。水上オートバイの船殻は薄板構造とみなせるので平面殻要素を使用した。本艇には船底構造と内部構造材の間に浮力材としてポリウレタン製の発泡材が充填されているがこれについては立体要素を用いてモデル化した。水上オートバイは立体曲面で構成されていて直線部分がほとんどないので、要素のメッシュサイズはやや細かく分割した。標準的な要素サイズは、全長を約110分割している。表-10に使用した要素数と節点数を示す。

供試モデルは船殻(hull)、内部殻(inner hull)、甲板(deck)の3個の構造体を接合して全体構造が構成されている。図-8から図-10にFEM部分構造モデル、図-11にFEM全体構造モデルを示す。

構造モデルは構造部材と発泡充填材についてモデル化し、主機等の機械類は重量分布で負荷している。

表-10 モデルの節点数と要素数

総節点数	23,574
総要素数	27,574
四辺形要素	20,897
三角形要素	2,444
立体要素	4,233

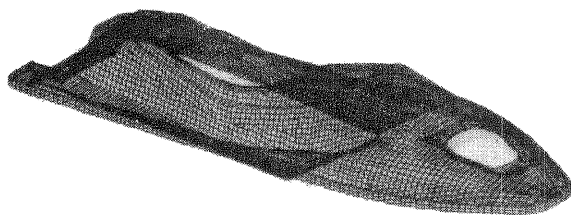


図-8 デッキのFEM構造モデル

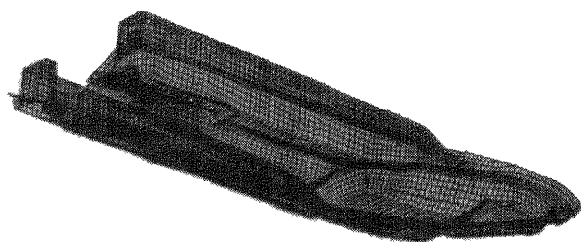


図-9 インナーハルのFEM構造モデル

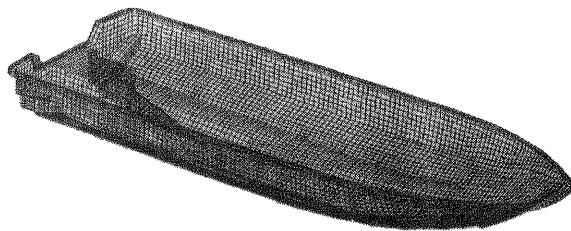


図-10 ハルのFEM構造モデル

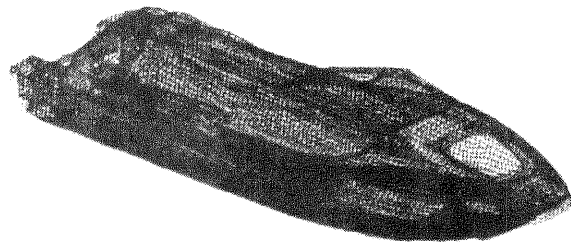


図-11 FEM全体構造モデル

4. 1. 2 静的縦曲げ試験と計算精度

計算精度を確認するために機械類等を取り除いた実艇の構造モデルを使用して縦曲げ試験を行なった。

実験は当所の500トン構造試験機で行なった。写真-1と写真-2に実艇構造モデルと歪ゲージの貼付位置、写真-3に実験状況を示す。荷重は船底の中央部分よりもやや前方($X=1,500\text{mm}$)の位置に加圧盤により上方から集中荷重をかけた。

支持治具により船首先端のガンネル部分と船尾甲板部分を単純支持し縦曲げ試験を行なった。荷重は約12kN迄負荷した。図-12に実験状況概念図を示す。

計測項目は荷重、負荷点の上下方向変位、船体歪である。図-13と図-14に歪ゲージの貼付位置を示す。左右対称なので右舷を中心に図の+印の位置に2方向



写真-1 実艇構造モデル（甲板）

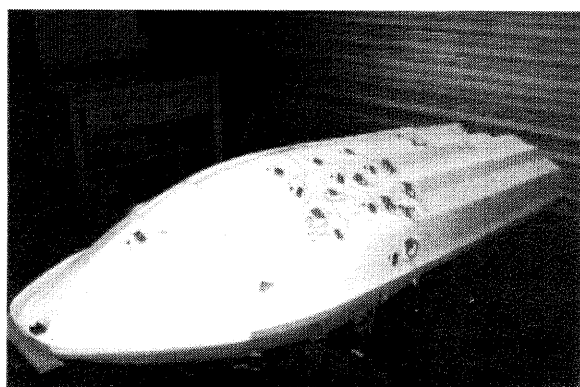


写真-2 実艇構造モデル（船底外板）

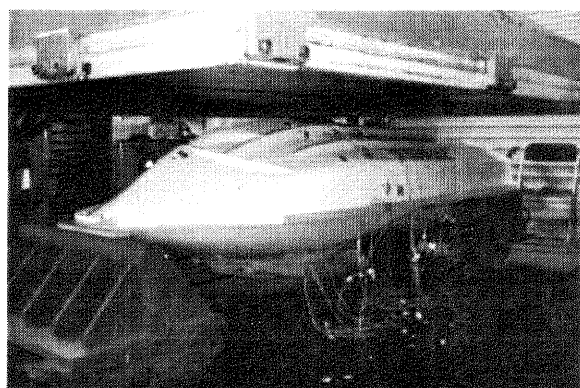


写真-3 実験状況（縦曲げ試験）

歪ゲージを貼付した。図中の+印の傍の数字は歪ゲージの番号を示す。図-15 に荷重点の荷重-変位曲線を示す。横軸は荷重点の上下方向変位、縦軸は荷重を示す。荷重が 2kN 以上になると直線的に変化しているのが分かる。

図-16 に荷重-応力曲線を示す。横軸に荷重値、

(312)

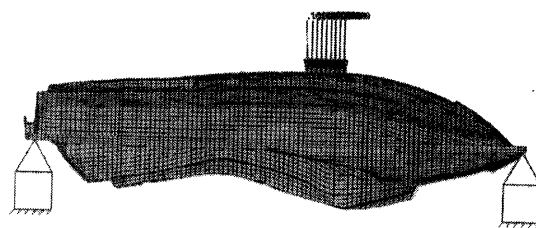


図-12 実験状況概念図

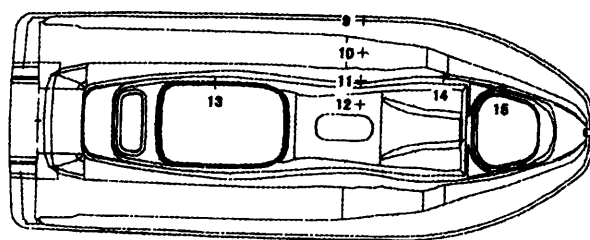


図-13 歪ゲージ貼付位置（甲板）

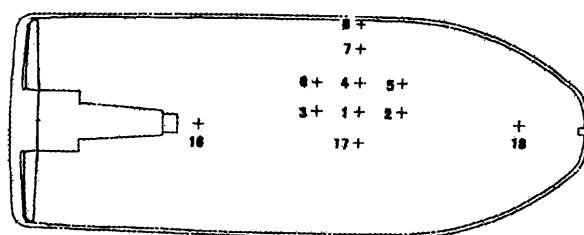


図-14 歪ゲージ貼付位置（船底外板）

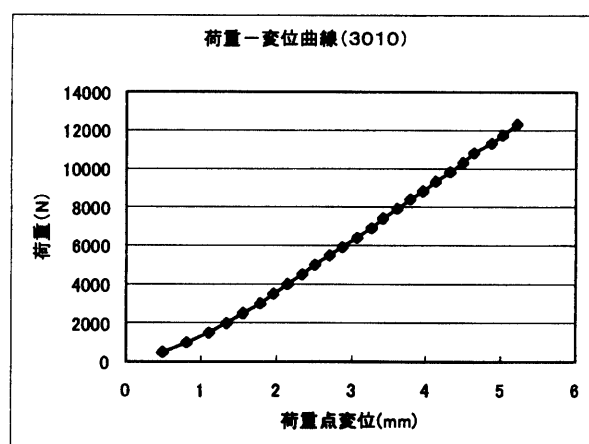


図-15 荷重-変位曲線

縦軸に各計測点の応力値を示す。いずれも直線的に変化しているのが分かる。

次に実験値と計算値の比較を示す。表-11 に荷重点の

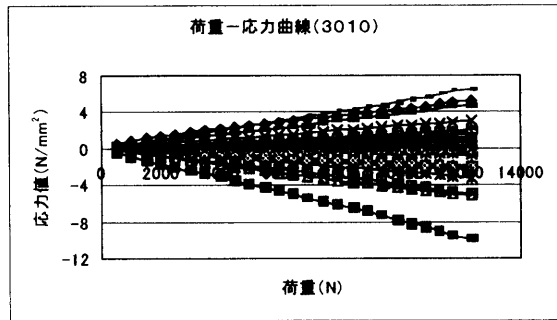
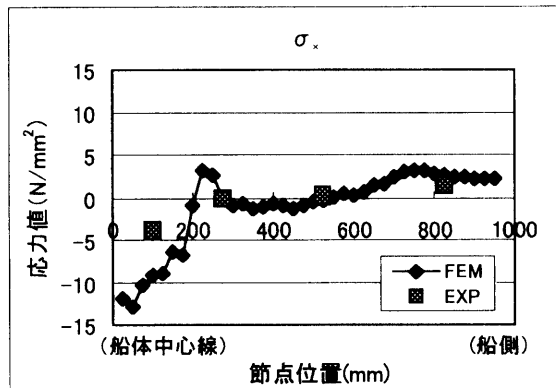
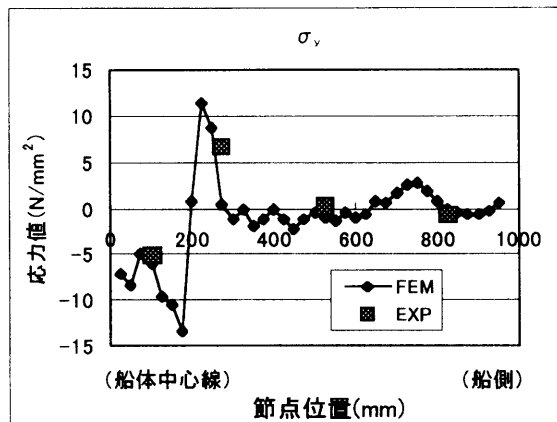


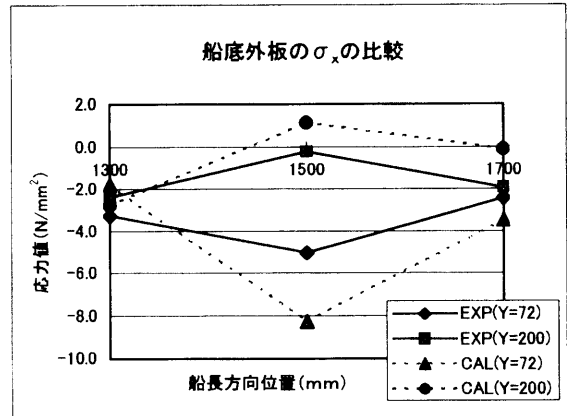
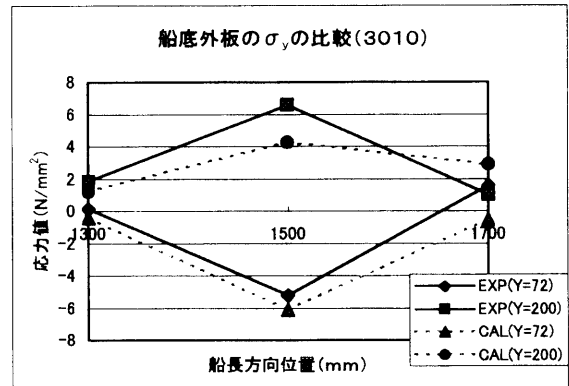
図-16 荷重-変位曲線

図-17 船長方向応力分布 σ_x の計算値と実験値の比較 (X=1,500mm 断面、荷重=1 tonf)図-18 船幅方向応力分布 σ_y の計算値と実験値の比較 (X=1,500mm 断面、荷重: 1 tonf)

上下方向変位の比較を示す。実験値は最初変形が大きく出ているがこれは試験機と模型とのガタ等の影響だと思われる。その後直線的な変形をしているので、最初から直線的に変形していると仮定して値を補正している。実験値の方が1割ほど大きいですが、内部殻と甲板

表-11 荷重点の上下変位の比較
(9.8kN 負荷、X=1,500mm)

	実験値	計算値
荷重点変位	3.6mm	3.2mm
比率	1.13	1

図-19 船長方向応力 σ_x の計算値と実験値の船長方向分布の比較 (荷重: 1tonf)図-20 船幅方向応力 σ_y の計算値と実験値の船長方向分布の比較 (荷重: 1tonf)

の SMC 材料や発泡充填材の材料定数を仮定しているので、それを考慮するとほぼ妥当な結果と言える。

図-17～図-20 に実験値と計算値の比較を示す。図-17,18 は荷重位置断面 (X=1,500mm) 船底外板の船長方向応力 σ_x と船幅方向応力 σ_y の分布である。

図の FEM 表示が計算値、EXP 表示が実験値である。実験値の計測位置は左より図-7 の歪ゲージ番号 1、4、7、8 の位置である。図の左端が船体中心、右端が船側である。いずれも船幅の 1/4 位までは変化が大きいですがそれ以上になると応力値は小さくなる。実験値

の方が計算値よりも少し小さいが両者はほぼ対応が取れていると言える。これを見ると変形と応力が船底の荷重点の近傍ではやや大きいものの、少し離れた位置では応力も変形も急に小さくなることが分かる。

図-19,20 に荷重点近傍の船長方向の応力分布の実験値と計算値の比較を示す。

図-19 に σ_x 、図-20 に σ_y の結果を示す。船長方向位置は 200mm 間隔で 1,300 mm、1,500mm、1,700mm、船体中心から幅方向に 72mm と 200mm 離れた位置の計 6 点の応力値で、実線が実験値、破線が計算値を示す。実験値の計測位置は◆印が左より図-7 のゲージ番号 3、1、2 であり、■印が 6、4、5 の位置である。計算値は歪ゲージ位置直近の四辺形要素の平均応力値である。

これらの位置は幅方向に急激に応力値が変化するところであり、少しでもずれると値が大きく変動する。実験値と計測値は完全に同じ位置ではない為に値に少し開きが見られるが、実験値と計算値はほぼ対応が取れていると言える。

図-21 に上甲板、図-22 に船底部分のフォン・ミーゼス応力の分布を示す。応力値は荷重位置近傍では応力分布が激しく変化しており局部変形もしているが、荷重点から少し離れると応力、変形とも急激に小さくなっている。鋼船のように全体の変形で強度を分担するのではなく局部的な変形によりエネルギーを吸収している。この実験結果と計算結果の比較により MSC/NASTRAN の解析精度は十分であることを確認した。

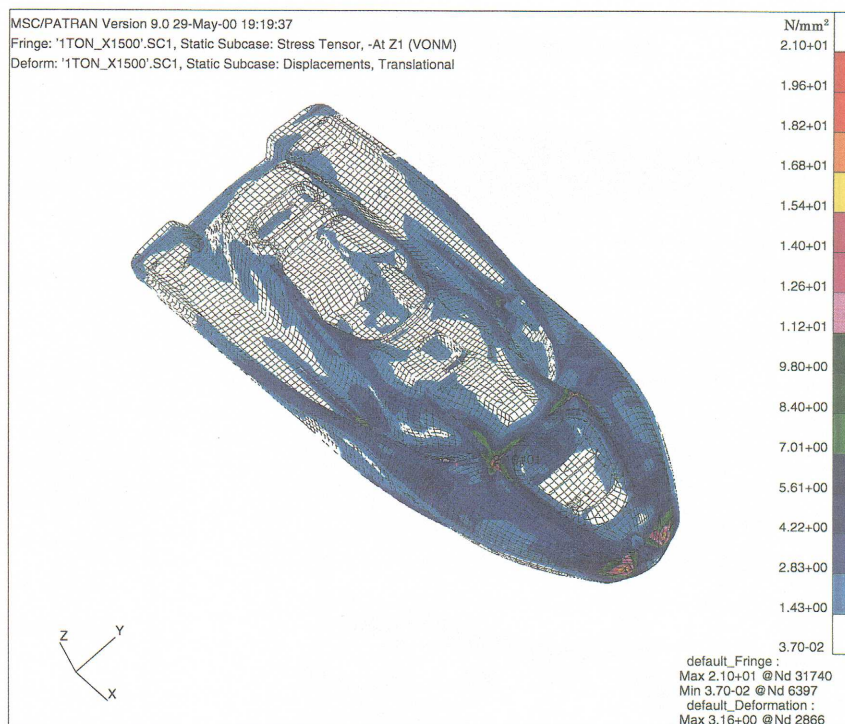


図-21 応力分布（縦曲げ試験、甲板、Von-Mises 応力）

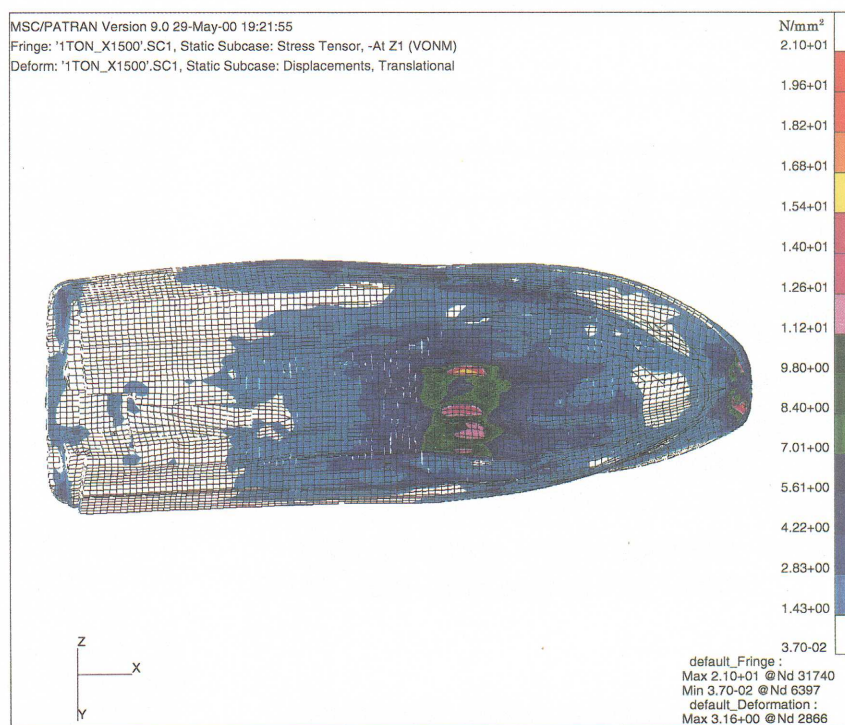


図-22 応力分布（縦曲げ試験、船底外板、Von-Mises 応力）

4. 1. 3 発泡充填材の強度効果

供試モデルには浮力材として船底外板とインナーハルの間にポリウレタン性の発泡充填材が注入されている。この材料が撓みや応力に及ぼす影響を調べた。本船に使用されている充填材の材料定数が不明なので文献4)を参考にして弾性率を 19.6N/mm^2 、 196N/mm^2 、 $1,960\text{N/mm}^2$ の3種類に仮定し、充填材無しの場合と合わせて2.5mの高さから落下させた時の荷重に対して最大撓みと最大応力を比較した。

表-12に船底外板の最大撓み、表-13に最大応力の結果を示す。

充填材がない場合に比べて弾性係数 19.6N/mm^2 の場合は最大撓みで約10%、応力で20%ほど低下しており充填材の効果が確認できる。 196N/mm^2 の場合は撓みで20%、応力で30%ほど低下している。 $1,960\text{N/mm}^2$ の場合は最大応力はほとんど 196N/mm^2 の材料と差がない。発泡充填材の剛性は余り大きくしても効果が少ない事がわかる。

ここでは安全側をとって最も弱い 19.6N/mm^2 の弾性定数を用いて以下の計算を行なった。

4. 2 構造解析法

波浪衝撃現象は動的現象であるが、ここでは簡単の為に静的現象に置き換えた。波浪衝撃水圧が船長方向の各断面に同時に作用すると仮定し、所定の位置に分布荷重を負荷して静解析を行い、モデルに生じる応力と撓みを計算した。慣性力を考慮する為に NASTRAN の INREL という機能を使用した。境界条件は全断面自由とした。エンジン等の機械類や乗船者は分布荷重で付加している。図-23に荷重状態を模式的に示す。

4. 3 構造解析結果

FEM 応力解析結果について検討する。尚、これ以降の応力分布の表示は全て図の船体中心線から左舷側は板の下表面の応力を、右舷側は板の上表面の応力を示す。

最初に跳躍航走の場合について検討する。図-24から図-26に船長方向応力 σ_x 、図-27から図-29に船幅方向応力 σ_y の分布を示す。

4. 3. 1 船長方向応力の分布

図-24に船底外板、図-25に上甲板の船長方向応力 σ_x の分布を示す。

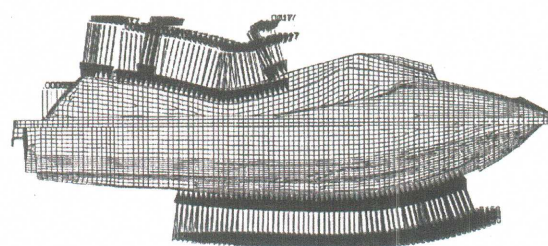


図-23 荷重載荷状態 (落下試験)

表-12 充填材の剛性が撓みに及ぼす影響

発泡材弾性定数	最大撓み(mm)	撓み比 (δ/a)
発泡材無し(a)	10	1
19.6N/mm^2	9	0.9
196N/mm^2	7.9	0.79
$1,960\text{N/mm}^2$	6.8	0.68

表-13 充填材の剛性が最大応力に及ぼす影響

発泡材弾性定数	応力 (N/mm^2)	応力比 (σ/σ_a)
発泡剤無し(a)	64.3	1
19.6N/mm^2	50.2	0.78
196N/mm^2	45.7	0.71
$1,960\text{N/mm}^2$	46.1	0.72

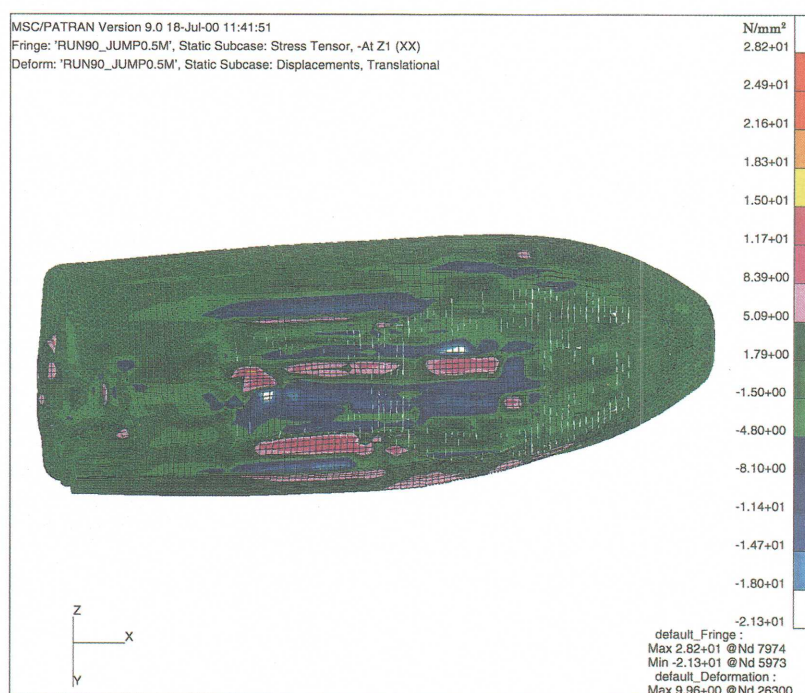


図-24 応力分布 (跳躍航走、船底外板、船長方向応力 σ_x)

図-24 の船底外板側応力分布は衝撃荷重が作用する部分は内側に押し込まれて $10\text{N/mm}^2 \sim 20\text{N/mm}^2$ の圧縮応力が生じている。船底外板の中心線側半分は全般に圧縮応力状態である。

船底を外けば、ほとんどが $\pm 5\text{N/mm}^2$ 程度の応力であり応力レベルは全般に低い。船側外板から甲板では引張り応力となっているが上甲板ではまた圧縮応力となっている。最大応力は圧縮応力が 21N/mm^2 、引張り応力が 28N/mm^2 である。

図-26 は上甲板部分をカットして内部殻 (inner hull) の応力分布を示したものである。左右のハット型スティフナと船体中央部付近の横置されたスティフナに高い応力値が生じており、最大応力も右舷側のハット型スティフナの頂板付近に生じている。船長方向及び横置されたハット型スティフナが有効に荷重を分担しているのがわかる。

4. 3. 2 船幅方向応力の分布

図-27 に船底外板の船幅方向応力 σ_y の分布を示す。船底外板では船体中心線に近い部分は水圧により内側に押し込まれ船側に近い部分では外側に膨らむ変形をしている。船側外板の応力はほとんど零か小さい引張り応力である。

図-28 の上甲板側では上甲板の基部付近の甲板部分の応力値が大きい。上甲板の上部は一般的に応力は小さい。

図-29 は上甲板をカットして内部殻の応力分布を示している。船体中央部付近の横置されたハット型スティフナの頂板に高い応力が生じている。最大応力は 28N/mm^2 と -30N/mm^2 である。以上から縦横に配置された内部殻のハット型スティフナが有効に作用していることが分かる。ハット型スティフナが

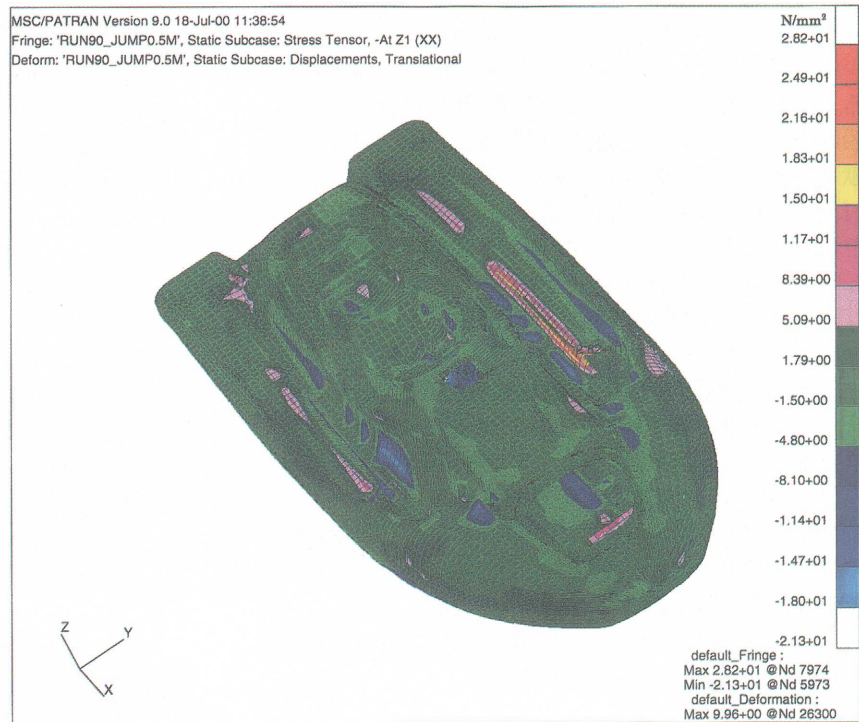


図-25 応力分布 (跳躍航走、甲板、船長方向応力 σ_x)

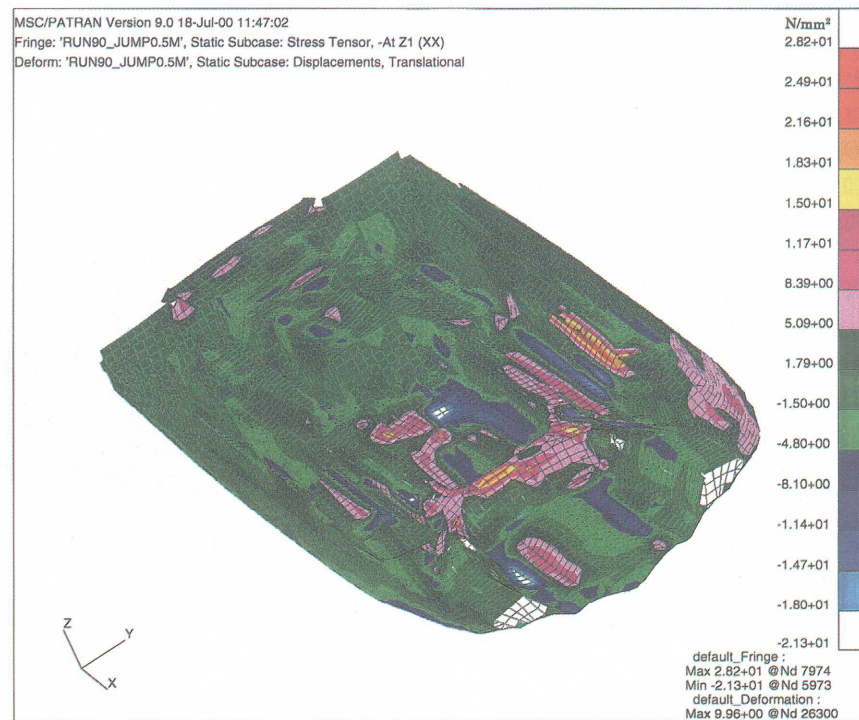


図-26 応力分布 (跳躍航走、内部殻、船長方向応力 σ_x)

相対的に高応力になるので、検査時にはこの部分に亀裂や損傷が無いかを確認する必要がある。

4. 3. 3 船体中央部横断面の応力分布

今迄の例は船体構造全般の特徴を検討したが、ここでは船体中央部横断面の応力分布についてその特徴を述べる。

図-30 は船体中央部 ($X=1,250\text{mm}$ 断面) の船長方向応力 σ_x の分布を示したものである。実線が船の断面を示し、 Δ 印付きの破線が応力を示している。実線を基準線とし断面の内側が圧縮応力 (- 符号)、外側が引張り応力 (+ 符号) で、船の断面と直角方向に表示している。幅方向に中心から全幅の 1/4 の位置に衝撃水圧が作用している。中心から船幅の 6 割程迄は衝撃荷重の為に圧縮応力となっているが、それから外側では引張り応力となっている。船側に近い船底外板から船側外板の応力はほぼ一定値であり、中立軸からの距離に比例して直線的に応力が増える梁の曲げ理論とは異なった傾向を示している。甲板の内側位置でこの断面での最大引張り応力 21N/mm^2 が生じている。上甲板基部のコーナー部の位置で応力がほぼ零になっており、単純支持に近い拘束状態になっていることが推定される。上甲板下部は引張り応力状態であるが、上部上甲板は応力値が非常に小さい。

図-31 は同じく板下面の幅方向応力 σ_y の分布を示している。○付きの破線が σ_y を示している。これも衝撃水圧の影響で中心から船幅の 1/4 位までは圧縮応力が生じているが、その後船幅の 6 割の位置までは引張り、圧縮を小刻みに繰り返している。その後は引張り応力となり船側部分は零となっている。

甲板の外側のコーナー部は圧

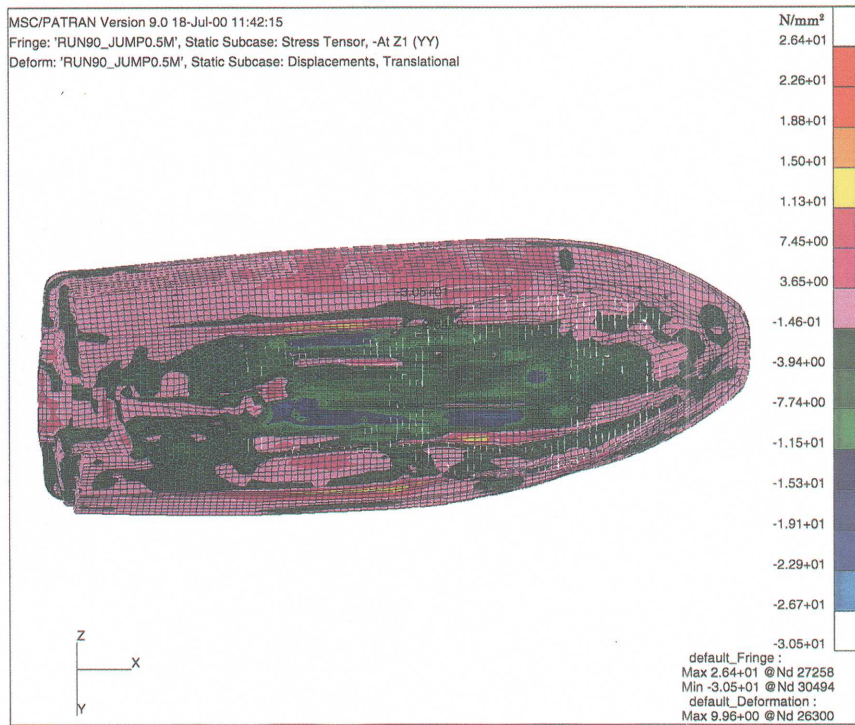


図-27 応力分布 (跳躍航走、船底外板、船幅方向応力 σ_y)

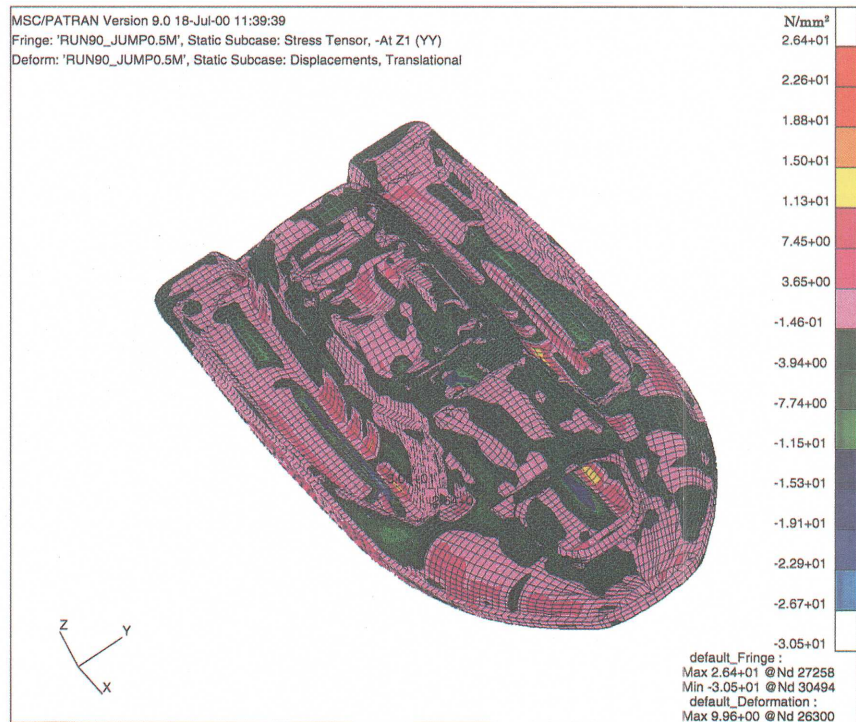


図-28 応力分布 (跳躍航走、甲板、船幅方向応力 σ_y)

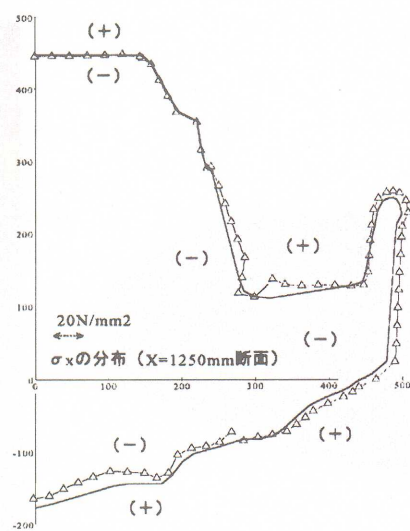


図-30 船体中央部横断面の船長方向
応力 σ_x の分布 (跳躍航走)

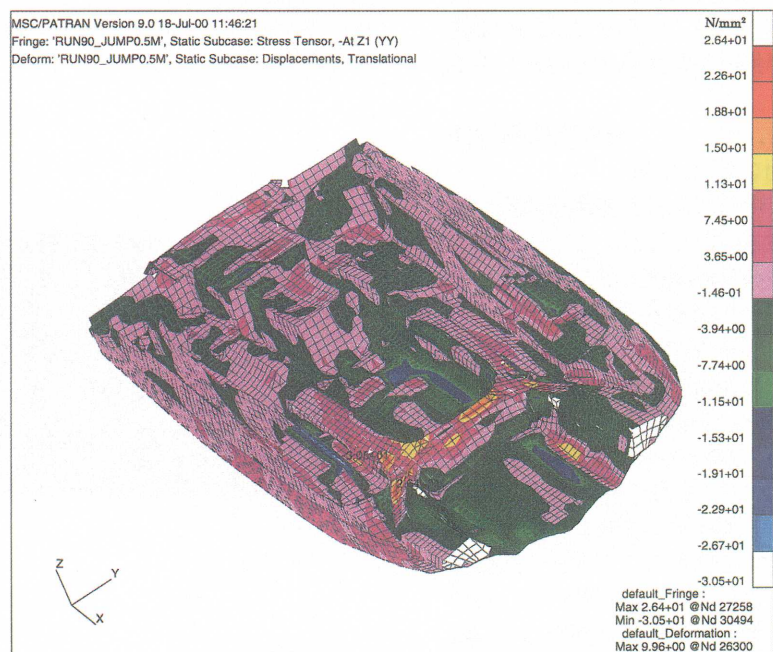


図-29 応力分布 (跳躍航走、内部殻、船幅方向応力 σ_y)

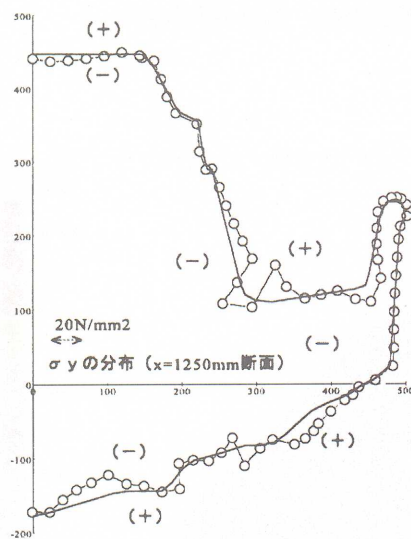


図-31 船体中央部横断面の船幅方向
応力 σ_y の分布 (跳躍航走)

が生じているが、その後船幅の6割の位置までは引張り、圧縮を小刻みに繰り返している。その後は引張り応力となり船側部分は零となっている。甲板の外側のコーナー部は圧縮応力、甲板の内側の位置で最大引張り応力 24N/mm^2 が生じている。

上甲板基部のコーナー部では応力

(318)

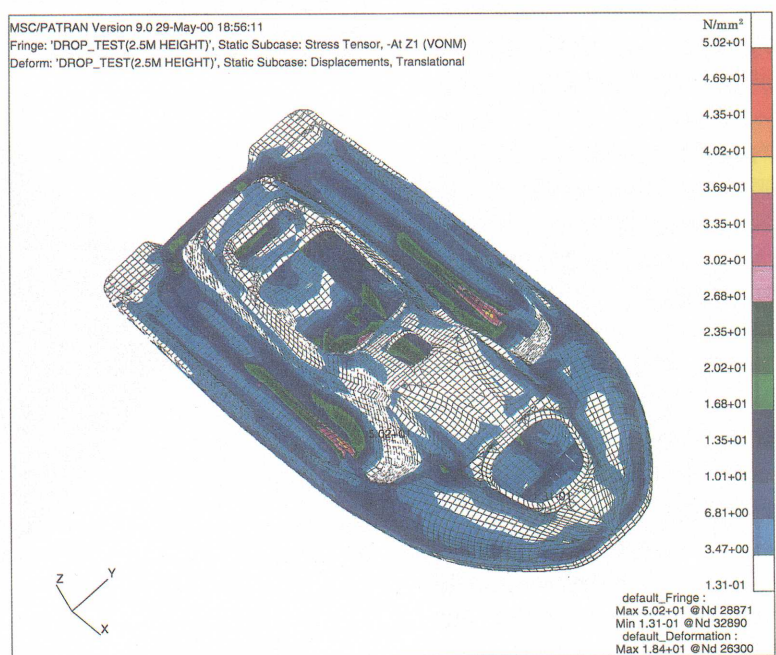


図-32 応力分布 (2.5m 落下試験、甲板、Von-Mises 応力)

値が急激に小さくなり圧縮応力となっている。上甲板下部は引張り応力であり肩の部分まで直線的に減少している。上甲板上部は非常に小さい応力となっている。船底外板と甲板で応力を分担しており、上甲板上部はほとんど強度に寄与していないことが分かる。船長方向応力 σ_x と船幅方向応力 σ_y の分布を比べると、両者は比較的良く似た分布を示している。縮応力、甲板の内側の位置で最大引張り応力 24N/mm^2 が生じている。

上甲板基部のコーナー部では応力値が急激に小さくなり圧縮応力となっている。上甲板下部は引張り応力であり肩の部分まで直線的に減少している。上甲板上部は非常に小さい応力となっている。船底外板と甲板で応力を分担しており、上甲板上部はほとんど強度に寄与していないことが分かる。船長方向応力 σ_x と船幅方向応力 σ_y の分布を比べると、両者は比較的良く似た分布を示している。

4. 3. 4 落下試験と波浪中航走時の応力解析結果

図-33,34 に 2.5m落下試験の応力解析結果を示す。

図-33 に甲板部分、図-34 に船底外板部分のフォン・ミーゼス応力の分布を示す。今回は薄板構造で平面応力状態とみなせるので、フォン・ミーゼス等価応力 σ_{vm} は以下に示す式で与えられる。

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

最大応力で約 50N/mm^2 を示しているが、これはハット型スティフナの頂板に生じている (図-34 参照)。

図-32 より上甲板はほとんどの部分が 17N/mm^2 以下であり応力値は小さい。

図-33 の船底応力分布は衝撃水圧の作用している部分は $20\text{N/mm}^2 \sim 30\text{N/mm}^2$ 程度の応力が出ているが、少し外れると 10N/mm^2 程度に低下している。

変形は船底外板の水圧が作用している部分で数mm

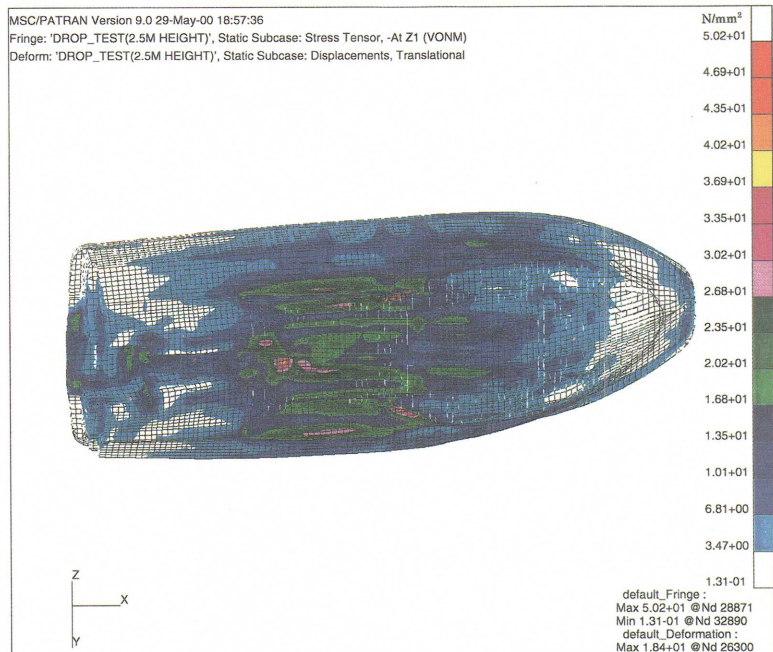


図-33 応力分布 (2.5m 落下試験、船底外板、Von-Mises 応力)

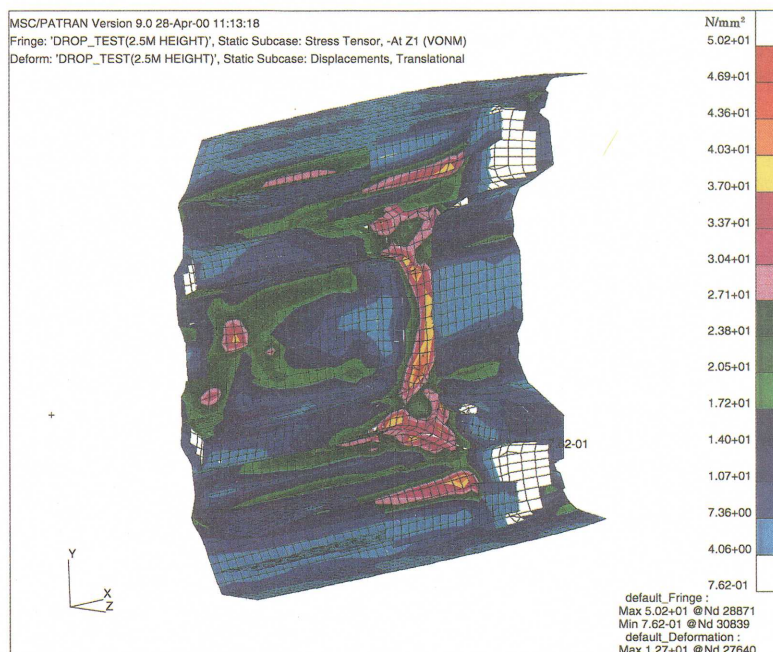


図-34 応力分布 (2.5m 落下試験、内部殻、Von-Mises 応力)

変形しているが、荷重点から少し離れると弾性変形は小さい。船底外板及びインナーハルの局所的な変形により衝撃エネルギーを吸収し、デッキ部分はほとんど

表-14 最大応力の比較

計算条件	応力値 (N/mm ²)	係数
落下試験	50.2	1
非跳躍航走	19.8	0.4
跳躍航走	32.6	0.65

寄与していないことが分かる。また船首尾部分も変形、応力とも非常に小さい。

また図-34 はデッキ部分を切断して内部のインナーハルの応力分布と変形状態を示したものである。インナーハルのハット型スティフナ頂板の応力が 30N/mm²～50N/mm² と大きく、構造部材として十分機能しているのがわかる。

ここでは図示しないが跳躍航走及び非跳躍航走の場合も図-32～34 とほぼ同じような応力分布、変形状態となった。最大応力は約 33N/mm² と 20N/mm² で、やはり内部殻のハット型スティフナの頂板付近に生じている。

表-14 に最大応力の比較を示す。航走状態に対して落下試験の方が 1.5 倍ないし 2.5 倍大きくなっている。これは荷重の値が大きいだけでなく航走状態では前方 1.8m 位置までしか負荷していないのに対し、落下試験では 2.1m とさらに前方まで負荷している為である。いずれにしても今回の仮定では航走状態の最大応力は破壊応力の 2 割から 3 割程度であり強度的には十分な余裕があることが分かる。

5 結言

水上オートバイの 2.5m 落下試験と波浪中航走状態について、FEM 構造解析を行ない下記のことを確認することができた。

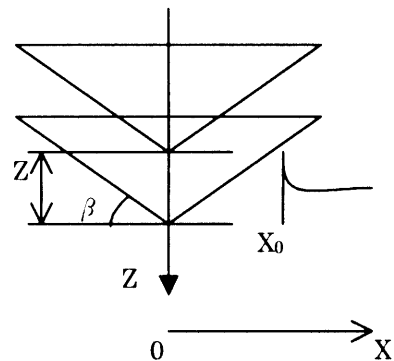
- 1) 2.5 m 落下試験時と波浪中航走時に生じる応力の最大値は、それぞれ破壊応力の約 5 割及び 2 割～3 割であり十分な強度余裕がある。応力分布及び変形状態はどちらも良く似ている。
- 2) 落下試験と航走状態を比較すると、落下試験のほうが最大応力で 1.5 倍ないし 2.5 倍大きくなった。現行基準の 2.5m 落下試験は、最近の高速航走状態をカバーしていると言える。
- 3) 供試モデルは構造的に不連続な部分もなく、インナーハルのハット型スティフナの配置等、合理的な構造設計になっている。
- 4) 航走状態及び落下試験においては、船底外板、インナーハルのハット型スティフナ、船体中央部より少し前方の甲板の応力が高くなるので、この部分の亀裂や損傷の有無を確認することが必要である。
- 5) 変形モードは、荷重負荷点とその近傍の部分的弾性変形によりエネルギーを吸収する FRP 船の特長を示している。

(320)

今回の解析では航走パターンを 2 ケースに仮定した。また動的な現象を静荷重に置き換えて解析するなど簡略化した解析を行なったが、構造解析による水上オートバイの強度評価をすることができたといえる。

最後に、本研究は日本小型船検査機構との共同研究として実施したものであり、御討論、御助言を頂いた「小型船舶の船体構造用特殊材料の特性に関する検討委員会」委員の皆さんに感謝致します。

[付録] 落下衝撃荷重のシミュレーション計算



図のような 2 次元楔型断面が自由落下して、水面に突入する際の波浪衝撃荷重は、下記の運動方程式を解く事により求められる。

ここで w : 楔の重量、 L_{wl} : 喫水線長さ、 f : 衝撃力、 P : 衝撃水圧 g : 重力加速度 β : 船底傾斜角とする。

$$\xi = \frac{x}{x_0} \quad dx = x_0 d\xi$$

$$\frac{w}{g} \ddot{Z} = w - f \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$f = 2L_{wl} \int_0^{x_0} p dx \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$f = 2x_0 L_{wl} \int_0^{\xi_0} p d\xi \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$x_0 = \frac{\pi}{2} Z / \tan \beta \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$p = \frac{1}{2} \rho \dot{Z}^2 \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1-\xi^2}} - \frac{\xi^2}{1-\xi^2} \right]$$

$$+ \rho \ddot{Z} x_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$\left(\frac{w}{g} + m_1 X_0^2 \right) \ddot{Z} = w - m_2 x_0 \dot{Z}^2 \quad \dots\dots\dots(6)$$

ただし

$$m_1 = 2\rho L_{wl} \int \sqrt{1 - \xi^2} d\xi$$

$$m_2 = \rho L_{wl} \int \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - \xi^2}} - \frac{\xi^2}{1 - \xi^2} \right] d\xi$$

[参考文献]

- 1) 運輸省小型船舶安全規則、及び水上オートバイ特殊基準、平成11年版
- 2) 櫻井昭男、小野正夫、津島聰：小型船舶用 SMC の強度特性（第1報：静的強度）、平成11年度船研講演会講演集
- 3) 小型船舶の船体構造用特殊材料の特性に関する検討委員会提出資料、平成10年12月
- 4) 吹上紀夫、原正一、多賀謙治、津島聰：軽量芯材を用いた FRP サンドイッチ材の強度（その1、静的強度）、昭和57年度船研春季講演会講演集
- 5) 竹本博安：水面衝撃水圧に関する一考察、日本造船学会論文集第156号、昭和59年11月
- 6) 宮本武、平方勝、加納敏幸、福島正朗：小型高速艇の落下試験方法の検討、FRP 漁船、平成11年7月号
- 7) 運輸省高速船構造基準、平成11年版