超大型浮体ユニットの実機曳航

正 員 原 正 一* 山 川 賢 次*
正 員 星 野 邦 弘* 正 員 湯 川 和 浩*

At-sea Towing of Huge Floating Unit

by Shoichi Hara, *Member* Kenji Yamakawa
Kunihiro Hoshino, *Member* Kazuhiro Yukawa, *Member*

Summary

As the Phase II project of "Research & Development of Huge Floating Offshore Platform" carried out by the Mega-Float Technological Association, the proto-type of floating airport using the large floating platform (1000 m in length, maximum 120 m in breadth and 3 m in depth) was installed at the Tokyo Bay in 1999. The model of floating airport consists of mainly 3 floating units with runway such as A, B and C. They were constructed at different shipping yards and connected together on the sea. A and C unit for runway have been constructed at shipping yard in the Ise Bay and B unit has been done in the Tokyo Bay.

There are very few data concerning the full-scale measurement of such a flat structure with small depth. However, there is a possibility of the occurrence of various kinds of structures in the future for the development of the ocean space utilization. Transportation by towing has been one of the conventional way of techniques from old times, the limitation of experiment however exists because of its big size. The accumulation of full-scale data is quite important especially in the long distance towing of huge floating structure like Mega Float unit in the outer ocean.

Authors made a full-scale measurement using the floating unit (100 m in length, 60 m in breadth and 2 m in depth) in the phase I project as well as the model experiment in the basin^{1),2),3)}. The towing force and strain on the upper-deck etc. have been measured in both experiments. A floating unit constructed in the phase II project is the same size as the completed structure in the phase I project. The towing force and structural strength of the floating unit have been discussed in this paper.

1. は じ め に

メガフロート技術研究組合の「超大型浮体式海洋構造物の研究開発」のフェイズIIとして、長さ1,000 m、幅60 m（一部120 m）、深さ3 mの大型の浮体構造物による海上空港モデルの実証実験が1998年度より3年計画で開始された。この浮体式海上空港モデルは、滑走路をA、B、Cの3ユニットに分割して製作し、実験海域で洋上接合して完成させる工法が採られた。この空港モデルは、滑走路

のほかに空港機能を満足させるための付帯設備の空間としてフェイズI（1995年度～1997年度）の研究で使用された長さ300 m、幅60 m、深さ2 mの浮体構造物が改造して使用された。滑走路のAユニットとCユニットは伊勢湾内の造船所で、Bユニットは東京湾の造船所で製作された。Cユニットは、更に分割して瀬戸内海沿岸の幾つかの造船所で製作して日本鋼管(株)津製作所で接合して製作された。

Aユニットは、1999年7月初旬に石川島播磨重工業(株)愛知工場から三菱重工業(株)横浜製作所に曳航輸送された。Cユニットについては、同年8月初旬に日本鋼管(株)津製作所から横須賀港沖の実験海域まで曳航輸送された。曳航輸送は古来から操船技術の一つとして使われ続けてきたものであるが、このように厚みの小さい平坦な構造

運輸省船舶技術研究所

原稿受理 平成12年1月11日

春季講演会において講演 平成12年5月18, 19日

物の実機曳航に関するデータは乏しい。本格的な海洋空間利用の展開はこれからであり、今後、多種多様の構造物の出現も可能性としては考えられるが、被曳航体が大型化してくると水槽における模型実験にも限界がある。したがって、メガフロート浮体ユニットのように薄型の大型浮体構造物の外洋における長距離曳航に関する実機計測データの蓄積が重要である。

著者らは、フェイズⅠの実証実験で長さ100 m、幅20 m、深さ2 mの構造物ユニットについて水槽実験と岡山県水島から横須賀港沖までの実機実験を行い、曳航時の曳航力、甲板ひずみ等を計測して、数値計算との比較を行った^{1),2),3)}。フェイズⅡで使用する浮体構造物の建造にあたって、Aユニット及びCユニット曳航時に実機実験の機会を得たので、曳航力、甲板歪み、曳航性能などの計測結果について報告する。

2. 曳航諸元

Aユニット及びCユニットの形状・寸法をTable 1に、また、メガフロート浮体空港モデルの全体の配置をFig. 1に示す。また、両ユニットの曳航航跡をFig. 2に示す。さらに、Fig. 3に両ユニットの外洋（伊良湖水道から浦賀水道手前の航路）における曳航配置図を示す。両者はほぼ

類似のルートをとっている。

2.1 Aユニット

- 1) 曳航日程：1999年7月1日～1999年7月3日
- 2) 曳航区間：石川島播磨重工業(株)愛知工場～伊勢湾～伊良湖水道航路～遠州灘～御前崎～石廊崎～浦賀水道航路西方海域～三菱重工業(株)横浜製作所
- 3) 曳航距離：208マイル

2.2 Cユニット

- 1) 曳航日程：1999年7月31日～1999年8月2日
- 1) 曳航区間：日本鋼管(株)津製作所～伊勢湾～伊良湖水道航路～遠州灘～御前崎～石廊崎～浦賀水道航路西方海域～横須賀港沖実験海域
- 2) 曳航距離：195マイル

Table 1 Principal particulars of towed units

Towed unit	Length	Breadth	Depth	Draught
A unit	383 m	60 m (max 71m)	3.0 m	0.5 m
C unit	359 m	60 m (max 71 m)	3.0 m	0.5 m

Fig. 1 Principal dimensions of towed floating unit

Fig. 2 Towing route

Fig. 3 Towing arrangement

Table 2 Principal particulars of tugboats and towline for A unit

Item	Main tugboat	Sub-tugboat (port)	Sub-tugboat (starboard)
Gross tonnage	284 ton	224 ton	198 ton
Dimension	33.0m×9.4m×4.2m	31.0m×9.6m×4.1m	33.3m×9.2m×3.9m
Engine power	2000 × 2 PS	2000 × 2 PS	1600 × 2 PS
Towline (wire rope)	1WRC φ54×310m	6×37 φ50×600m	6×37 φ48×450m
Spring rope	8 strand φ110×100m	8 strand φ110×50m	8 strand φ110×100m
Bridle wire	6×37 φ47×20m×2	6×37 φ47×20m×1	6×37 φ47×20m×1
Shackle	RB-60	RB-60	RB-60

Table 3 Principal particulars of tugboats and towline for C unit

Item	Main tugboat	Sub-tugboat (port)	Sub-tugboat (starboard)
Gross tonnage	185 ton	288 ton	158 ton
Dimension	33.0m×9.4m×4.2m	31.0m×9.6m×4.1m	33.3m×9.2m×3.9m
Engine power	1500 × 2 PS	1500 × 2 PS	1800 × 2 PS
Towline (wire rope)	φ54	-	φ48
Spring rope	φ90	8 strand φ110×50m	8 strand φ100×50m
Bridle wire	6×37 φ47×20m×2	6×37 φ47×20m×1	6×37 φ47×20m×1
Shackle	RB-60	RB-60	RB-60

2.3 曳船の主要目

AユニットとCユニット曳航時の曳船及び曳航索の主要目をそれぞれTable 2及びTable 3に示す。両ユニットは、長さ若干の違いがあるが、曳航に使用した曳船舶及び曳航索は、ほぼ同じである。

3. 計測項目及び計測方法

Aユニット及びCユニット曳航時において、主曳船で

Table 4 Measuring items and devices

item	No.	device	location
relative wave height	1	ultrasonic wave height meter	56.75m from bow, 1.2m from starboard, 0.95m from deck
acceleration	4	accelerometer	G,1,G,2,midship, at relative wave height meter
towline tension	4	shackle for towing	bow
strain on deck	13	strain gauge	starboard
wind direction and speed	1	wind direction & speed meter	container on starboard
location	1	GPS, note PC	container on starboard

Table 5 Location of strain gauge

Gauge	Distance from bow	Distance from starboard
1	48m (0.162L)	0.8m (0.0133B)
2	72m (0.201L)	0.8m (0.0133B)
3	100m (0.279L)	0.8m (0.0133B)
4	128m (0.357L)	0.8m (0.0133B)
5	156m (0.435L)	0.8m (0.0133B)
6	184m (0.513L)	0.8m (0.0133B)
7	212m (0.591L)	0.8m (0.0133B)
8	240m (0.669L)	0.8m (0.0133B)
9	268m (0.747L)	0.8m (0.0133B)
10	296m (0.825L)	0.8m (0.0133B)
11	320m (0.891L)	0.8m (0.0133B)
12	72m (0.201L)	8.5m (0.142B)
13	71.8m (0.2L)	0.8m (0.0133B)

Photo 1 Tension meter with attached strain gauge and shackle

は本船装備の計器の表示を読み取り記録し、写真及びデジタルビデオによる記録をとった。Cユニット曳航時には、被曳船体側のみで、曳航索張力4点、甲板ひずみ13点、波浪、加速度、風向・風速、曳航軌跡を計測した。Table 4に、使用した計測機器及び配置を示す。曳航張力及び甲板ひずみ計測のための増幅器、DGPS受信機、データ収録用のパーソナルコンピュータ及び電源用バッテリー35個は、高さ1.5m×幅1.5m×奥行0.8mの計測コンテナ（船首から56m離れた右舷側の無舗装部分に設置）に収納した。甲板歪みは、長さ方向に24m～28m間隔で11点、その他2点に歪みゲージを貼付して計測した。歪みゲージの貼付位置をTable 5に示す。各歪みゲージから計測コンテナまでのケーブルは、総距離2kmに及んだ。曳航索張力は、曳航索取付用シャックル（RB 60/40 t）に歪みゲージを貼付してプライドルワイヤの取付部4点で計測した（Photo 1）。波浪の計測は、計測コンテナ付近の右舷側から1.2m張り出し、海面上3.45mの距離に超音波波高計を設置した。なお、波浪計測における浮体ユニットの上下運動の補正をするために、加速度計を超音波波高計と同じ位置に設けた。

計測したデータは、曳航の全行程においてサンプリングタイム0.05秒で1ファイルの収録時間を1時間としてノートパソコンに収録した。DGPSのデータは、サンプリングタイムが1秒で計測データと異なるため、単独でノートパソコンに収録した。解析は、1ファイルの中から0.1秒毎のサンプリングで1時間に8192点（13分39.2秒）のデータを抽出して4回連続行った。

4. 実験結果及び考察

4.1 実験の経過

Aユニット曳航時には、主曳船に観測員が乗船して本船装備の航海機器及び曳航索張力計の指示を読み取記録した。また、目視による観察とデジタルビデオカメラによる撮影も行った。伊豆半島南岸から東岸の北上ではほとんど主曳船のみで曳航し、両舷の補助曳船は曳航索の張合わせ程度曳いていた状態であった。浦賀水道航路通過は時間が指定されていたため、相模湾で時間調整のため奥深くまで北上してから南下して浦賀水道航路に向った。曳航航跡図からAユニットとCユニットは類似の航跡をたどっていることが分かる。Fig. 4にCユニット曳航時の波浪の統計解析結果を示す。有義波高は約1.0mであり、最大波高で2m近いが海象条件としては穏やかである。また、出会い波周期の有義値は6～8秒である。主曳船からの目視観測では、Aユニットは曳航中に波浪による弾性変形するような現象は全く見られなかった。また追従性も良好で、操船上の問題点もなかった。外洋の実機実験としては静穏で、メガフロート浮体ユニットの曳航としては良好な海象条件であったと考えられる。ただし、Cユニット曳航

Fig. 4 Statistical analysis of waves (towing of C unit)

終了後の主曳船の船長の報告によると、御前崎から石廊崎付近で船速が出ず曳船は横揺れし、浮体ユニットもうねりや流れによって左右に揺れる状態であった。

4.2 曳航力

Fig. 5 は、A ユニット曳航時に主曳船で記録した曳航索張力(●)、機関出力(▲)及び対地速力(点線で表示)の時間変化である。機関出力と曳航索張力は、ほぼ連動して変化していることがわかる。ただし、負荷時には通常言われている 100 馬力に対して 1 tf の曳航力は出ていない。図中の 12 時から 22 時の時間帯は伊勢湾～伊良湖水道航路～遠州灘を航行中、速力がほぼ一定であるにもかかわらず、14 時頃(伊良湖水道航路)を最大として曳航力が増大している。また、この時間帯は機関出力も同様に大きくなっている。Fig. 6 は C ユニット曳航時に計測した曳航力で、全曳航力(○)、主曳船の曳航力(●)、左舷及び右舷曳船の曳航索張力(△, ▲)で、図中の下部に対水速力と対地速力を同時に図中に示した。ここでも 7 月 31 日 16 時から 22 時の時間帯に曳航力が大きくなっている。季節によって変化はあるが、海流推測図⁴⁾に見られるように遠州灘には東から西に 1～1.5 kt の流れがある。このために曳船は、流れに逆らって航行することとなり、曳航力が増大したものと推定される。

Fig. 7 に、A ユニットの曳航抵抗の実験結果を示す。図中の実線は、全抵抗の 2 次曲線近似を示す。これより、全抵抗は波浪が穏やかであったために、平水中曳航速度の 2 乗に比例するといえる。5.6 kt におけるデータは、主曳船と両舷の補助曳船の曳航力を加えて全曳航力を求めた。2.7 kt 及び 3.6 kt に対する全曳航力は、主曳船の計測値を便宜的に 3 倍した値を用いた。この結果から 3 m/s (約 6 kt) における A ユニットの曳航時の全抵抗力は、計測精度に問題はあがるが 67.4 tf となった。

一方、C ユニット曳航時については、波浪の計測を実施しているので、波浪中の全曳航抵抗の推定を試みる。その摩擦抵抗の推定法として、今回のような浮体ユニットの喫水に対する幅の比が非常に小さい形状では、レイノルズ数 Re が比較的大きな範囲にまで適用できる平板の摩擦抵抗

Fig. 5 Towing force during towing of A unit

Fig. 6 Towing force during towing of C unit

Fig. 7 Towing resistance of A unit

係数 C_f を求める Prandtl-Schlichting の式

$$C_f = 0.455 \{\log(Re)\}^{-2.58} \quad \text{ただし, } Re = VL/\nu$$

から求める。ここで、 V は曳航速度、 L は船長、 ν は動粘性係数である。

次に、浮体ユニットの全曳航抵抗が摩擦抵抗と圧力抵抗の和で構成されると仮定して、圧力抵抗を求める。著者らは、これまで浅喫水箱形浮体ユニットの曳航抵抗を求めるための曳航実験を実施してきた^{1),2),3)}。ここで、Fig. 8 に示すように、喫水の異なる 4 種類の浮体について、平板の摩擦抵抗係数を求めることにより実験で計測された全抵抗力係数から差し引いて圧力抵抗力係数を算出した。喫水と幅の比を横軸にとった場合、その比が小さくなると圧力抵抗力係数

Fig. 8 Pressure drag coefficient in the model experiment

が1.0より下がってくる傾向が窺われる。曳航時のフルード数は、0.057～0.099の範囲であった。高井ら⁵⁾によれば、圧力抗力係数を1.0と仮定して、 d/L が非常に小さい浮体の場合の摩擦抗力係数は平板のそれと同等であるとしている。これは今回の実験の浅喫水になれば圧力抗力係数が小さくなる傾向と、フルード数の問題はあが必ずしも一致していない。山下ら⁶⁾は、拘束した同様な浅喫水箱形模型を曳航して圧力抗力係数を求めている。これによると、正面流れの場合フルード数が0.08～0.12の範囲では曳航速度による変化が大きく、真横流れではフルード数が小さくなると一定値に漸近する傾向があり、低フルード数領域での圧力抗力係数はそれぞれ0.3～0.4及び0.5～0.6となる。一方、フルード数が0.1付近の場合、圧力抗力係数は1.0程度である。

今回実施した6 ktの曳航速度は、フルード数が0.052となる。よって、フルード数が山下らの実験範囲よりは小さく、圧力抗力係数が1.0以下になることも考えられる。しかしながら、圧力抗力係数 C_p は1.0として安全側にとり、圧力抗力を $C_p 1/2 \rho V^2 B d$ から求めることとした。ここでは、摩擦抗力が17.0 tf及び圧力抗力が14.9 tfとなり、摩擦抗力と圧力抗力が全抗力に占める割合はほぼ同等である。

風圧抵抗 R_w は、風の浮体に対する入射角が α とすると、

$$R_w = 0.5 \rho_a C_w (A_F \cos^2 \alpha + A_S \sin^2 \alpha) V_w^2$$

A_F : 風圧正面積, A_S : 風圧側面積, ρ_a : 空気の密度

ここで、 $C_w = 1.2$ (風圧係数), $V_w = 8 \text{ m/s}$ (風速) とすると、風圧抵抗は1.6 tfとなり、全体の抵抗に比較して非常に小さい。なお、浮体の甲板上の摩擦抵抗は、実際の風速が8 m/sと小さいために約0.2 tfと推定され、圧力抵抗と比較して13%程度である。ここで、風の摩擦抵抗の推定には大松らの推定式^{7), 8)}を使用した。実機の浮体ユニットの甲板面積は通常の浮体構造物よりも大きい、風速が極端に大きい場合を除いて通常の曳航時には、300 m規模の浮体ユニットの風の抵抗は摩擦抵抗を無視した

Fig. 9 RAO of wave drift force

風圧抵抗のみによる推定で差し支えない。

波浪中抵抗増加の推定法については、浮体を等方性の均一な矩形平板とし、喫水は零と仮定して流体力を計算する3次元領域分割法⁹⁾を用いた。数値計算では、断面剛性 EI_s と浮体ユニットの中立軸から上甲板までの距離 y_s をそれぞれ $1.134 \times 10^{11} \text{ (kgfm}^2\text{)}$ 及び $y_s = 1.485 \text{ (m)}$ とした。また、曳航速度の影響は無視して算出された波漂流力を波の抵抗増加分として考慮することにした。遠州灘から御前崎付近への航路の曳航時の波向きを、沿岸開発技術研究センター(財)の海上風・波浪予測分布図¹⁰⁾をもとに推定し、浮体の船首方向に入射する向波の場合を0度として右舷側斜め前方30度の角度で入射するとした。Fig. 9に浮体に対する波の入射角 θ を30度と仮定した波漂流力の計算結果を示す。図には、船長方向の波漂流力 F_x と船の幅方向の波漂流力 F_y の応答関数の無次元値をそれぞれ $F_x'(F_x/1/2 \rho g B h_a^2)$ 及び $F_y'(F_y/1/2 \rho g L h_a^2)$ として、横軸に円周波数を取り両者を同じ縦軸に示している。ただし、 h_a は波振幅である。さらに、図中には浮体剛性を考慮した場合と剛体とした場合の比較も示した。これより波漂流力は、長波長領域で浮体を剛体と仮定した場合と比較して弾性浮体の計算値は小さく、波周期が4～5秒以下では剛体と仮定した場合とほとんど変わらないことがわかる。これは、波長が短い領域では、弾性応答が小さいためである。また、求められた波漂流力の応答関数を用いて、実際に計測した波スペクトル(1999年7月31日18時～8月1日4時)から波漂流力を波との出会い角を横軸にとって計算した結果がFig. 10である。今回の波浪では、浮体を剛体と仮定した場合の計算結果と弾性を考慮したそれとはほとんど差がなかった。図中の F は F_x と F_y の合力を表わすが、波の入射角が大きくなるにしたがって大きくなる。波漂流力を図より $\theta = 30$ 度で37 tfと見積もると、平水中の圧力抵抗と摩擦抵抗の和の31.9 tfで平水中抵抗はすでに68.9 tfとなり、Fig. 6の計測値である全体抵抗約50 tfと比較してかなり大きな値となることがわかる。波向きを30度と想定して波漂流力の推定計算を試みたが、数値計

Fig. 10 Change of wave drift force by incident wave angle

算結果は浮体の上下運動を許容して水平面内の運動は拘束した場合である。現実には曳航時の浮体は船首揺れ及び左右揺れなどの水平面内の運動が拘束されていない状態である。したがって、実際の曳航抵抗は浮体への拘束がないため数値計算結果よりも抵抗が低減される傾向にあると考えるのが合理的であり、全体抵抗と平水中抵抗及び風圧抵抗を比較して勘案すると $\theta=0$ の場合の波漂流力の計算値 10 tf 程度が現実に近い値と判断した。すなわち、計測された有義波高 1 m 程度の波による抵抗増加は約 10 tf と推定できる。

したがって、これまで考察した平水中抵抗 31.9 tf、波浪中の抵抗増加 10 tf 及び風圧抵抗 1.6 tf を合計すると、C ユニットの全抵抗は曳航速度 6 kt の場合 43.5 tf となり、Fig. 6 に示される計測された索張力 50 tf と比較すると若干小さい。これは Fig. 1 に見られるように係留ドルフィン取付部が台形に 11 m 張出しており、圧力抗力の評価が不十分であると考えられる。単純に考えると、幅が大きくなったことにより圧力抵抗は 20% 程度増加する。航空写真¹¹⁾からも観察されるように、この張り出し部分からの渦放出による抵抗が大きいと思われるが、定量的には不明である。この渦抵抗による増加分を勘案すると索張力の推定は計測値と比較してほぼ妥当である。また、海流、波向、風向など環境条件の把握、各抵抗係数の妥当性も検討する必要がある。

曳航索の変動張力は、海象条件が穏やかであったことや 3 隻の曳船で曳航していることにより、非常に小さい結果となった。Fig. 11 に、変動索張力の最大値と有義値の時刻歴を示す。これより、曳航索の変動張力は、最大でも 5 tf 程度で非常に小さかったことがわかる。変動索張力は、主に曳船と被曳船の相対運動によって生ずることが知られている。今回の場合被曳船の排水量が非常に大きく、浮体の運動は非常に小さい。したがって、曳船の船体運動が変動索張力を生ずる主要因となる。曳船の船体運動は、有

Fig. 11 Statistical analysis of dynamic towline tension (tension at port)

Fig. 12 Relation between dynamic towline tension and significant wave height

義波高が 1.0 m 程度と小さいことから、変動索張力を発生させる要因であるサージ運動も小さかったと考えられ、変動索張力が小さかったと考えられる。Fig. 12 に、左舷側の曳航索張力の両振幅分布の最大値と有義値を有義波高を横軸にとって示す。曳航中は、ワイヤロープは水中に没しているため曳船と浮体ユニットの相対的な運動により曳航索は水を切って動揺する。この際、曳航索はいわゆるクロスフロッドラッグを水から受け、これは索の動揺変位の 2 乗に比例する力となる¹²⁾。仮に波高に比例した船体運動があるとすれば、変動索張力は波高の 2 乗に比例することになる。図では、変動索張力はばらつきが大きく、有義波高が 0.6 m～0.8 m 付近を境に傾向が異なっており必ずしも有義波高の 2 乗に比例しているとはいえない。これは、波高が小さいためとデータを取得した経路での操船方法によると考えられる。

Fig. 13 は、波と曳航索張力のスペクトル解析結果の一例 (1999 年 7 月 31 日 18 時～8 月 1 日 4 時) である。索張力のスペクトルのピーク周波数は、波スペクトルのそれよりも小さく、波周期より長い周期で変動していることがわかる。これも波浪状態が穏やかであり、操船方法の影響が出たものと思われる。

Fig. 13 Spectra of waves and towline tension

4.3 曲げモーメント

曲げモーメントを推定するための歪みゲージは、右舷船側位置に6~7フレームスペース間隔（1フレームスペースは4.0 m）で11点甲板上に貼付した（Table 5参照）。なお、No. 2 ゲージの幅方向に船体中央部に向かって8.5 m離れた位置にNo. 12のゲージを貼付した。歪みゲージNo. 2の位置には、甲板下にフレームが通る場合とそうでない場合の歪みの比較をするために、縦方向に0.2 m 船首側にずらしてNo. 13のゲージを貼付した。Fig. 14に、1999年7月31日22時のそれぞれの甲板歪みの時系列の一例を示す。これは、30秒間の計測を拡大したものであるが、波の入射に起因する甲板歪みは船体の長手方向に位相が変化しており、船首から船尾に向かうにしたがって位相遅れが大きくなっているのがわかる。浮体波（浮体内部の弾性波）の分散関係は、浮体を等方性平板を仮定した場合次式で表わされる^{13),14)}。

$$\omega^2 = (Dk^4 + \rho g) / \{ \rho d + \rho / k \tanh(kh) \}$$

ここで、 ω は入射波の円周波数、 k は浮体波の波数、 D は単位幅当たりの曲げ剛性、 d は喫水、 h は水深、 ρ は流体密度、 g は重力加速度である。これより、波周期5秒及び6秒の入射波の場合、浮体波の伝播速度は33.9(m/s)及び31.0(m/s)となり、それぞれ8.0秒及び8.8秒でNo. 1からNo. 11の歪みゲージの距離を伝達することになる。歪みゲージNo. 1~11までの位相差は、約8.1秒である。すなわち、実際に計測された位相差と浮体正面から波が入射したと仮定した場合との時間を比較して、波は浮体前方から入射していると考えられるが、4.2章で述べたように斜め前方から入射しているとの確証は得られなかった。また、この場合の歪みの形状は、高次成分が入っていない基本周波数成分の線形応答であり、圧縮及び引張側の応力はほぼ等しいと考えられる。ここで、歪みのプラス側がホギング状態を表す。

曳航中に最も大きい歪みの生じたNo. 4ゲージの有義値と最大値の統計解析結果の時間変化をFig. 15に示す。最大で500 μ s 両振幅歪みが計測された。歪みゲージNo. の

Fig. 14 Time history of strain on upper-deck

Fig. 15 Statistical analysis of No. 4 strain on upper-deck

Fig. 16 Relation between bending strain and significant wave height

奇数番号を選んで歪みの両振幅分布をとり、統計解析した結果を横軸に有義波高をとってFig. 16に示す。歪みゲージが貼付された甲板の位置によってその大きさは相違するが、有義波高1.2 m以下の範囲で歪みの有義値は波高にほぼ比例しており、単位波高あたりの歪みの有義値は150 μ s程度である。歪みのNo. 5とNo. 9が直線で最小2乗近似した傾きの傾向が他と相違しており、波高に対する応答が大きいといえる。

船長方向の歪みの有義値の分布（1999年7月31日14

Fig. 17 Comparison of significant bending strain along the length

Fig. 18 Comparison of bending strain on different location

Fig. 19 Comparison of measured bending moment with numerical calculation

時～8月1日21時)をFig. 17に示す。No. 4ゲージ(0.357 L)の位置で最大値をとり、No. 3ゲージ(0.279 L)及びNo. 6ゲージ(0.591 L)付近で小さな節ができて、再び大きくなり船尾に近づくにしたがって小さくなる。この様子は、浮体剛性が相対的に大きい100 m浮体ユニットの場合の中央部付近で最大となり、船首尾に近づくにつれて小さくなるのと傾向が相違する。

Fig. 18に、ゲージNo. 2とNo. 12及びNo. 13の歪みの両振幅の有義値の比較を示す。甲板下にフレームが通っていないほうが歪みの値は小さくなっている。また、歪みの時系列から3者の位相はほぼ一致していることがわかった。これより、No. 2とNo. 13では若干の違いが出ることがわかったが、1点だけの比較であるためその原因については検証できなかった。

Fig. 19に、船体の各位置での波浪曲げモーメントの応答関数を示す。縦軸は、甲板の波浪曲げモーメント M を $\rho g B L^2 h_a$ で除した無次元値を示す。曲げモーメント M は、甲板歪み ε_s から次式によって求められる。

$$M = EI_s \varepsilon_s / y_s$$

図中の実線は、喫水を零と仮定した圧力分布法^{15),16)}による数値計算結果で、波の入射角を30度とし曳航速度の

Fig. 20 RAO of bending moment at various locations along the length

Fig. 21 Comparison of bending moment along the length

影響は無視している。実験値は、甲板歪みのスペクトルと浮体ユニットに設置した波浪計から得られるスペクトルから求めたもので、有義波高1.0 m程度のデータを選択して複数の実験結果を重ねたものである。なお、スペクトル解析は、B-T法を使用した。実際の海域では、曳航速度及び波向きは一定ではないと考えられるが、実験値は比較的良好とまとまっており、計算値と実験値とはどの甲板位置においても良い一致を示している。このことから曲げモーメントに与える曳航速度の影響は小さいと考えられ、曲げモーメントの応答関数の数値計算と波スペクトルを仮定して、曲げモーメントを予測できる。高周波数の応答は非常に小さく、応答のピーク周波数は波スペクトルのピークよりも小さい周波数である。ただし、出会い波浪の円周波数が $\omega_e = 0.5$ 以下でばらつきが大きくなっているのは、波のスペクトル成分が非常に小さい領域で応答の信頼性が低いことが原因である。船尾付近の甲板位置でゲージNo. 10及びNo. 11では、他と比較して若干小さい。Fig. 20に甲板位置による曲げモーメントの計算値の比較を示す。一般的傾向として、低周波数領域で応答が大きくなり、船尾付近でその差が大きい。高周波数領域では、船体位置における変化は小さくなる。Fig. 21に、各船体位置における波周期による曲げモーメントの計算結果の比較を、入射角30度の場合について示す。波周期4秒以下の応答は、非常に小さく、6秒以上になると船首部の応答が他の船体位置よりも大きくなる傾向にある。曲げモーメントの最大の応答は、波周期が12秒前後で現れ、波周期が13秒以上になると応答が浮体中央部で平坦となる。

5. 結 言

超大型浅喫水浮体ユニットの外洋における実機曳航の際に2度の計測の機会を得て、主に曳航索張力、甲板歪みについて実機データを取得することができた。その結果を、以下のようにまとめることができる。

(1) 曳航索張力は、平水中抵抗については圧力抗力係数を1.0及び平板の摩擦抗力係数を用いて、また波浪中抵抗増加は正面向波の波漂流力の計算結果を用いることにより計測値と比較して推定することができた。

(2) 曲げモーメントは、フルード数が0.05以下の範囲で、曳航速度を無視した圧力分布法による数値計算と計測値を比較して良好な一致が得られた。

海洋構造物は、今後多種多様化して大型化することが予想され、それとともに水槽実験を行うことが徐々に難しくなると考えられる。今回の実機実験では、曳航限界(曳船の出動限界)が波高2 mとされており、計測結果の評価においてもおのずと限界がある。しかしながら、実機実験で得られたデータは公表されるものが少なく貴重であるため、著者らは今後も機会ある毎に実機データの蓄積を心がけていく所存である。なお、本論文で用いた3次元領域分

割法及び圧力分布法による数値計算では、船舶技術研究所海洋開発工学部大松重雄部長ならびに矢後清和主任研究官の計算プログラムを使用させていただいた。ここに、感謝の意を表します。

最後に、実機実験にご協力いただいた石川島播磨重工業(株)愛知工場、日本鋼管(株)津製作所及び曳航に従事された寄神建設(株)に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 原正一, 山川賢次, 國分健太郎, 岩井勝美: 浅喫水箱型浮体の曳航に関する研究—模型実験と実機実験との比較—, 関西造船協会誌第 227 号 (1997), pp. 57-70
- 2) 國分健太郎, 原正一, 山川賢次, 岩井勝美: 大型浮体構造物ユニットの曳航に関する研究, 関西造船協会誌第 232 号 (1999), pp. 203-210
- 3) 山川賢次, 原正一, 星野邦弘, 湯川和浩: 浅喫水箱型浮体の曳航時の索張力, 平成 8 年度資源・素材'関係学協会合同秋季大会 (1996), pp. 136-139
- 4) 日本水路協会: 海流推測図 1999 年 26 号
- 5) 高井隆三, 星野邦弘: ポンツーン型 VLFS の摩擦抵抗係数と粘性減衰係数, 第 14 回海洋工学シンポジウム (1998), pp. 441-446
- 6) 石川島播磨重工業(株): 第 12 回メガフロート設計技術分科会模型 WG 資料 (1996)
- 7) 大松重雄, 佐藤宏, 三島木絹子: 超大型浮体式海洋構造物に作用する風荷重の推定, 第 64 回船舶技術研究所研究発表会講演集 (1994), pp. 75-84
- 8) 北村文俊, 佐藤宏: 超大型箱型浮体に働く風の摩擦抗力, 第 66 回船舶技術研究所研究発表会講演集 (1995), pp. 213-216
- 9) 大松重雄: 超大型ポンツーン型浮体の波浪中弾性応答計算, 日本造船学会論文集, 第 182 号 (1997), pp. 329-340
- 10) 沿岸開発技術情報センター: 海上風・波浪予測値分布図 (1999 年 7 月 31 日)
- 11) 朝日新聞夕刊 (1999 年 7 月 3 日)
- 12) Fylling I. J.: "Analysis of Towline Forces in Ocean Towing System", PhD Thesis, Norwegian Institute of Technology (1979)
- 13) 岩橋嘉生, 大松重雄, 坪郷尚: ポンツーン型超大型浮体の波浪中弾性応答特性, 日本造船学会論文集, 第 183 号 (1998), pp. 211-218
- 14) 坪郷尚, 岡田博男: 超大型浮体構造の波動伝搬挙動と強度に関する基礎的考察, 日本造船学会論文集, 第 181 号 (1997), pp. 299-307
- 15) 矢後清和, 遠藤久芳, 千秋貞人, 関田欣治, 大久保寛: 浅喫水浮体式構造物の弾性応答について, テクノオーション 96 (1996), pp. 657-662
- 16) 矢後清和, 遠藤久芳: 浅喫水箱型浮体の波浪中弾性応答について—大型模型による水槽試験—, 日本造船学会論文集 (1996), pp. 341-352