

港湾技研資料

TECHNICAL NOTE OF
PORT AND HARBOUR TECHNICAL RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORTATION, JAPAN

No. 16 February, 1965

作業船調査報告

(その4) 鉄拐号実船調査報告

近藤 基・早乙女 保二・岩田 尚生

(その5) 飛竜号実船調査報告

木原 純孝・守口 照明

昭和40年2月

運輸省港湾技術研究所



港灣技研資料 No. 16

目 次

鉄拐号実船調査報告.....	1
飛竜号実船調査報告.....	17

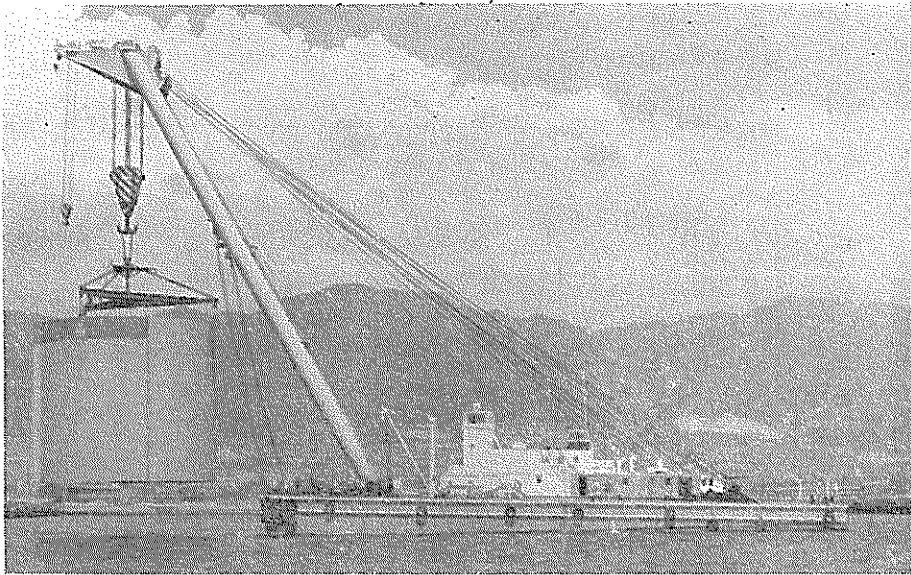
作業船調査報告(その4)

鉄拐号実船調査報告

近藤 基* 早乙女 保二***

岩田 尚生** 木原 純孝****

守口 照明**



鉄拐号の全景

* 作業船研究室長
** 作業船研究室
*** 主任研究官
**** 流体輸送研究室

鉄拐号実船調査報告

目 次

§ 1. ま え が き	2
§ 2. 鉄拐号の概要	2
§ 3. 測定項目及び方法	3
§ 4. 測 定	7
§ 5. 測定値と計算値の比較及び考察	8
§ 6. 結 論	15
§ 7. あ と が き	16

§ 1 ま え が き

鉄拐号は、昭和37年3月に完成した450TON吊固定ジブ、非航起重機船である。現在、運輸省第三港湾建設局に属し、主に神戸港摩耶埠頭及び第五防波堤建設工事に従事している。

本報告は、鉄拐号の船体性能及び主要部の作業時荷重等の再確認のため、ならびに今後、埠頭及び防波堤の建設工事が新工法の開発とともに大型大重量のケーソンが

が使用されるにつれて、大型起重機船の建造が進むと考えられるので、その設計資料を得るために行つた実船試験を記述したものである。試験時の鉄拐号は、神戸港摩耶埠頭の建設に従事していて、大きさ、巾 8.0M×8.0M、高さ 10M、重量 430t 約のケーソンを岸壁から運搬し、沈設することであつた。試験は特に用意された試験方案によつたものではなく、ケーソンを運搬し、沈設する通常の作業状態において行つたものである。



写真一 摩耶埠頭のケーソン沈設現場 矢印がケーソン沈設予定地

§ 2 鉄拐号の概要

本船は、鋼製、箱型、固定ジブ式非航起重機船であり、主要目は次の通りである。

(1) 建造所及び建造年月日

建造所 函館ドック K K
竣工年月日 昭和37年3月31日

(2) 船体部

長さ 46.50m
巾 22.00m
深さ 4.00m
満載吃水(平均) 2.14m
バラスタタンク 957t
燃料及び清水タンク 各 39t

(3) 起重機部

形式 非旋回ジブ非俯仰式
巻上荷重 主巻常用 300t、最大荷重 450t、補巻 50t
巻上半径 主巻16m、補巻19m
揚程(水面上) 主巻28m、補巻29m
(水面下) 主巻10m、補巻15m
巻上速度 主巻 1.8m/min.
補巻 6.0m/min.
巻下速度 主巻 2.7m/min.
補巻 8.0m/min.

ジ ブ

ジブ傾斜角
巻上ワイヤ

ステーワイヤ
巻 胴

(4) 巻上用原動機

形 式

出 力

回 転 数

トルクコンバータ

形 式

出力軸回転数

減 速 機

(5) 操船ウインチ

左舷ウインチ

鋼板製円筒型 径1,600mmφ、
長さ46.7m、板厚19mm
約60°
主巻44mmφ、6×29ファイ
ー型、補巻28mmφ、ファイ
ー型
径65mmφ、6×37、12本
直径2,200mmφ、長さ約4m
4 サイクル水冷式ディーゼル
機関
500 P S
1,500rpm
3 段タービン湿式多板クラ
ッチ付
主巻用600rpm、
補巻用700rpm
減速比 1/109.2
形式 3ドラム型2-ワーピ
ングドラム付
容量
15/7.5t×7.5/15m/min.
(2段切換)

右舷ウインチ 形式 2ドラム2 ワーピン
グドラム付

容量 15/7.5t×7.5/15m/min.
(2段切換)

(6) 操船並に作業用ウインチ

形式 極数変換型ワーピング
ドラム付

容量 5/2.5t×5/10m/min.
(2段切換)

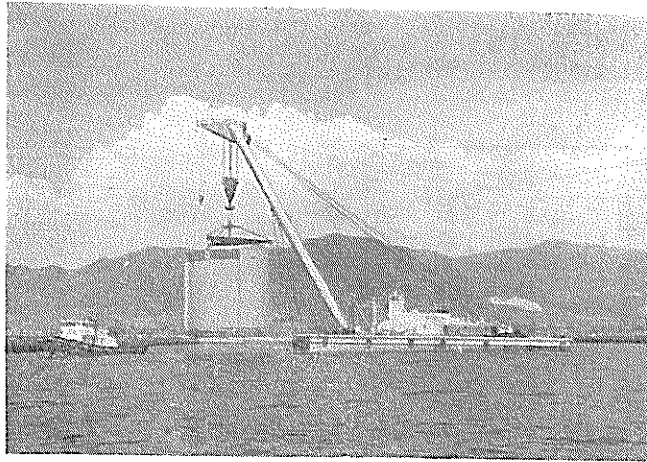
形式 極数変換型 2台

容量 2/1t×7.5/15m/min.
(2段切換)

(7) デリツクレーン 容量 7t, 半径7m ↗

§ 3 測定項目及び方法

測定項目の選定は、荷重吊時の船体性能及び各部に加わる荷重を測定するために、同一項目についても数多く取付けなければならないが、ストレンメータ、直流増巾器のエレメント数に制限されて、表一に示す如くになった。表一の他に、荷重吊時の主巻用原動機の回転数もオシログラフに直入しようとしたが、回転計が交流式であつたため、また、主巻の巻上荷重も鋼索張力計が小さ過ぎて、使用できず、共に測定できなかった。ピックアップの取付場所については、特に、ひずみ関係の場所の選定が一個所に限定されたため、及び取付困難のために、最大ひずみの生じる点に取付けられなかつた。各測定項目のピックアップの取付場所及び測定方法は次の通りであつた。



写真一 鉄拐号全影 吊つているのは 56t の鋼板セル

(1) ステーワイヤの張力

ステーワイヤは、片舷6条で、ジブ上部と甲板上にイコライザーシーブがあり、各ワイヤの張力は均一になる

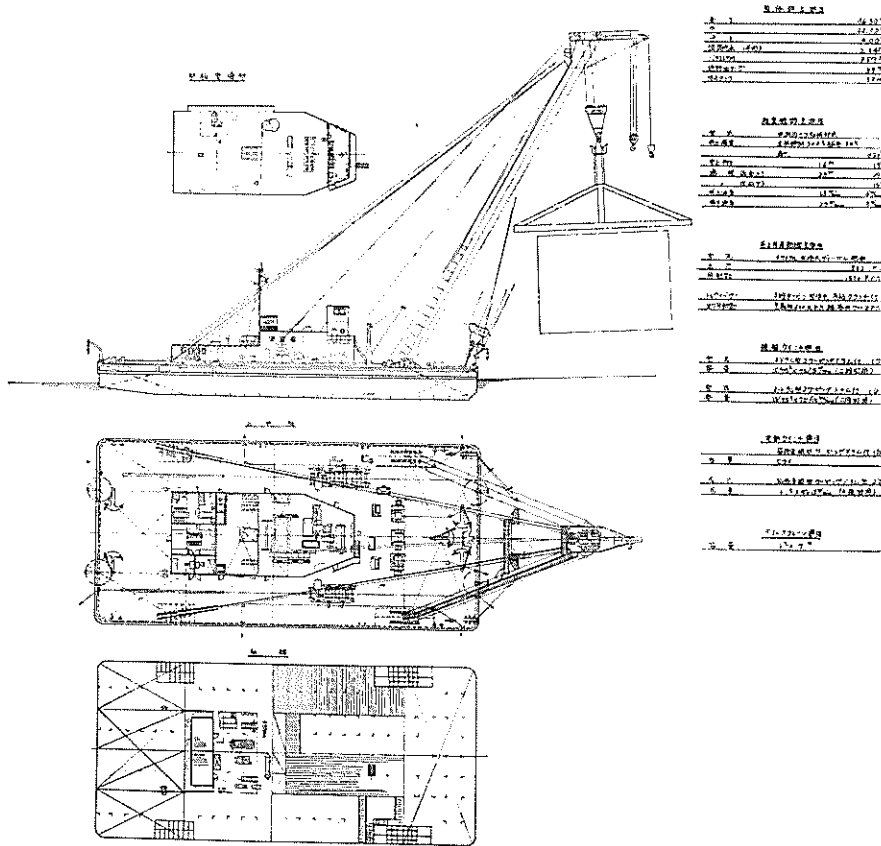
構造である。ストレンゲージの取付点は、甲板上ワイヤエンドの錨鎖端拡大環に対称に、2個所取付け、各軸方向、直径方向のひずみを測定した。写真一に示す。

表一 測定項目

No	測定項目	測定機器	記録方法
1	ステーワイヤの張力	ストレンゲージ	} オシログラフ
2	船体中央甲板ひずみ	"	
3	ジブ中央附近のひずみ	"	
4	船体縦方向の傾斜	抗抵線式圧力変換器	
5	船体横方向の傾斜	"	
6	船体中央の吃水	抗抵線式差圧力変換器	
7	主巻ドラム回転数	電気式回転計	

8	操船ワイヤロープの張力	鋼索張力計	ダイヤルゲージの目盛を読取記録
9	トルクコンバータ回転数	運転室付回転計	目盛を目測し記録
10	主巻用原動機回転数	〃	
11	〃 燃料弁目盛	原動機側燃料弁ラック目盛	
12	〃 排気温度	〃 アルコール温度計	

図-1 一般配置図



(2) 船体中央甲板ひずみ

船体は、図-1 からわかるように、船体中央部が機関室開口の端がかかるので、主応力の方向が乱れると予想され、船体中央部の平均的なひずみが生じる点を選ぶことが困難である。したがって、舷側が比較的良好であろうと判断し、船体中央部で、右舷側より 2.50m の点とした。この点は縦横甲板梁から約 0.5m 離れていた。写真-4 に示す。

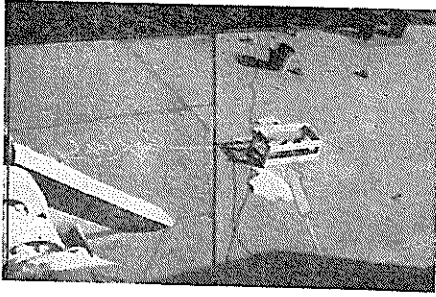
(3) 傾斜及び吃水

縦横方向船体傾斜は、巻上機室屋上に抗抵線式圧力変換器と清水容器をビニール管で接続し、両者の距離はいづれも 10m とした。測定原理は、傾斜が生じた時の水位差を測定することである。吃水の測定は船体中央部で、

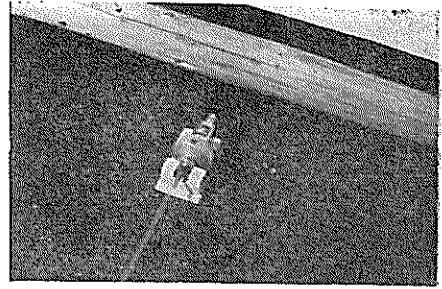


写-3 ステーワイヤのストレングージ (矢印)

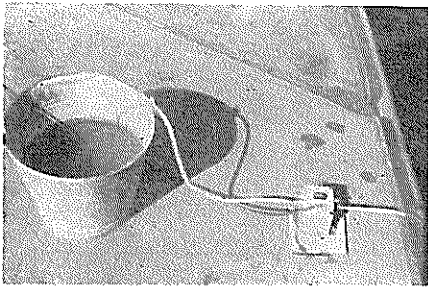
海面と甲板上の清水容器との水位差とし、抗抵線式差圧力変換器を使用した。写真-5, 6 に示す。



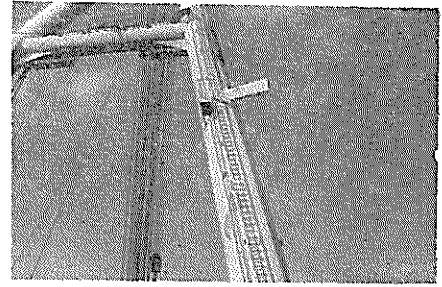
写真一4 甲板上のひずみ測定場所 (矢印)



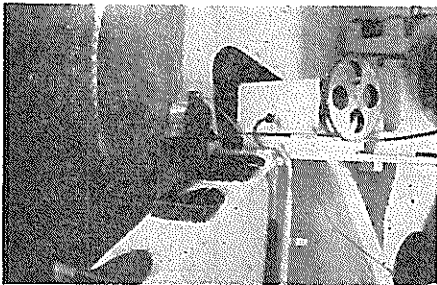
写真一5 船体傾斜に使用した圧力変換器



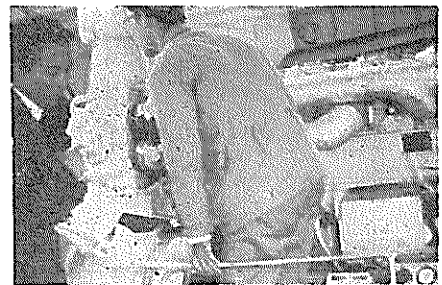
写真一6 吃水計



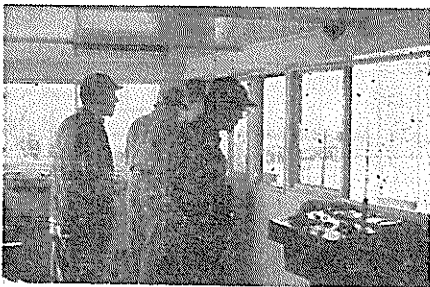
写真一7 ジブの測定点 (矢印)



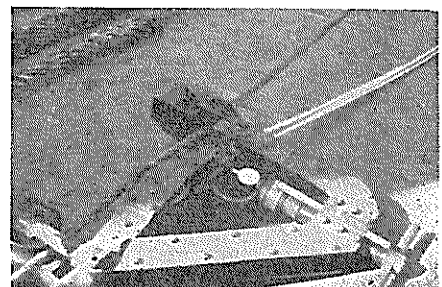
写真一8 主巻ドラムの電気式回転計



写真一9 主巻用原動機の測定状況



写真一10 運転室の測定状況



写真一11 鋼索張力計

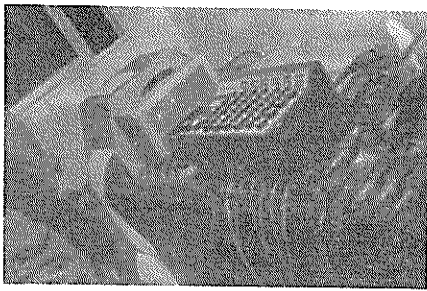


写真-12 電磁オシロ及びストレンメータ

(4) ジブ中央附付のひずみ

ジブは自重及び荷重による曲げモーメントのために、円筒周囲に数多く取付けなければならないが、直径1.6mもあること及び足場がないこと等により、下部ピン中

心より16.25mにて、円周上最高点に取付けた。ジブの中央点は45.7/2mの点であるが、この附付にジブの横支柱があるために避けた。写真-7に測定点を示す。

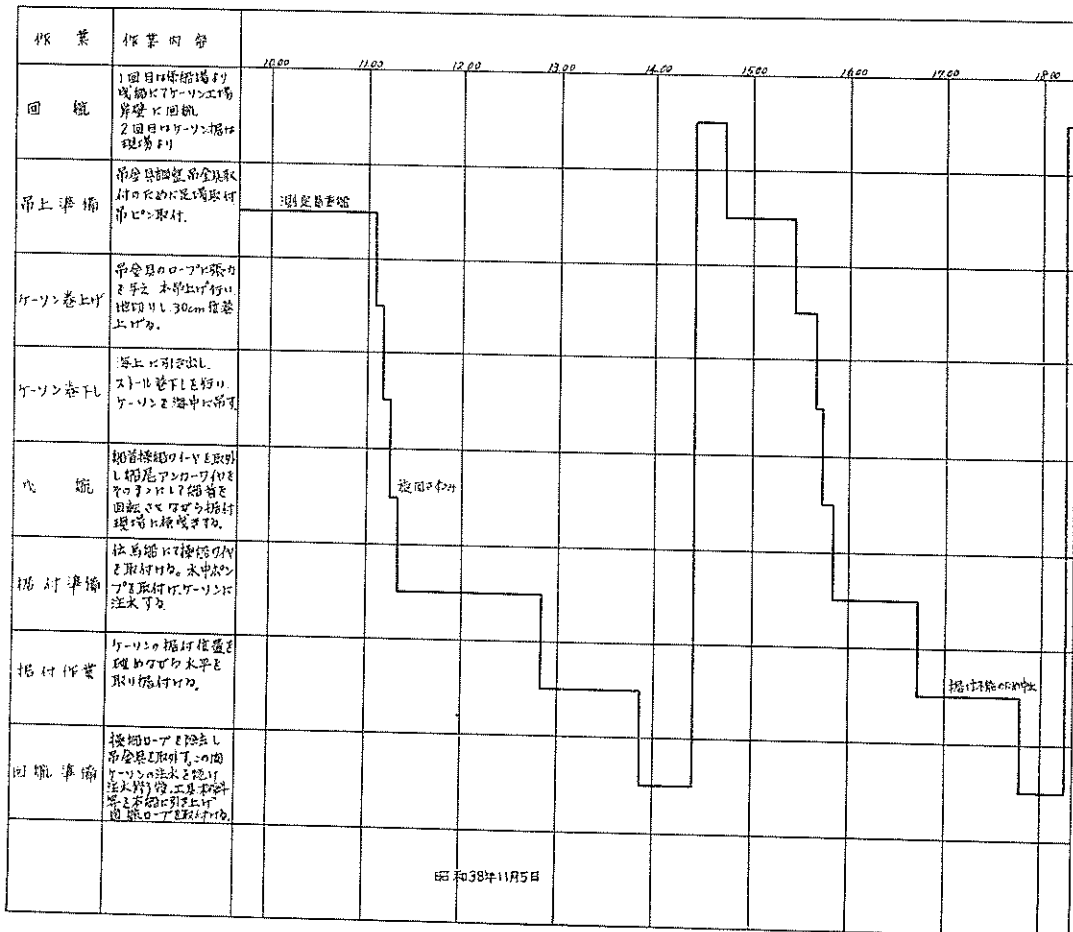
(5) その他の測定

主巻用原動機関係の測定は回転数を変化させた時、及び巻上げ、巻下げ時は特に1分毎に読取った。回転数は使用状態を考慮して、燃料弁ハンドルをセットした時の回転数を読取るだけにした。トルクコンバータは30秒毎に回転数を調べることにした。操船ワイヤの張力は右舷ウインチ船首側に、写真-11に示す鋼索張力計を取付け、操船中に生じた極大、極小値及びワイヤ速度を調べた。写真-8～12は測定機器及び測定状況を示した。

§ 4 測 定

(1) 鉄拐号の作業

図-2 試験日の鉄拐号の作業



試験日の鉄拐号は、約430tのケーソンを既設摩耶埠頭の岸壁から建設中の埠頭付根（写真-1の矢印点）に沈設する作業を行っていた。工程は1日2個の予定であったが、1個目の沈設作業が長引いたために、2個目は翌日送りになった。この作業の順序及び作業時間は図-2に示す。測定は1個目及び2個目とも全工程について行つたが、1個目は参考程度にとどめ、2個目を以下本文の測定値とした。

(2) 試験直前の排水量

試験直前に、船体の無負荷状態の諸数値を推定するために、吃水の測定を行つた。その結果は下表の如くであった。この測定値からもわかるが、船体は左舷に傾向していることが、外見上からも明白であった。その原因は不明である。

吃水の測定結果

	左 舷	右 舷	左右舷の差
船 首 部	0.43m	0.32m	0.11 m
中 央 部		1.55	
船 尾 部	2.86	2.79	0.07
平 均	1.65	1.55	0.09

吃水の測定は舷側に打寄せせる波の最大最小高さの平均を吃水面として測定したが、測定時に風波高が0.3~0.4

m位あつたため、測定誤差は 0.02m 以上あり、しかも舷側に衝突した波は平均水面より高まつていると見られ全体として 0.02~0.03m程度と考えられる。排水量は平均吃水1.6mとし、海水の比重を1.025に仮定して、

$$\begin{aligned} \text{排水量} & V=1,550 \pm 20\sim 30\text{m}^3 \\ \text{排水トン数} & W=1590 \pm 20\sim 30\text{t} \end{aligned}$$

(3) 試験直前の空荷状態

船体重心位置の推定は、測定した吃水を元にした1/100図面からと各部の重量を仮定した重心計算から、求めた。その結果は

重心高さ 6.1m, 重心の前後位置 5.1m である。重心の推定は各部の重量を仮定した重心計算表だけから決定できるが、正確さを得るために1/100図面を使用したか、両者が一致せず、1/100図面より求めた値をより重く推定の資料として求めたものである。

排水量及び重心位置の推定から船体性能諸数値を次の如く推定した。

排 水 量	W	1,590t
横メタセンタ高さ	KM	26.7m
重心高さ	KG	6.1m
重心横メタセンタ高さ	GM	20.6m
浮心の前後位置	⊗B	- 0.9m
重心の前後位置	⊗G	5.1m
縦メタセンタ高さ	KML	120.0m
重心縦メタセンタ高さ	GML	113.9m

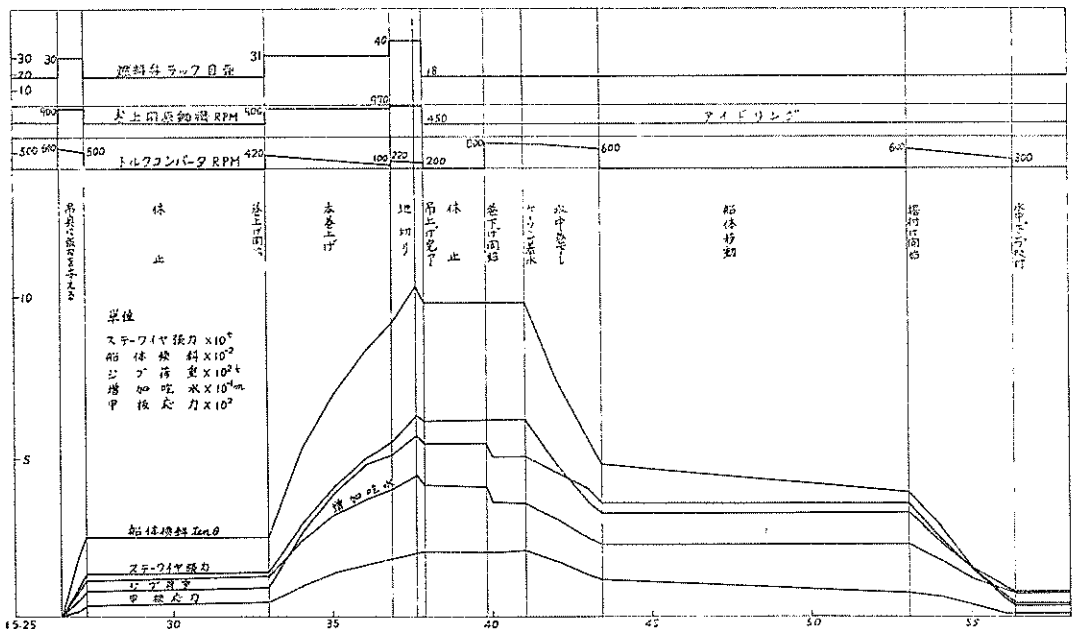


図-3 ケーソン巻上げ、下し時の測定値の変動

浮心重心の水平距離	BG	6.0m
毎種トリムモーメント	MTC	38.8t-m/cm
トリム	t	245cm
浮面心の前後位置	⊗F	0m
前部吃水	df	0.37m
後部吃水	da	2.82m
平均吃水	dm	1.60m

γ ; 海水の比重量 (1.025t/m³)
 B ; 船の中 (22.0m)
 L ; 船の長さ (46.5m)

船体縦傾斜角 θ は、

$$\begin{aligned} \tan\theta &= BG/GM_L \\ BG &= \otimes G - \otimes B \\ GM_L &= BM_L + KB - KG \end{aligned}$$

ケーソンの重量 w によって、右辺の諸数値は次の如く変化する。

$$\begin{aligned} \otimes G &= 5.1 - 42.7w/(1590+w) \quad (\text{m}) \\ \otimes B &= -0.9 + 0.88w/(1590+w) \quad (\text{m}) \\ BM_L &= 119.1 - 119.1w/(1590+w) \quad (\text{m}) \\ KB &= 0.80 + w/2097 \quad (\text{m}) \\ KG &= 6.1 + 38.3/(1590+w) \quad (\text{m}) \end{aligned}$$

なお、計算式を作る際の仮定は1)、ケーソンの重量 w はジブ頂部の固定滑車中心に吊り点があること。2)、浮心を通る水線面の2次モーメントは船体傾斜にともなうて変化するが、本船の場合は傾斜角が小さいので一定とした事等である。

以上の諸式から計算した計算値と測定値を比較すると図一4になる。測定値は試験直前の荷重0の点を基準にしたため、吃水及び船体縦傾斜はそれぞれ0の点から出発することになる。また、増加吃水を横軸にしたのは荷重を直接測定しなかつたためである。図一5は吃水の増加、即ち、増加吃水と荷重及び船体縦傾斜角の計算値を表わした図である。図一4から、巻上げ時の増加吃水と船体縦傾斜の正接は計算値と一致しているが、巻下し時は異つた値を示している。これは巻下し時に或る力によって船体が上下動し、平均吃水が浅くなるためでもある。このことについては後でのべるが、変化量としては

(4) 測定値

測定はケーソンの玉掛から運搬沈設まで行つたが、最大荷重部分、即ち、ケーソンの巻上げ、地切り部分について、ひずみで測定した項については力に換算して示すと図一3になる。船体各部のひずみ、傾斜ならびに吃水等の測定は荷重を吊る直前の状態を基準点0にして、荷重の変化に伴つた各部の変化を記録することにした。荷重の絶対値を知るためには、空船時より測定し始めなければならないが、試験日程の関係から不可能であつた。荷重の絶対値が特に問題になるのは、船体中央のひずみまたは、応力であるが、荷重吊時直前の船体状態を調べれば、近似値として解決する。この図で船体縦傾斜及び甲板応力等は休止時においても変化しているが、ストレンゲージの温度補償が不充分か、または他に原因があるかは明らかでない。

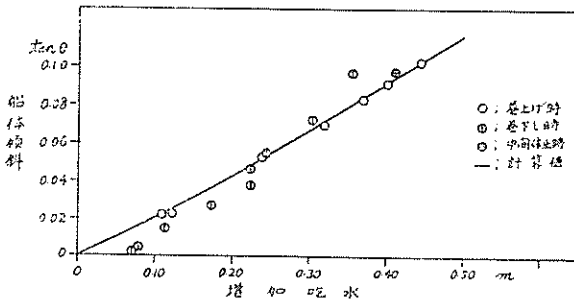
§ 5 測定値と計算値の比較及び考察

(1) 吃水及び船体縦傾斜

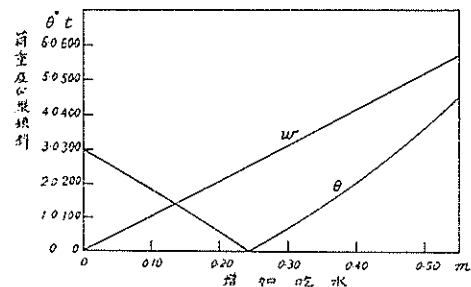
荷重吊時の吃水の計算式は、

$$\begin{aligned} d_m &= d_{m0} + w/\alpha BK \\ &= 1.60 + w/1,048 \quad (\text{m}) \end{aligned}$$

d_{m0} ; 荷重吊直前の平均吃水 (1.60m)
 w ; ケーソンの重量 (t) ↗



図一4 船体縦傾斜と増加吃水



図一5 増加吃水と荷重及び縦傾斜角

大きいものではない。

なお、図一4、5から自重約430tのケーソンを地切りする時の荷重は約470tである。

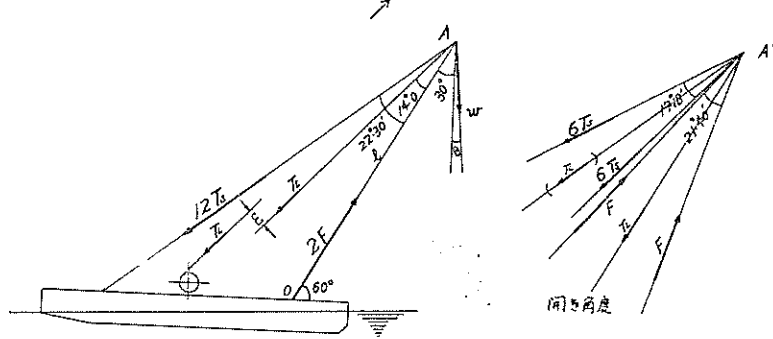
(2) ジブ圧縮力及びステーワイヤの張力

ジブの圧縮力、ステーワイヤの張力及び巻上げワイヤ

の張力は図一6に示す如く、吊荷重 w によつて釣合の状態にある。これ等の力は巻上げワイヤの張力を除いては力の作用点がAになるように作られているが、巻上げワイヤの張力はA点から離れていてジブにモーメントが生じる。しかしながら、巻上げワイヤの張力が荷重 w の10

96以下であり、また、偏心量が小さいので無視できる。

同様に、A'点も近似点として成立つて点である。



図一六 圧縮力及び張力を求めるための説明図

ステーワイヤの張力及びジブの圧縮力を計算するために、巻上げワイヤの張力を推定する必要がある。そのための条件は、固定滑車、上部10個、動滑車（フック側）10個、案内滑車上部1個、ジブ頂部1個である。巻上ワイヤの数は1本で、ワイヤエンドの位置はフック側にある。

滑車効率は、1個のを η 、 $1/\eta = \epsilon$ とし、動滑車に入る最初のワイヤの張力を T_{L0} とすると、

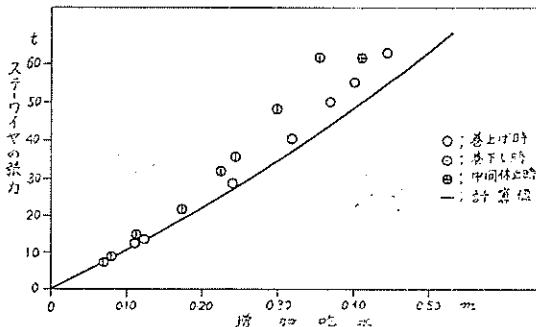
$$T_{L0} = \epsilon^{11}(\epsilon - 1)w / (\epsilon^{11} - 1)$$

巻上げドラムから動滑車までの間に案内滑車が2個あるが、滑車に接触するワイヤの角度が総計180度以下であるから、他の滑車に比載して1個相当の滑車効率と仮定出来る。したがって、図一六に示す T_L は

$$T_L = \epsilon^{12}(\epsilon - 1)w / (\epsilon^{12} - 1)$$

ϵ の値は通常仮定して T_L を計算するのであるが、実際に近づけるため次のことを考慮した。即ち、鉄骨号の建造当時、下部フック装置重量が15tのときに、上部滑車より約10mまでフックを巻上げると、巻上げワイヤをゆるめてもフックの自重のみにては降下しないことがあつた。そのような状態を想定して ϵ の値を求めると、

$$\epsilon = 1.04 \sim 1.03$$



図一七 ステーワイヤの張力

の間にあることが計算される。試験当時は建造後のフック装置の改造によつて、滑車の潤滑がよくなつていと考えられ、それにつれて ϵ の値も良くなつたと考えられる。したがつて $\epsilon = 1.04$ 以上としなければならないが、この計算においては $\epsilon = 1.04$ と仮定した。結果は

$$T_L = 0.074w$$

となる。

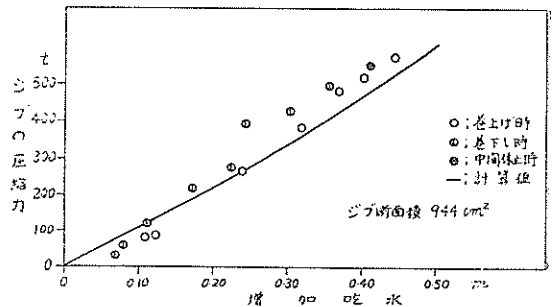
ステーワイヤの張力 T_s は、測定方法に合せ、1本当りの張力として総計12本あるので $12T_s$ である。図一六の0点に関するモーメントの釣合から近似式として

$$T_s = (0.106 + 0.19\sin\theta)w$$

ジブの圧縮力 F を1本当りの力とすると、図一六より次の式が成立する。

$$F = (1.068 + 0.80\sin\theta)w$$

以上の式より計算した計算値と測定値を比較すると、図7, 8の如くなる。ステーワイヤの張力及びジブの圧縮力の測定は前述した如く、ステーワイヤエンドの鎖鎖の伸びひずみ及びジブ表面の圧縮ひずみより張力及び圧縮力を算出した。計算値との比較は一般に測定値が大きく示されているが、この原因はひずみから計算したためか又は他にあるかは不明である。巻下げ時が特に大きくな



図一八 ジブの圧縮力

つているのは、巻上げ時の船体上下動によつて吃水が浅く測定されたためであり、後述するが、吃水を0.05~0.06m位大きく見積ると巻上げ時と同様な値になる。

(3) 甲板応力

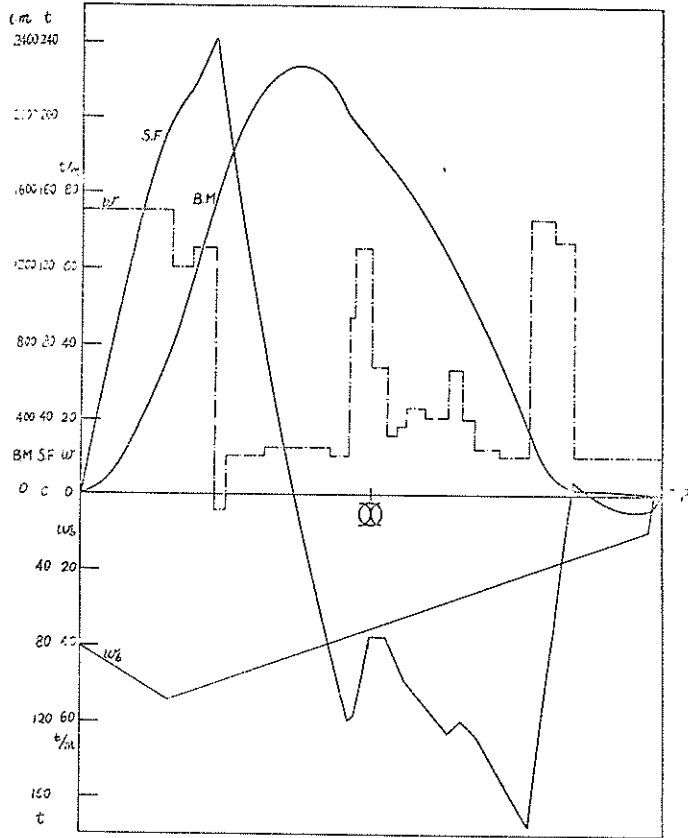
試験直前の甲板応力を求めるために、船体の剪断力及び曲げモーメント線図を作成すると、図一9の如くなる。作成方法は、試験直前の吃水と一致するように船体各部の重量を仮定して計算したものである。

曲げモーメントの最大値は剪断力が0になる点に生じ、その点は船体中央より約6m船尾側であり、モーメントの大きさは約1,850t-mである。

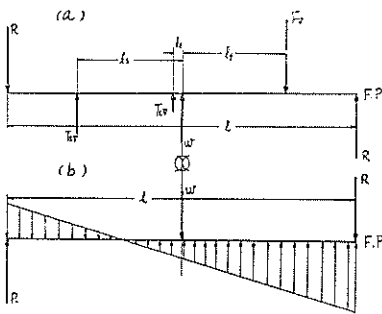
船体中央の断面は、一般配置図からもわかるように、機関室開口はないが、断面係数の算定には入れず、その他甲板室及び防舷材も除外した。断面係数の計算結果は次に示す。

断面積 4,793cm²
 面心位置 (キール上) 152cm
 断面係数 $6.60 \times 10^5 \text{cm}^3$

以上より、試験直前の甲板応力は、船体中央にて、引張応力約280kg/cm²以下である。



図一9 荷重巻上げ直前の剪断力及び曲げモーメント線図

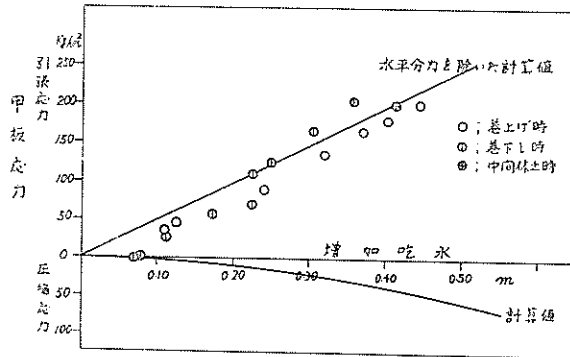


図一10 船体中央のモーメントを求めるための説明図

荷重巻上時の甲板応力

甲板応力の測定は巻上げ直前の応力状態を基準点0にしたので、以下の計算値も荷重、浮力とも巻上げ直前の荷重及び浮力からの差によつて計算した。船体中央に生じるモーメントはジブの圧縮力、ステーワイヤの張力、巻上げワイヤの張力及び浮力によつて生じ、これ等を垂直分力、浮力、水平分力に分けて計算した。

まず、垂直分力によるモーメントは次のようなことと



図一11 甲板応力

する。外力はジブの垂直分力 F_v 、ステーワイヤの垂直分力 T_{sv} 及び巻上げワイヤの張力の垂直分力 T_{lv} によるモーメントである。(図一10参照)

モーメントの求め方は船体を長さ l の単純梁として、中央にて各分力を支持し両端にて不釣り合いなモーメントを釣合す仮定の力を置いて、中央に生じるモーメントを求める。浮力による船体中央のモーメントも同じ方法にて算出すると、求めるモーメントは両者を重ね合せたものに

なり仮定の力は消去される。

垂直分力によるモーメントは、甲板側が引張になるモーメントを正にとつて次の如くなる。

$$M_w = 1/2 (F_v \cdot l_f - T_{sv} \cdot l_s - T_{lv} \cdot l_t)$$

次に、浮力によるモーメントは、浮力分布が図-10(b)にて表わされる場合のモーメントである。

荷重巻上げ直前とその後の浮力の差は、厳密には船首尾にカットアツプがあるために、図-10(b)の如くにはならないが、近似的に表わすことができる。したがつてこの場合の船体中央のモーメントは下記の如くなる。

$$M_B = -1/8 w \cdot l$$

最後に、水平分力によるモーメントは船体を単純梁と考へて、その中立軸に関するモーメントである。

中立軸はキールより 152cm であるから、水平分力の作用点をジブ足部ピン中心高さとして次式になる。

$$M_h = -3.38 F_H (t-m)$$

以上から、船体中央に生じるモーメントは、代数的に加へ合せ、次の如くなる。

$$M = 1/2 (F_v \cdot l_f - T_{sv} \cdot l_s - T_{lv} \cdot l_t) - 1/8 W \cdot l - 3.38 F_H$$

甲板応力の計算値は以上のモーメントを船体中央部の断面係数 $6.60 \times 10^6 \text{cm}^3$ にて除した値である。

計算値と測定値の比較

図-11に甲板応力の計算値及び測定値を示した。甲板応力の測定値の算出は甲板びずみより計算したものであり、生じた応力が引張応力であつたことは測定中から確認していた。図中で、測定値が計算値より大きく離れているが、原因は不明である。しかし、計算値として水没

(5) トルクコンバータ

トルクコンバータの性能を調べるためには出力軸トルク及び回転数を測ればよいが、本試験においては、回転数は測定したが、出力トルクについては巻上げワイヤの張力を直接測定しなかつたために、増加吃水を基準にして調べる事にした。

図-12は増加吃水とトルクコンバータの出力軸回転数の関係を示したグラフである。増加吃水とトルクコンバータの出力トルクとの関係を概算すると次の如くなる。

$$\text{トルクコンバータ出力トルク} = \frac{T_L \times 1/2D}{n \times \eta_t}$$

ここで、 D ; 主巻ドラム直径 (2.20m)

水平分力によるモーメントを除外すると比較的良く合っている。明確な原因は不明であるが、原因らしいものとして1)、ゲージを取付けた点が上下にたわみ易い所であつたので、応力を正確に示さなかつた。2)、ストレングージが正確でなかつた。等が考えられたが、最近、甲板の取替修理の際、大きな残留応力があることが知らされたので、その辺に原因があると考えられる。

いづれにしても、水平分力によるモーメントを除いた計算値と比較的良く合っているのは再度の試験によつて確めなければならないであろう。

(4) 巻上用原動機

建造時は原動機燃料制御用コントローラを0ノツチから7ノツチまで、回転数切換操作によつて、運転していたが、その後の改造によつて、ノツチなしのハンドル操作にて、原動機の回転数を自由に選ぶようになっている。試験時を含めて、現在の使用状態は900~1,200r.p.m. 前後の回転数にハンドルを固定して巻上げを行っている。本原動機の回転数は定格1,500r.p.m. であるが、この付随の回転数になると、振動が激しくなる。本試験時におけるケーソン巻上げ、下し中の操作状態は図-3に示してある。排気温度については荷重の変動が激しいために回転数及び出力等に明確な関連性がなかつたが、陸上試験運転時程の上昇は見られなかつた。燃料制御用ラック目盛は建造時の陸上試験運転成績に記録されていないため、比較できず、参考資料として図-3に示した。図-3は2個目のケーソン巻上げ、下しであるが、1個目の時の巻上げ時原動機回転数は1,200r.p.m.、ストール巻下し時は350~360r.p.m. であつた。

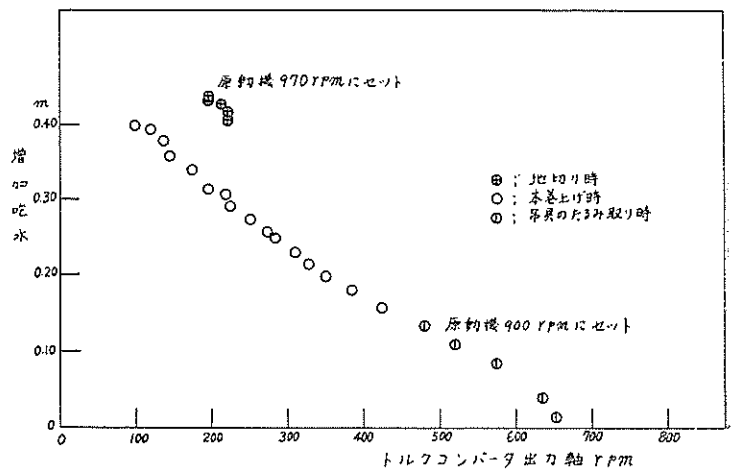


図-12 増加吃水とトルクコンバータ r.p.m. の関係

n ; トルクコンバータと主巻ドラムの減速比 (109.2)

η ; トルクコンバータから主巻ドラムまでの効率 (0.80~0.85)

T_L ; 主巻上げワイヤの張力 (t)

また, T_L と増加吃水 dd との関係はケーソン重量 w を介して

$$T_L = (0.7 \sim 0.8)w$$

$$w = \gamma A_W dd \quad A_W ; \text{水線面積 (1,020m}^2\text{)}$$

以上から トルクコンバータ出力トルク $\approx dd \times 10^3$ (Kg-m)

図-13はトルクコンバータの単独試験成績から作成した性能予想曲線と出力トルクと増加吃水の関係を元にして図-12を重ねせて作成したグラフである。実線で示した性能予想曲線は、本試験において、原動機回転数をケーソン巻上げ始めに 900r.p.m. に固定し、地切り時に 970r.p.m. に変更して運転したので、そのための曲線と参考のために 830r.p.m. について、原動機及びトルクコンバータの性能から予想して作成したものである。図中に入力軸の回転数を記入したのは、トルクの上昇に伴い、回転数が変化するので原動機の回転数をセットした点を明示したものである。このグラフから分ることは本巻上げの後期において原動機回転数が 850r.p.m. 程度に低下しているが、測定しなかつたため不明である。本巻上げの初期及び地切り点等は予想曲線と一致しているので建造当時の予想性能との差異はないものと考えられる。

(6) 操船ワイヤロープの張力

使用した張力計の原理を図-14に示す。測定原理は固定された滑車 A、B の中間に上下可動の滑車 C があり、C を上方に上げ、ワイヤに角度 θ をつけ、張力がかかった時に C に伝わる力をプルービングリングにて測定する。今、ワイヤロープに角度 θ をつけるため、プルービングリング自体を δ mm 押し上げ、T なる張力がかかった時のダイヤルゲージの目盛が X であつたとすると、本機の機構から、下記の如くなる。

$$T \approx 160 \times 10^3 \times \frac{X}{\delta} \left(1 + \frac{X}{\delta}\right) \text{ (Kg)}$$

図-15は作業中のワイヤロープの取り方である。張力を測定したワイヤロープは 3 で、ワイヤロープエンドは 1, 2, 3 が岸壁, 4, 5 がアンカーであつた。1, 2 のワイヤロープは同じ係船目的に使用していたが、1 よりも 2 が

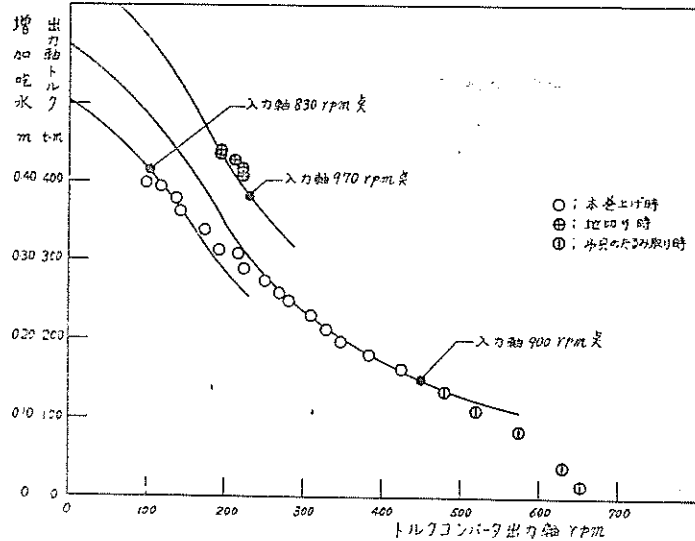


図-13 測定値とトルクコンバータ性能曲線

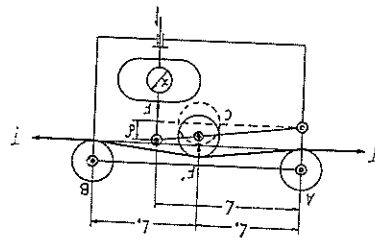


図-14 張力計の原理

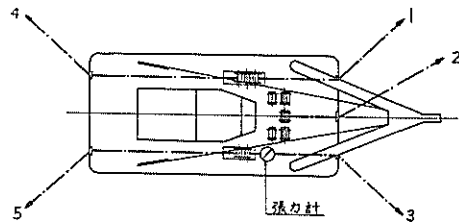


図-15 操船ワイヤロープの取り方

より多く使用されていた。測定は 1~5 のワイヤロープを自然に使用する状態で 3 にかかる張力を測定し、その

結果、次の如くになつた。

- A) 3のワイヤロープ張力値を操縦者に知らさなかつた期間
 最大値 接岸中の操作時に生じ 4.3 t
 通常値 ケーソン沈設時又はその他操船中 3.4~4.3 t
- B) 3のワイヤロープ張力値を操縦者に知らせた期間
 最大値 ケーソン沈設操船時に生じ 7.0 t
 通常値 同上 3.4~4.3 t
 夜間に入り、作業を急いだ時 5.2~6.1 t

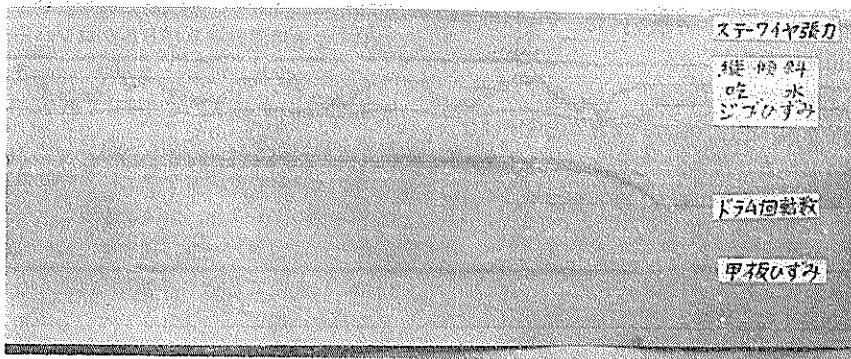
測定値は上記の如くであつたが、操船中は1, 2, 3及び4, 5を同時に使用する場合が多く、最大値は主に3のワイヤロープのみにて接岸及び操船する場合に生じたものである。測定値をA), B)に分けた理由は操縦者に、ロープ張力が今何t位で使つていると知らせた時の前後でウインチの使い方が変わったために分けたものである。したがつて、A)はウインチモータの過負荷を気にしながら操縦していた時であり、B)は容量に余裕のあることを知つてから操縦した値である。 ↗

ワイヤロープの速度はウインチモータの定格にて決つていたので、測定の意味がないが、大部分は7.5m/min.にて使用していた。

(7) 船体の動揺

空中に巻上げたケーソンを曳航のため海中に巻下しを行うと、巻下し初期から船体が上下動揺を規則正しく行い、更に、この間、ケーソン重量が減少した如くに測定された。このため、吃水が0.05~0.06m位浅くなり、前述した測定値が巻上げ時の測定値よりも大きく現われている。(図—4, 7, 8, 11)したがつて、吃水が浅くなつたことを考慮して巻下し時の吃水に0.05~0.06m位加えて調べると、巻上げ時の測定値に一致する。

写真—13は電磁オシログラフによる記録である。この写真からもわかるように、動揺しているのは吃水、ジブひずみ及び、この写真にては振り切つて見えないが巻上げ停止時にも現われているので振動していると予想される、ステーワイヤ張力である。船体縦横傾斜が変動していないことから、ピッチング、ローリングを含まず上下動揺である。この動揺の起振力を探すために、オシログラフから巻下し速度を調べると、フックの速度は次の如くに近似できる。



写真—13 巻下し時の船体動揺記録

$$V \approx 2.41(1 - e^{-\frac{1}{4}t}) \quad (\text{m/min})$$

t: 巻下し開始からの時間(秒)

この式から、巻下し時の最大フック速度は2.41m/minである。加速度は次の通り

$$\frac{dV}{dt} = 0.01e^{-\frac{1}{4}t} \quad (\text{m/s}^2)$$

最大加速度はt=0にて起り、0.01m/s²である。この加速度が上下動揺の起振力に関係があるとすれば、小さ過ぎる値である。なぜなら、軽減されたと予想される重

量は吃水より約60tと測定されているからである。

起振力として、他に考えられる原因はケーソンを空中に巻上げ、船体を横移動さず自由落下しないように、ブレーキを掛けて置くが、巻下げ時にそのブレーキを切るため生じるショックであろう。その大きさは、ブレーキを切つてから、トルクコンバータのストール点まで原動機の回転数が到達するまでの間に生じる加速度の大きさによつて決ると考えられる。

オシログラフから吃水の変動を調べると、次の式にて表わせる。

$$X = 0.072e^{-0.013t} \sin 0.54(t-3.8) + 0.058(m)$$

X; 吃水の変動を表わし、ケーソンを吊つた状態の吃水を原点にし、浅くなる方向が正である。

なお、この式は巻下し開始から約3秒後から成立ち、それ以前はわづかながら差が生じる。周期は約11秒で、1分以上等しく、巻下し時に生じた0.058mの転位量は2分以上続いている。

上記の式は上下動揺を解く手掛りとなるであろうが、決定的な解を与えない。理由は、周期について、1) 船体の自由上下動揺の周期であるか、2) ステーワイヤ、ジブ、巻上げワイヤ及びケーソン等の系の自由振動の周期か、3) 1)、2) 系を連成した周期か、転位量0.058mについては、1) 初期条件によつて生じたものか、2) 起振力の成分によつて生じたものか、等々の問題があり明確に解析することは困難である。以上の理由の中で、船体の自由動揺の周期か否かについては、上式が減衰を考慮した線型自由振動方程式の解とすると、振動に伴う船体の付加質量が16~17倍位になり、理論値がないので比較できないが大きすぎるように思われる。したがって船体の自由上下動揺の周期とは考えられないようであり2) 又は3) から生じた周期に考察される。その他については現在の所不明である。

以上、船体上下動揺について考察したが、現在行っている巻上げ、巻下し操作を行う限り、ほとんど危険はない。ローリング、ピッチングは全作業を通じて全くなく安定した状態で作業を行つていることがわかつた。

§ 6 結 論

前章までに計算値と測定値の比較及び測定記録の考察を行つたが、補足しながらまとめると以下の如くなる。

(1) 増加吃水と船体縦傾斜

図—4に示すように、計算値と測定値が巻上げ状態において一致しているので、船体の設計に当つては重心位置の仮定が充分であれば、簡単な計算で船体の傾斜が正確に知る事が出来る。巻下げ時には一致しないが、吃水が浅くなるので船体には安全側になる。

なお、430tのケーソンを巻上げ、地切りする時には470t位になり約10%増加するようである。

(2) ジブ圧縮力及びステーワイヤの張力

ジブ圧縮力及びステーワイヤの張力とも計算値より、巻上げ時において約10%大きく測定されているが、力を

ひずみより計算したためか、又は、他に原因があるかは不明である。ひずみより応力を換算するための縦弾性係数は2,100t/cm²、ポアソン比は0.30に仮定しているので、定数の誤差として約10%は生じるようである。巻下げ時は吃水が浅く測定されているので、約20%大きくなつてはいるが、現在のところ安全性に不安はない。

ジブの応力は最大570kg/cm²と測定されているが、細長比約80にして1,800kg/cm²以上が挫屈応力であるから、安全率は3以上である。この応力には偏心荷重による応力が含まれていないが、大きな値ではないと考えられる。

ステーワイヤの張力は最大約63tと測定されているがワイヤロープの切断強度234t 締鎖は162tであるから、安全率はそれぞれ約4及び3である。ただし、ジブ、ワイヤロープ及びフック等の自重による初期張力は含まれていない。

(3) 甲板応力

ケーソン巻上げ直前の甲板応力は推定280kg/cm²、ケーソンによる最大応力は200kg/cm²と測定されているので、合計480kg/cm²である。計算値との比較はジブ脚部に生じる水平力を除外すると、断面係数の算定によるのみで一致しているが、残留応力の影響によるとも考えられる。

(4) 主巻用原動機及びトルクコンバータ

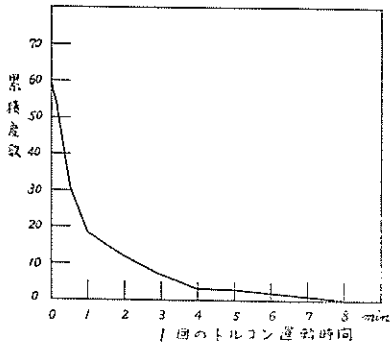
原動機の定格回転数は1,500r.p.m.であるが、試験時は1,200r.p.m.以下にて使用していた。1,500r.p.m.位になると振動が激しくなるので使用しないようである。また、ケーソン等の荷重を巻上げる時間は2~5分で全体作業時間の1~2%、他は操船及びケーソンの位置決めに費されるので、巻上げ速度を1,200r.p.m.から1,500r.p.m.に変えても全体の作業にほとんど影響がないと考えられている。

トルクコンバータが起重機に適するか否かの判断は他と比較しなければわからないが、試験時のケーソン据付作業においては、ケーソンの位置決め時の微動調節、軽荷重及び玉掛け時の高速巻上げ、下げができることから適しているように考えられる。

この種の作業において、トルクコンバータが作動する時間はケーソンを岸壁から巻上げる時間が2~5分で全体作業時間の1~2%、ケーソンの位置決めに費される時間は14~15%以内である。1回の作動時間は最大7~8分で、大部分が1分以下であつた。図—16に示す。

(5) 操船ワイヤロープの張力

操船ワイヤロープの張力は操縦者によつて影響され、最大値が生じた時は、主にブレーキを掛けていて、ワイ



図—16 トルコン運転時間の分布

ヤロープをしゃくする場合であり、ウインチが回転していて、ロープが動いている時の張力は最大値の 1/2 位であつた。

(6) 船体の上下動揺及びその他

ケーソンの巻下げ始め及び巻上げ終了時に、ブレーキの切り入れに伴うと考えられる船体の上下動揺、ステータワイヤの振動及びジブの振動が生じるが、測定値から判

断して、現在のところ危険であるとは考えられない。

その他、大荷重を巻上げると、フック装置から発する振動がジブ、ステータワイヤ及び船体等に伝達し、安全を脅かすのではないかと心配されていたが、フック装置下部滑車の注油装置改造のためか、本試験中はこれ等の振動が発生しなかつた。

§ 7 あとがき

この報告は第三港湾建設局の援助の下に完成いたしました。特に神戸港工事事務所、本局機械課及び機械整備事務所の多大の御協力によりましたので、ここに心からお礼を申し上げます。

参考文献

1. 理論船舶工学 大串 雅伸
2. 改訂船舶工学便覧 造船協会
3. 機械工学便覧 機械学会

(昭和40年1月30日受付)