(昭和 27 年 5 月造船協会春季講演会に於て講演)

進水力の計測に就いて

正員 工 学 士 篠 原 資 八*
山 口 富 夫

On the Measurement of the Launching Force

By Sukehachi Shinohara, *Kogakushi, Member*
and Tomio Yamaguchi

Abstract

Authors measured the launching force by a new method. The method is as follows :

The launching force was obtained by observing the change of current due to the change of magnetic flux in the search coil around a Ni-Cr-Mo steel bar of 28m/m diameter and 470m/m length, attached in the ram of the hydraulic trigger and compressed by the launching force.

Applying this method to the "Steel Ball Launching" of several ships, authors show the statical frictional coefficient is about 0.020.

1. 緒 言

あの荘厳な進水式の最後の瞬間は、何百吨、何千吨と云う重量が、トリッガーの爪の先で支えられて居るのである。進水重量は進水後の吃水計測に依り、相当正確に計算出来るのであるが、トリッガーに懸る荷重、即ち進水力の方はどうであろうか。

従来は、滑走開始瞬時に於ける時間—滑走距離曲線を計測に依り求め、微分法に依り加速度を算出し、之より摩擦係数を出して、進水力を得て居る。又小型の滑走試験を行い、夫れを基とした計算も行われて居る。

何れにしても、之等加速度又は進水力の精確な計測は、甚だ困難であつて、特にトリッガーが完全に滑台から脱れ終る迄には、必ず滑台は若干滑走すると云う事を考えると、以上の如き加速度を求める方法は、真の摩擦係数、又は進水力を求め得ないと思われる。

又進水力を直接計測した例も—(1)水圧機内の水圧を計測したもの、(2)トリッガーと滑台の間に挿入した銅球に依り、荷重を計測したもの—と、二、三あるが、(1)に就いては進水式次第に影響があり、且時間的の変化が判らぬと云う欠点があり、(2)に就いては、進水重量が完全に滑台に移されぬ裡に、水圧機が盤木上にある重量を押すおそれがあり、又数個のトリッガー使用の場合には、進水力の時間的变化が判らず、進水力が過大に出て来ると云う欠点がある。

しかしながら、進水方式が従来通りの獣脂方式であれば、古今東西にて大小種々様々の船舶が無事進水して居るから、進水力の推定にも大して困難は感ぜられないが、最近のボール進水方式を採用した場合には、進水船舶数も前者に較べれば非常に少く、其の詳細構造装置等の相違に依り、進水力にも若干の変動が想像される。又新しくトリッガーを計画する場合に、現在の進水力を適確に把握する事は必要な事であつて、以上の如き理由から、新三菱重工業株式会社神戸造船所で、新構想に依つて進水力を計測したので、以下其の要領並に結果を御報告して、各位の御参考に供する次第である。

2. 計 測 要 領

我々の処で使用して居るトリッガーは第1図に示す如き普通の水圧を利用した二段装置のもので、ボール進水である為に、両舷の進水台に各一個を、何れも進水台の外側に装着してある。そしてトリッガーの下側のレバーを、水圧機で支えるのであるが、此の水圧機のラムの中に、ニッケル、クロム、モリブデン鋼棒を装置し、其の棒の圧縮に依る歪を電磁氣的に計測した。

測定装置は第2図の如く、圧縮棒①、内筒②、外筒③及びサーチコイル部より成る。外筒は水圧機ラム④の荷

* 新三菱神戸造船所

TRIGGER 懸荷重
測定要領圖

第 1 図

第 2 図 荷重測定装置図

第 3 図

重側にボルト⑤に依つて固定され、圧縮棒は其の一端を内筒に、他端をラムの水圧側にボルト⑦⑨に依つて夫々固定してある。内筒と外筒の接触面は、可及的摩擦が少く滑動出来る様に考慮されてあるので、内筒先端に加わる荷重は、圧縮棒に作用し、此の縮みは内筒にのみ与えられる。外筒にサーチコイルを、内筒に可動鉄片を固定しておけば、外筒と内筒の相対的変位は、磁気回路の磁束の変化として、電磁氣的に拡大して測定し得る。尚ラムの内部に水圧機の水が洩らぬ様に、銅パッキング⑧に依つて水密としてある。圧縮棒は径28耗のニッケル、クロム、モリブデン鋼で、水圧機の最大荷重 38 吨迄は、弾性限界内にある如く

計画してある。サーチコイルの取付状態は第 2 図に示した如く棒の両側に取付け、測定の精度を向上せしめると共に、出力感度を倍加して居る。

サーチコイルの作動原理：— 前述の如く、圧縮棒の荷重に依る圧縮歪は、内筒に取付けた可動鉄片に微小変位を与える。今二個のサーチコイルを第 3 図の如く、可動鉄片の両側に僅かの空隙（本装置では 1.5 耗とした）をおいて外筒に固定しておく。鉄片内の磁気回路が、図の如く成る様に一次線輪を結線し、交番電流で励磁する。又二次側線輪は、二つのコイルの極性を互に反対に結線しておけば、可動鉄片が丁度電磁氣的に中性点にある時は、二次側の出力電圧は零である。然るに可動鉄片が極めて僅かでも変位すれば、鉄片内の磁束密度が変化して、二

次側電圧が誘起される。此の場合の二次側誘起電圧は、近似的に次式で与えられる。即ち

$$v_2 = \eta \omega n_2 \Delta \Phi$$

$$\Delta \Phi = \frac{4\pi}{g} \phi$$

然るに

であるから

$$v_2 = \eta \omega n_2 \frac{\Delta x}{g} \phi$$

となり、更に

$$\phi = \frac{4\pi n_1 I A}{4g}$$

より

$$\begin{aligned} v_2 &= \eta \frac{4\pi n_1 n_2 A \omega}{4g} \frac{\Delta x}{g} I \\ &= \eta X_{12} I \frac{\Delta x}{g} \end{aligned}$$

但し

ϕ : サーチャコイルの鉄片内の磁束

I : 励磁電流

ω : 励磁電流の角速度

n_1 : サーチャコイルの一次側の巻数

n_2 : サーチャコイルの二次側の巻数

A : 鉄片の断面積

g : 空隙の距離

η : 二次電圧誘起係数

$[\eta = f(g) \text{ で } g = 1.5 \text{ 耗ならば } \eta \div 0.5]$

X_{12} : 相互リアクタンス : $\frac{4\pi n_1 n_2 A \omega}{4g}$

従つて二次側誘起電圧は、可動鉄片の変位量に比例する。本装置に於けるサーチャコイルの諸元は、第1表の如く設計し、励磁電流は電源電圧の変動を避けるため400サイクル電動発電機を使用した。

第 1 表 (※計算値を示す)

	一 次 側	二 次 側
巻 線 直 径	D.C.C. 0.8M/M	D.C.C. 0.4M/M
巻 数	500	160
インダクタンス※	$11.00 \times 10^{-3} \text{ H}$	$1.13 \times 10^{-3} \text{ H}$
抵 抗※	1.382Ω	1.782Ω
リアクタンス※ ($f=400\sim$)	27.6Ω	2.83Ω
X_{12} ※	8.84	

二次側の出力電圧は、金属整流器で整流した後、直流電流計を用いて直読することとし、又電磁オッシログラフに依り時間的変動の撮影をも試みた。

校正試験 : 一 荷重測定装置の圧縮荷重に対する二次側出力電流の関係は、予め実験に依り求めておく必要があり、本装置を抗張力試験機にて圧縮負荷し、其の時の荷重と指示電流の関係を測定した。測定回路は第4図の如くで、指示電流計としては、左舷用には 0.3mA (150目盛)、右舷用には $150\mu\text{A}$ (150目盛) の可動線輪型直流電流計を夫々使用した。一次側励磁電流を 0.6A とした時の実験結果を第5図に示した。最大荷重に対する標準偏差の百分率は、両舷共約1%の精度である。尚出力電流を平滑回路に依り濾波して、電磁オッシログラフの振動子に入れ、其の振幅と荷重との関係をも同時に校正した。

TRIGGERに懸る荷重測定回路

第 4 図

	左 舷	右 舷
A ₁ 電流計 可動線輪型	25A/0.5A 90目盛	1.5A/0.2A 150目盛
A ₂ 電流計 可動線輪型	300μA 150目盛	150μA 150目盛
R ₁ 箱電検抵抗	2.05Ω	4.200Ω
R ₂ オッシロ振子抵抗	200Ω	200Ω
C ₁ C ₂ H型振動子		

校正曲線

第5図

の式に、上記の各値を入れて、 μ_0 を求めると

$$\mu_0 = 0.020$$

となる。現在迄に上記の外数隻に就き μ_0 を求めたが、全部 0.020 と云う結果を得て居る。

3. 計測結果

計測は進水作業開始（進水三時間前）より行い、其の結果を時間を基線とし、電流を荷重に直したものを、進水作業と併記して第6図に示してある。又進水作業の最後、滑り出す瞬間をオシログラフで撮影したものが第7図である。

第6図に依れば、進水作業開始より滑走開始迄の、トリッガーに懸る荷重の増加して行く様子が良く判る。尚同図には滑台のスリップも記入してあるが、スリップの増加傾向は、トリッガーに懸る荷重の夫れと良く一致して居る。キール盤木取外しと共に荷重は急増し、爾後滑走開始直前迄大きな変化は無い。此の曲線に依り、進水重量が船台より滑台へ移される様子が良く判ると共に、支柱、盤木等の荷重分担の割合も明瞭になった。又トリッガーに懸る荷重が、両舷或程度の差のある事も予想されたが、其の差の絶対値も明かにされた。又滑り出し直前よりのオシログラム第7図によれば、トリッガーの離脱状況が推察される。即ち、先ず三方コックを開く事に依つて、コックより水圧機迄の管の短い方の左舷側のトリッガーが外れ、其れに伴い反対舷のトリッガーには、約十分の一秒間ではあるが、二倍の荷重が加わつて居る。第6図及第7図に示す測定を行つた船の進水重量は 3,710 瓩で、滑り出しの位置に於ける平均傾斜は 50.55 度/米であつた。水圧機のコックを操作して、トリッガーを外す直前の荷重は、左舷 8.7 瓩、右舷 6.9 瓩で、此れにトリッガーのレバー比、左舷 7.3、右舷 7.6 を夫々乗じて進水力を求めると

$$\text{左舷 } 63.5 \text{ 瓩} + \text{右舷 } 52.4 \text{ 瓩} = \text{計 } 115.9 \text{ 瓩}$$

$$\text{となり、進水力} = \text{進水重量} (\sin \theta - \mu_0 \cos \theta)$$

但し

θ は傾斜角度、 μ_0 は摩擦係数

4. 結 論

本装置に依る計測は、未だ数隻に過ぎず、最終的に結論を出す迄には至つて居らないが、相当信頼性があるもの

と考えられる。既述の如き、初加速度より摩擦係数を求めて、夫れより進水力を推算する目的で、我々もスモークドラムを利用して、時間—滑走距離曲線を画かしめ、加速度—摩擦係数を算出したが、(水圧トリッガーの水圧の抜け

進水作業中に於けるTRIGGERに懸る荷重曲線
(電流計にて讀んだもの)

第6図

TRIGGERに懸る荷重曲線
(滑り出し直前のオシログラム)

第7図

方が明かではないが) トリッガーの離脱迄に時間が掛る為、予想通り本装置に依る結果とは稍異つたものとなつた。又トリッガーの離脱が真に両舷同時でない限り、遅れた方には約二倍の荷重が懸るから、鋼球を使用して荷重の最大値を求める方法は、摩擦係数を過少に推算するおそれがある。

本装置に依れば、進水力を正確に求め得るのみならず、其の結果は進水作業並船底支柱、盤木等の総合的検討の為の貴重な資料となるものと確信する。

我々は今後本計測を続けて行くと共に、更に水圧機のパistonの両面の水圧の変化の状況並pistonのストロークをも併せ計測して、本装置に依る計測結果を完璧なものとして行く所存である。

以上、唯今迄に実施した計測装置並結果の概略を御報告申し上げて、各位の御批判を仰ぐ次第である。

尚、本測定実施に当り御指導と御協力を賜つた。新三菱重工業株式会社神戸造船所造船部並研究部の関係者各位に、深甚の謝意を表します。