

海洋災害研究用大小槽および実験設備について

栗原, 道德

田才, 福造

栖原, 寿郎

富岡, 勝

他

<https://doi.org/10.15017/4743420>

出版情報：應用力學研究所所報. 26, pp.35-64, 1967. 九州大学応用力学研究所
バージョン：
権利関係：



海洋災害研究用大水槽および 実験設備について

栗 原 道 徳
田 才 福 造
栖 原 寿 郎
富 岡 勝
肥 山 央

I. 緒 言

暴風時の海洋波浪の特異性，港湾設備および船舶の安全性，その他一般の海洋災害防止に関する研究，ならびに流体力学的基礎研究を行なう目的で，新しい実験水槽が福岡県宗像郡津屋崎町宮司の九州大学応用力学研究所附属海洋災害実験所内に，昭和38年3月完成した。

当研究所においては，早くから海岸付近の台風による災害防止について多くの研究が行なわれてきた。当時使用していた水槽施設は，60 m×1.5 m×1.5 mの小型水槽（昭和26年建造）と25 m×5 m×0.4 mの平面水槽（昭和35年建造）であつた。

しかしながらこの種の研究を根底的に行なうには，台風時における実際の擾乱海面状態をなるべく忠実に，なるべく大きな尺度をもつて実験室に再現することが，最も望ましいと痛感してきたものである。

我々は海洋の風浪を，実際にその物理的発生機構にまで立ち入つて再現させるのが目的なのではなく，考えているある擾乱の状態を，何らかの機構で近似的かつ相似的に，実験水槽に再現させることができれば充分なのである。

まず造波装置によつて，水槽内に幾何学的に複雑な有限切れ波を発生させて，それが実際の風浪と近似的に相似になるように工夫し，ついでこの装置の運転周期を変化させて，波に任意のスペクトル分布をもたせるように計画した。このような水槽面に，その風浪状態に相当する風を送風機から送れば，近似的に一応台風時における擾乱海面を再現させることができる筈である。

我々はこのような方針にしたがつて計画を進め，若干の模型実験を行なつた上，大水槽の建設に着手したのである。

昭和36年度には，水槽本体，上屋および暴風海面に類似した実験水面を再現するために，特殊の構造と機能を持つた造波装置が，続いて37年度はレール，トロリーを含めて，高度の速度制御精度を有する模型曳行電車，および波浪面に風を送るための送風台車が建造された。

38年4月以降，諸種の調整とテスト，整備を終り，39年4月から正式に，各研究者の使用希望に基いて計画運転が開始され，今日に至つている。

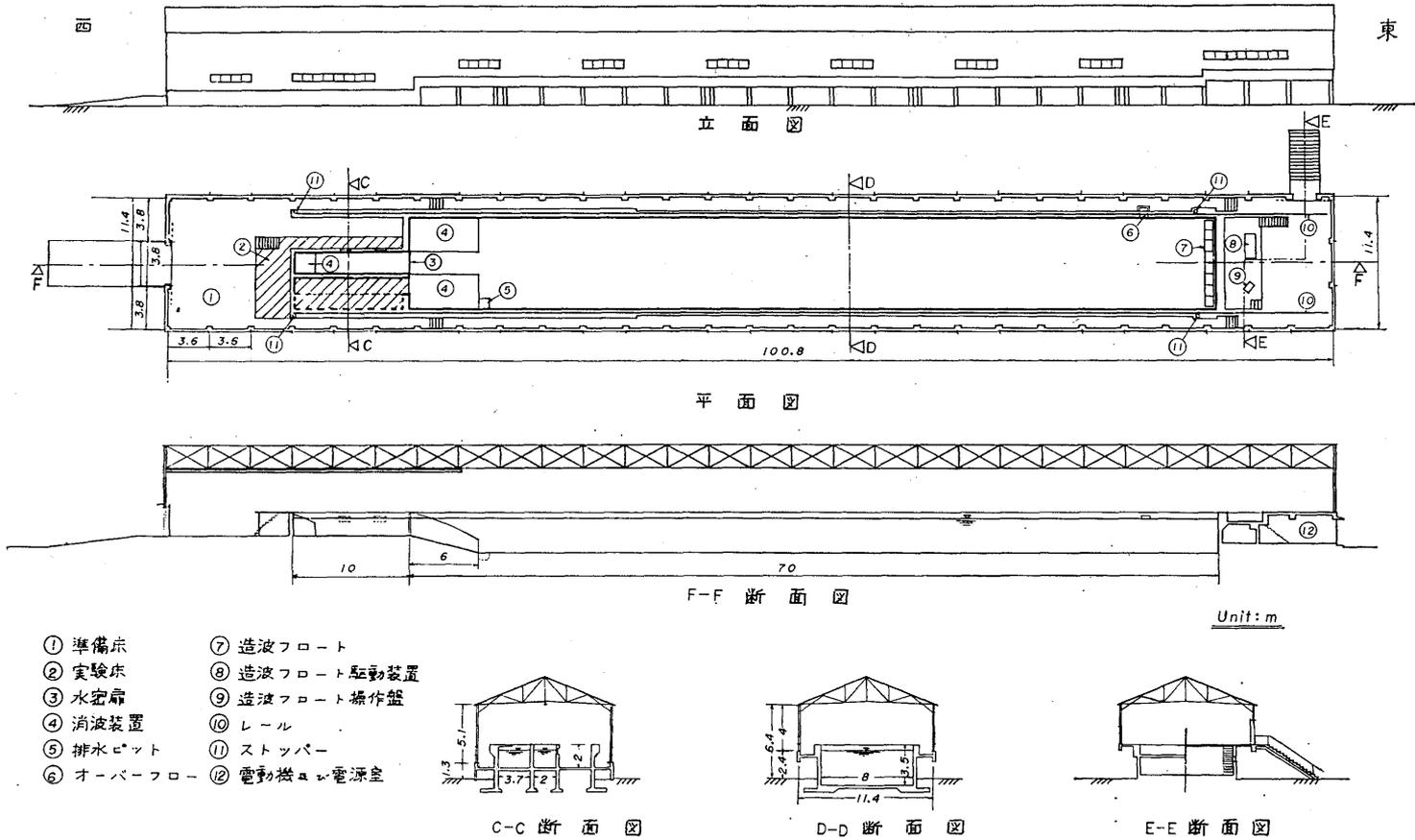


Fig.1 水槽構造図

現在、暴風時の波浪の特異性と、それが沿岸構造物および船舶に与える力学的作用、有限切れ波中の船体運動の特異性など、海洋災害に直結した研究の外に、Flexible wall の流体抵抗の研究をはじめ、流体力学、沿岸海象力学、船舶工学、海岸工学に関する研究が行なわれている。

水槽施設の完成後、その使用ならびに研究に関しても、一応軌道に乗ることができたので、ここに本水槽の概要について述べる次第である。

II. 水 槽

2. 1 主要寸法および一般配置

水槽は、長さ方向を東西に向けて建造された。Photo. 1 はその内部を、また Fig. 1 は一般配置等を

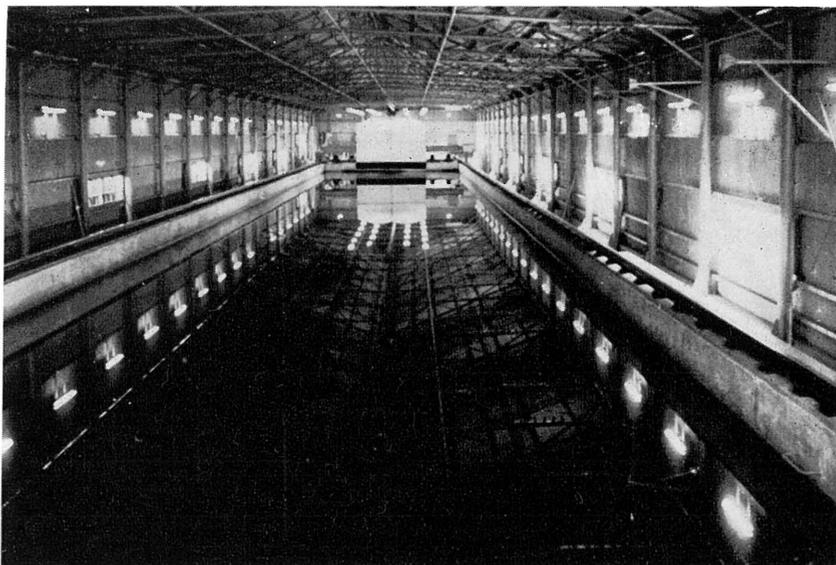


Photo. 1

示す。70 m×8 m×3.5 m が main part で、10 m×2 m×2 m が Trimming Tank である。main part の西端約 6 m が 1/4 勾配のかけ上りとなっており、この部分に消波装置が設けられた。長さ 5 m 程度の模型船まで実験できること、船体運動に関しては側壁影響を小さくすること、および操縦性の実験をも行なえるようにすること等を考慮して幅を広くした。基準水深は 3 m であるが、オーバーフローの gate を閉じれば約 20 cm 深くすることも可能である。

Trimming Tank は、その前端に水密扉を有し、Tank 内の水を排出後この中に防波堤の模型などを set し、ついで扉を引き上げ、耐波浪の実験などを行なうことができる。

水槽東端には Plunger type 造波装置が設けられたが、更にその東側の部分は 2 階構造となっており、階上は造波機モーター等の駆動部分と、送風機台車引込み部分とからなっている。階下は電源室である。西端の 10 m(長)×11.4 m(幅)のモルタル床は実験準備床で、水槽壁上面はこの床より 2 m 高い。

2. 2 水槽の構造および上屋

水槽本体は、ビニール製の止水接手を4箇所を使用し、5 block に分割して建造された。地質は砂地である。地下水が浅いので、水槽の地下部分は約 1.3 m とした。上屋は軽量鉄骨（長さ 101 m，幅 11.4 m）でスレート葺である。

2.3 レールおよびスリーパー

50 kg 普通レール（1本の長さ 10 m）を使用した。片側の全長は 90 m である。スリーパー間隔は標準は 1 m である。これは後述のように、電車速度 $V=6 \text{ m/sec}$ の時に電車の強制振動加速度が最小になる間隔である。一方接手箇所および非常制動の使用が予想される箇所は 0.5 m とした。スリーパーは谷口中氏の suggestion に基いて、Fig. 2 に示すような構造とした。Fig. 3 に溶接箇所を示す。基準レールの直線性および水平面からの高さの公差は、全長 90 m に亘り 0.1 mm 以内になるよう据付け調整された。レール・ゲージは 8.4 m である。なおレール調整水路として 75 mm×40 mm の channel を敷設した。

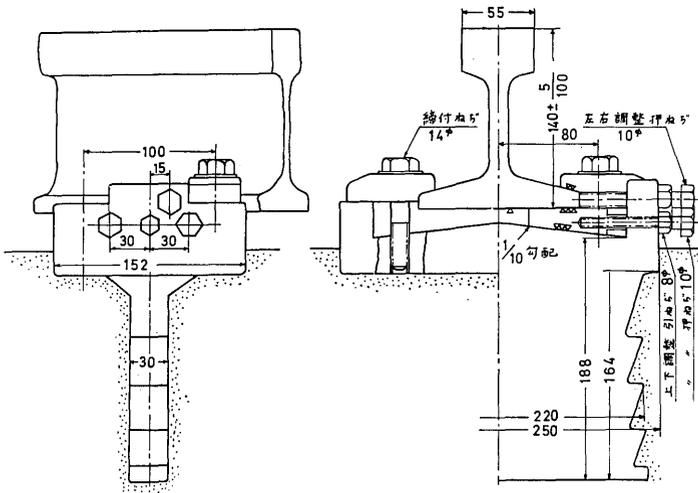


Fig. 2

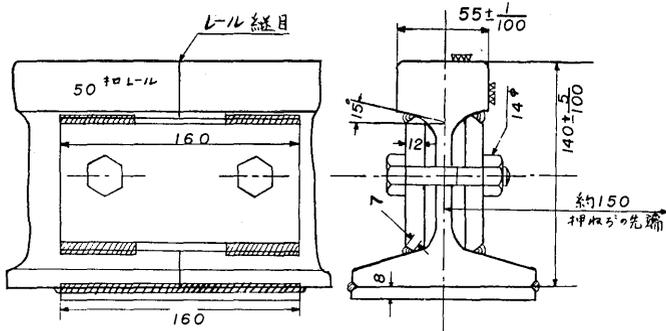


Fig. 3

2. 4 トロリー線

トロリー線は、85 mm² の溝付硬銅線 90 m を北側 6 本，南側 5 本，合計 11 本設置した。すなわち直流主回路用 2 本，発電機界磁用 2 本，高周波発電機回路用 2 本，AC 220 V 電源用 3 本，AC 100 V 電源用 2 本である。

2. 5 消波装置

消波装置の略図を Fig. 4 に示す。なお Trimming Tank 内にも同型式で取りはずし可能な消波装置を有する。

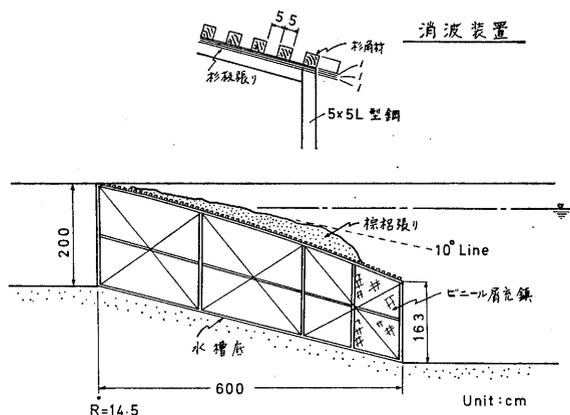


Fig. 4

III. 造波装置

3. 1 矩形水槽における Short Crested Wave

普通の細長い船型試験水槽では，規則的，あるいは運転周期を変えて不規則な一次元波を発生している。しかし実際の大洋波に類似した Short Crested で，しかも Irregular な波を実験室で発生し得ることが望ましい。さて水槽の長さ方向に x 軸，幅方向に y 軸，鉛直上向きに z 軸をとれば，長矩形水槽で x 方向に進行する表面波の速度ポテンシャルは，文献 1) によれば次のようになる (x の増加と共に急に減衰する定常波は勿論含まれていない)。

$$\phi = \frac{\sigma_0 \cosh k_0(z+h)}{k_0 \sinh k_0 h} \sum_{n=0}^{n < Bk_0/\pi} A_n \cdot \cos \frac{n\pi y}{B} \cos \left[\sqrt{k_0^2 - \left(\frac{n\pi}{B}\right)^2} x - \sigma_0 t + \varepsilon_n \right] \quad (3.1)$$

ただし B は水面幅， h は水深， σ_0 は円振動数， σ_0 に対する一次元波の波長を λ_0 とすれば， $k_0 = 2\pi/\lambda_0$ (3.1) から進行波の式は

$$\zeta = \sum_{n=0}^{n < Bk_0/\pi} A_n \cdot \cos \frac{n\pi}{B} y \sin \left[\sqrt{k_0^2 - \left(\frac{n\pi}{B}\right)^2} x - \sigma_0 t + \varepsilon_n \right] \quad (3.2)$$

上式からわかるように，水槽を伝播しうる波は普通の一次元波 ((3.2) で $n=0$) と，水槽の幅方向にも波振幅が変化する n 個の 2 次元有節波とからなる。また (3.2) は次のようにかくことができる。

$$\zeta = \sum_{n=0}^{n < \frac{Bk_0}{\pi}} \frac{A_n}{2} \left[\sin \left\{ k_0 \left(\sqrt{1 - \left(\frac{n\pi}{Bk_0} \right)^2} x + \frac{n\pi}{Bk_0} y \right) - \sigma_0 t + \epsilon_n \right\} + \sin \left\{ k_0 \left(\sqrt{1 - \left(\frac{n\pi}{Bk_0} \right)^2} x - \frac{n\pi}{Bk_0} y \right) - \sigma_0 t + \epsilon_n \right\} \right] \quad (3.3)$$

今,
$$\frac{n\pi}{Bk_0} = \frac{n\lambda_0}{2B} = \sin \theta_n \quad (3.4)$$

とおけば, $k_0 \sqrt{1 - \left(\frac{n\pi}{Bk_0} \right)^2} = \cos \theta_n$ となり, (3.3) 式は x 軸と $\theta_n = \pm \sin^{-1} \frac{n\pi}{Bk_0}$ の角度をなして進行する2つの一次元波の合成されたものとなる. 例えば $\lambda_0 = 2m$, $n = 2$ とすれば, $B = 8m$ であるから $\theta_2 = 22^\circ$ となる. n および λ_0 が大きい程 θ は大きくなる.

$k_0 \cos \theta_n = k_n$ とし, $n < \frac{Bk_0}{\pi}$ なる最大の整数を N_0 とすれば (3.2) は

$$\zeta = \sum_{n=0}^{N_0} A_n \cdot \cos \frac{n\pi}{B} y \cdot \sin(k_n x - \sigma_0 t + \epsilon_n) \quad (3.5)$$

この N_0 は水槽に存在しうる最大の節数を示す. k_n は節波の x 方向のみかけの波数である. したがって x 方向の波長は

$$\lambda_n = 2\pi/k_n = \lambda_0 / \cos \theta_n \quad (3.6)$$

3. 2 造波機と生成波

水槽が短いので, back wave のための消波装置が不必要な Plunger type 造波機 (文献 2) を採用した. したがって flap 式に比べて水槽の有効長さが増し, 造波に必要な馬力も小さいため, 不規則波運転の追従速度を速めることができた. 造波フロート断面は, 比較的容易に大波高を発生させるように Fig. 5 に示す形状とした. また文献 3) に基づく波高特性曲線をも同図中に示す.

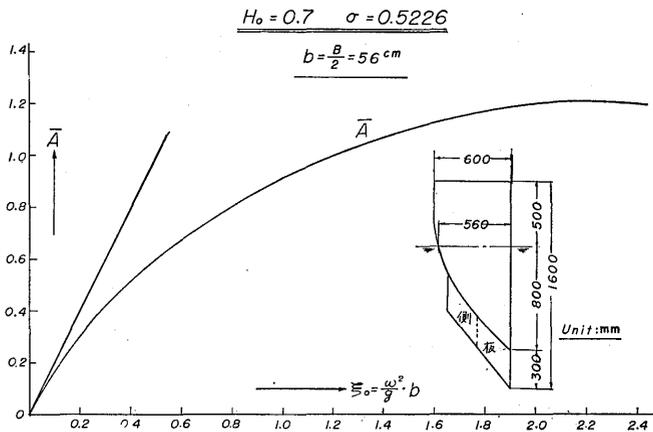


Fig. 5

節波を発生させるためには, 例えば n 節波の場合には, フロートに $B_n \cdot \cos \frac{n\pi}{B} y \cdot \sin \sigma_0 t$ なる運動を与えればよい. $B = 8m$ であり, 最小造波周期を 0.8 秒, 独立に発生しうる節数を 7 と決定したため,

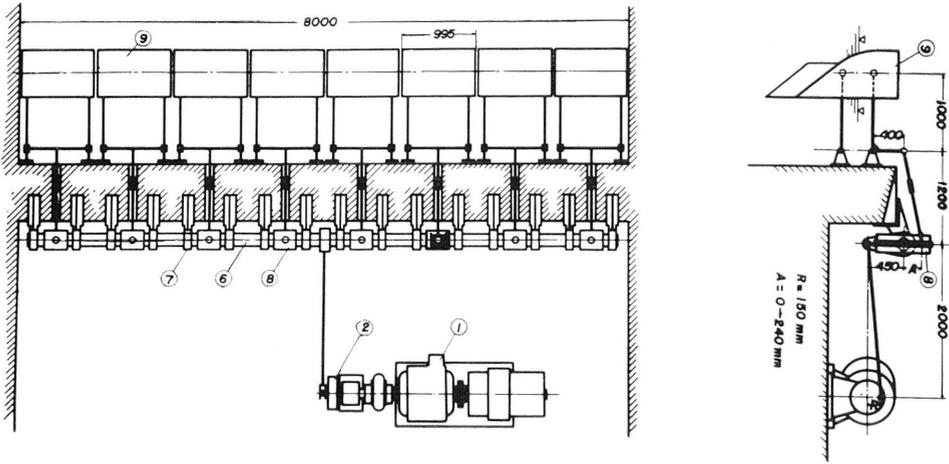


Fig. 6

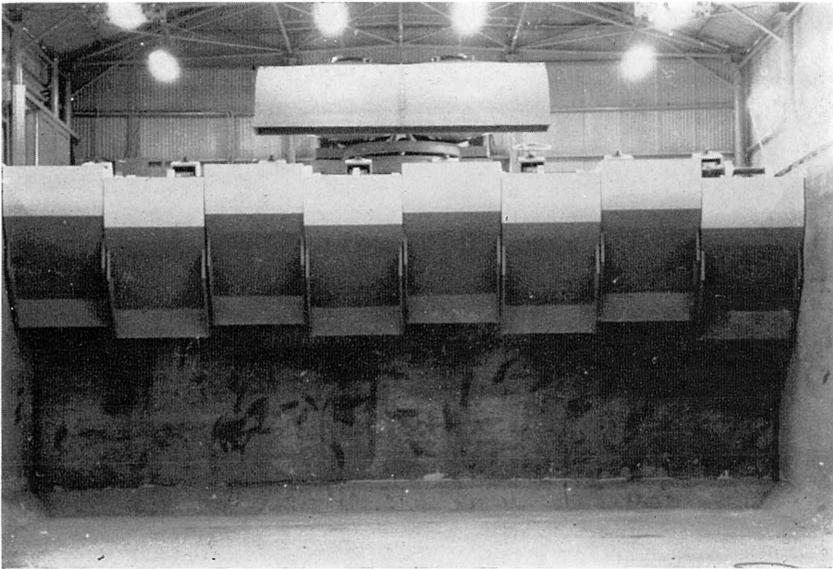


Photo. 2

フロートは8分割した (Photo. 2). 造波装置の構造および一般配置を Fig. 6 に示す。Fig. 6 および Photo. 3, 4 に示すように、8個のフロートが1個のクランク軸で駆動される。また主軸に取付けられた8個の振幅調整箱に連結された Arm の Link motion によつて、8個のフロートは近似的に直線上下運動を行なう。同一位相で一斉駆動（一次元波）が出来ると共に、各フロートに 0° か 180° の位相を与え、それぞれ規定の振幅に set して運転すれば、節波を起すことができる。各フロートの位相および振幅の変化は、振幅調整箱で行なう。全フロートの振幅を同時に変える場合は、クランク軸の取付位置をかえればよい。

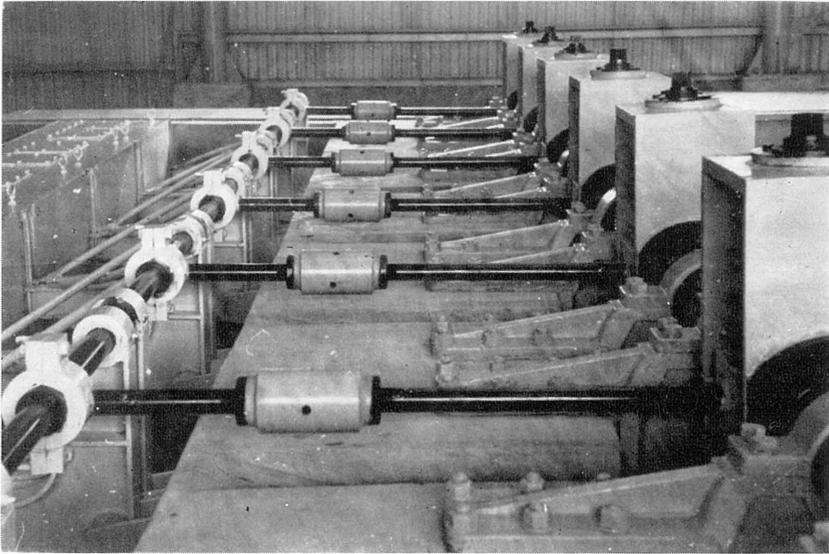


Photo. 3

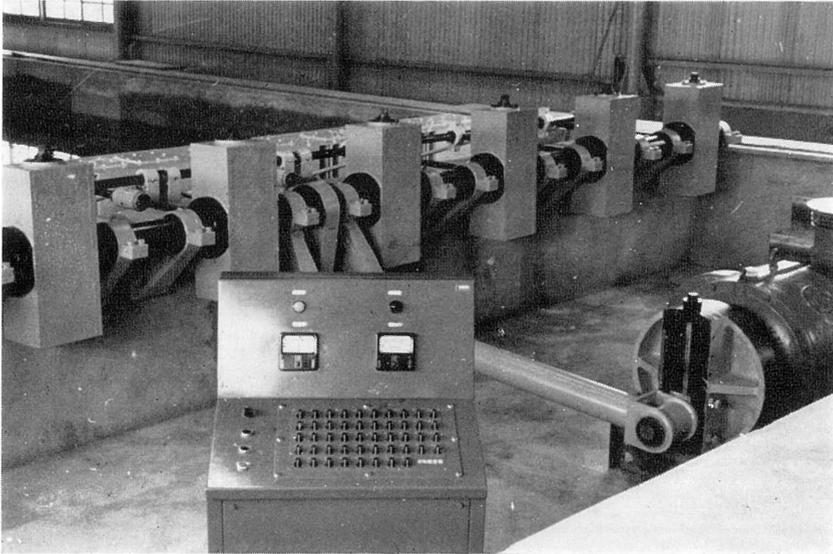


Photo. 4

なお本機構によるフロートの上下運動の誤差は、近似的に次の式によつて求められる。

$$\text{誤差} = \varepsilon \left[\left\{ 1 - \nu \left(1 + \frac{\mu}{\alpha} \right) \right\} - \frac{\alpha^2}{4} + \frac{\mu\nu}{2} \left(\alpha + \frac{\mu}{2} \right) - \frac{r\mu^3}{4} \right] \quad (3.7)$$

ただしここでいう誤差とは、一周の間で単弦運動からの最大偏差を $\frac{1}{2}$ stroke で割つたものである。
また

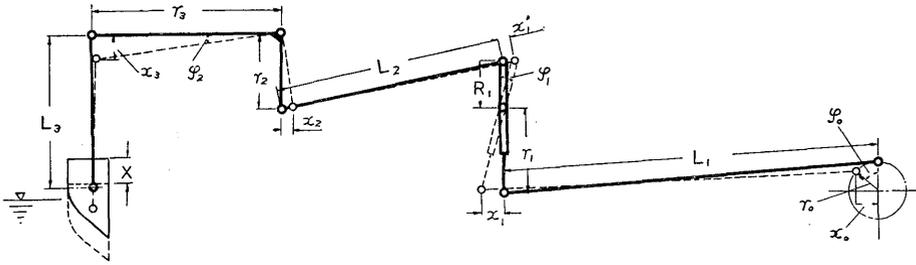
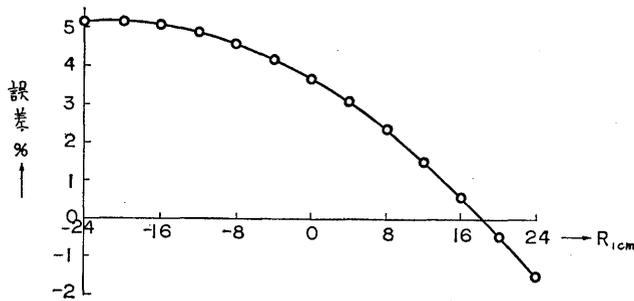


Fig. 7



Stroke : 40 cm,
 $L_1 : 200 \text{ cm}, L_2 : 120 \text{ cm},$
 $r_0 : 15 \text{ cm}, r_1 : 45 \text{ cm}, r_2 : 40 \text{ cm}, r_3 = 100 \text{ cm}$
 $R_1 : 24 \text{ cm} \sim -24 \text{ cm}$

Fig. 8

$$\alpha = \frac{r_0}{r_1}, \quad \tau = \left(\frac{r_3}{r_0}\right)\left(\frac{L_1}{L_3}\right), \quad \varepsilon = \frac{r_0}{2L_1}, \quad \mu = \left(\frac{R_1}{r_2}\right)\left(\frac{r_0}{r_1}\right), \quad \nu = \left(\frac{R_1}{r_1}\right)\left(\frac{L_1}{L_2}\right)$$

$$\frac{1}{2} \text{ stroke} = S = r_0 \left(\frac{R_1}{r_1}\right)\left(\frac{r_3}{r_2}\right) = \mu \tau^3$$

である。 $r_0, r_1, r_2, r_3, R_1, L_1, L_2, L_3$ は Fig. 7 に示す。 Fig. 8 は本装置についての誤差曲線である。比較的誤差が大きいが、これは将来 L_1 の長さを延長して誤差を小さくする予定である。

造波機の馬力の算定、強度計算の基準としては、文献 2) の 16 式で $r=1$ として上下方向の変動抵抗の振幅 $\textcircled{\theta}$ を計算すれば、Fig. 9 に示すようになる。 S はフロート振幅、 δ =波高/波長 であり、Fig. 5 の曲線を用いて計算された。

最大振幅 $S_{\max}=20 \text{ cm}$ であるから $\delta=1/10$ と $2S=40 \text{ cm}$ の両曲線を限界と考えれば、8 個のフロートが一次元規則波を発生する時の $\textcircled{\theta}$ は約 500 kg である。しかし起動時、節波および不規則波運転の場合の影響を考慮して、フロート 1 個当りの $\textcircled{\theta}_{\max}=200 \text{ kg}$ を強度計算の外力とした。

さて n 節波を単独に発生させる場合、8 個のフロートに与えるべき振幅は、次式で与えられる。

$$F_{p,n} = B_n \left(\frac{n\pi/16}{\sin n\pi/16} \right) \cos \frac{n\pi}{8} \left(p - \frac{1}{2} \right) \quad (3.8)$$

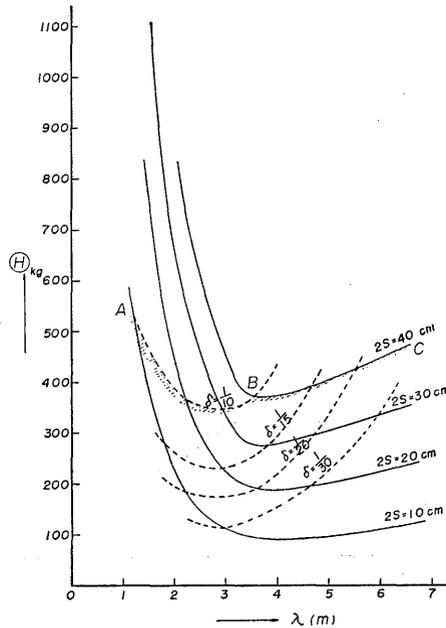


Fig. 9

ただし B_n =基準振幅, p =フロート番号 (1, 2, ...8)

$F_{p,n}$ = n 節波の時の P 番目のフロート振幅.

しかし, (3.8) によつて各フロートに $F_{p,3}$ を与えて運転しても, 3 節波の起り得る範囲がある. またある波長について 3 節波だけ単独に起そうとしても, 高次の波が伴つて生ずる場合がある. 伴つて生ずる高節波の節数および理論波高は計算で推定することができる.

ここで,

N =存在しうる節波の数 (0 節も含む)

N_0 =存在しうる最高節数= $N-1$

\textcircled{n} =独立に発生しうる節波の数

\textcircled{n}_{\max} =独立に発生しうる最高節数= $\textcircled{n}-1$

Table 1.

T_w (秒)	λ_0 (m)	$\frac{Bk_0=2B}{\pi-\lambda_0}$	N	N_0 (節)	\textcircled{n} (個)	\textcircled{n}_{\max} (節)	T_w (秒)	λ_0 (m)	$\frac{Bk_0=2B}{\pi-\lambda_0}$	N	N_0 (節)	\textcircled{n} (個)	\textcircled{n}_{\max} (節)
0.8	1.00	16.00	16	15	1	0	1.5	3.51	4.55	5	4	5	4
0.9	1.26	12.70	13	12	4	3	1.6	4.00	4.01	5	4	5	4
1.0	1.56	10.25	11	10	6	5	1.7	4.51	3.54	4	3	4	3
1.1	1.89	8.46	9	8	8	7	1.8	5.05	3.16	4	3	4	3
1.2	2.25	7.10	8	7	8	7	1.9	5.63	2.84	3	2	3	2
1.3	2.64	6.06	7	6	7	6	2.0	6.00	2.56	3	2	3	2
1.4	3.06	5.22	6	5	6	5							

とおけば、造波周期 T_w と N , N_0 , \bar{n} , \bar{n}_{\max} との関係は Table 1 のようになる。これからわかるように、本水槽で単独に発生しうる最高節数は7である。例えば $T_w=1.4$ 秒では0節から5節まで重じようして起すことも勿論可能である。また本造波装置には、one stroke ごとに周期を変えるプログラム運転装置を有するから、0節から適当な節まで発生できるように振幅を設定し、プログラム運転を行なうことによつて、不規則な Short crested wave を発生することができる。Photo. 5, 6 に3節お

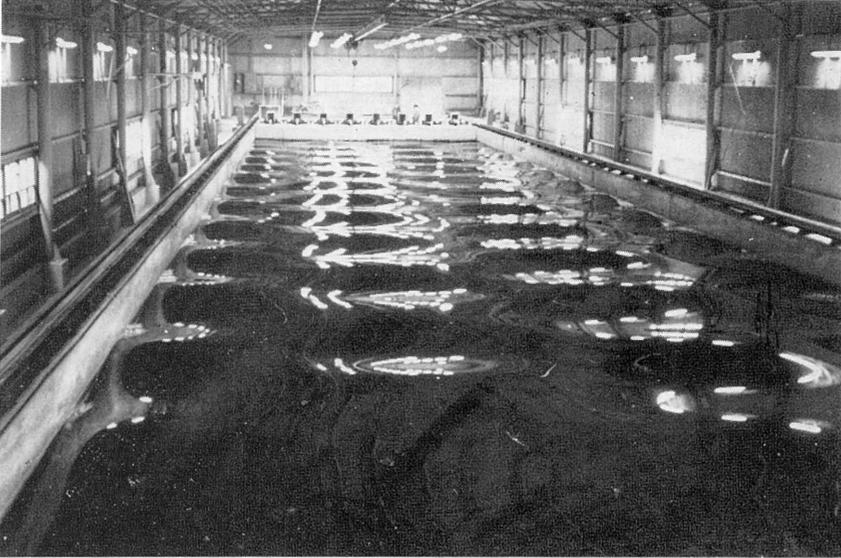


Photo. 5

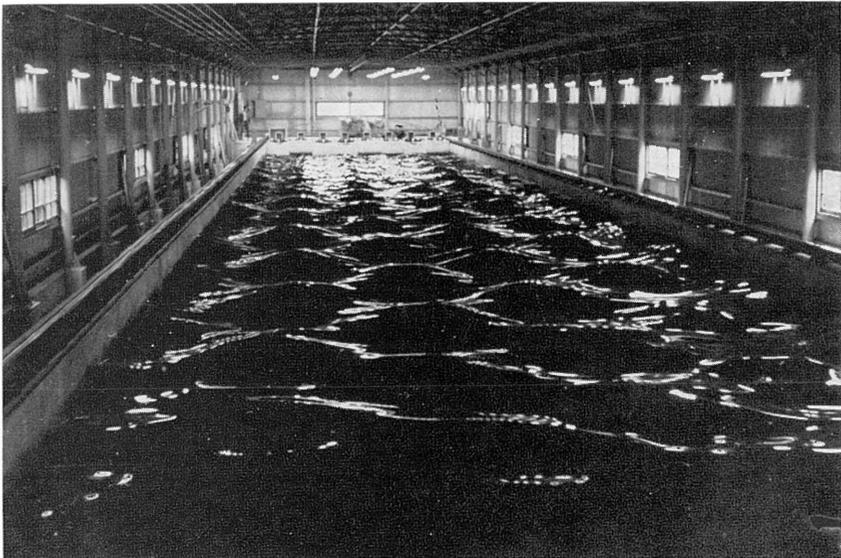


Photo. 6

よび5節波を示す。

つぎに n 節波の振幅 A_n と0節の振幅 A_0 とを等しくしようと思えば、造波フロートの基準振幅を $B_n = B_0 \cos \theta_n = B_0 \sqrt{1 - \left(\frac{n\lambda}{2B}\right)^2}$ として、(3.8) に基づく振幅設定を行えばよい。

次に Fig. 10 には、Fig. 5 の理論曲線から計算した stroke S_0 と波長、波高、steepness の関係を示す。波高は完全に survey を終了してはいない。実験の都度 survey することになっている。今日までの測定の結果では、 $\delta = 1/50$ までは波高は理論曲線とよく一致しているが、 $1/40$ 以上の steepness では理論曲線より小さくなる。

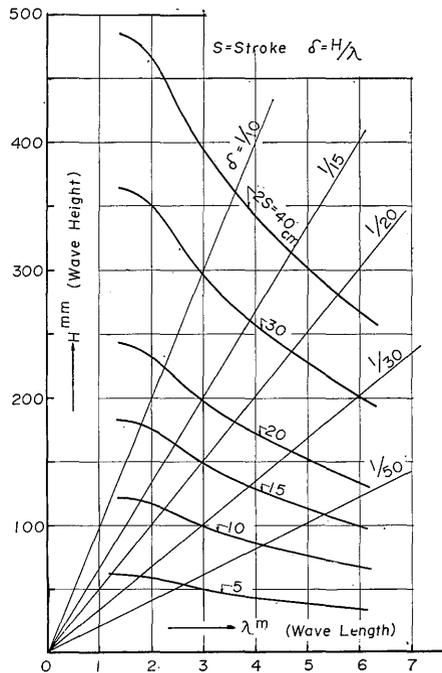


Fig. 10

3.3 運転および制御装置

造波機の運転、制御装置は、直流電動機の回転速度を一定に保つ自動速度制御装置と、回転速度を自動的にプログラム運転させるプログラム運転装置とに分けられる。装置のブロック線図を Fig. 11 に示す。定速制御はレオナード電圧制御方式で、トランジスタ直流増幅器ユニットと磁気増幅式移相器 + SCR ユニットからなる制御部に、電動機直結の速度検出発電機で主回路が構成される。

プログラム運転は、波形設定器 (Photo. 4) に記憶された波周期の指令をパルス信号で順次に取り出し、電動機に速度指令に変換して行なわれる。このパルスは、減速機軸に設けられた誘導形パルス発生器によつて、plunger の1行程につき1個のパルスとして取り出される。波形設定器には48個のスイッチがあるが、これによつて48個のプログラム指令が可能である。また各スイッチの13個の接点が13個 (通常は0.8秒から0.1秒おきに2秒まで) の速度指令信号に使用される。これはまた0.8秒から

10秒までの間を任意の13段階に設定することができる。

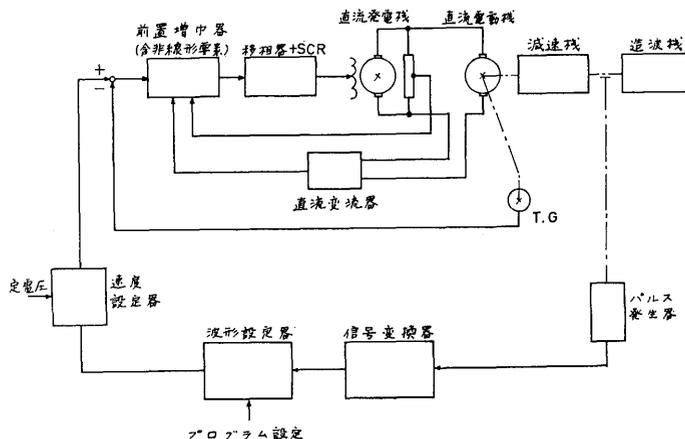


Fig. 11

駆動用直流電動機は 22 kW，電動発電機は 25 kW，減速機の減速比は 1/25 である。運転の過渡特性を Fig. 12 に示すが，5% 整定時間が約 0.2 秒である。したがって起動時に長波を発生することなく，運転開始後 0.2~0.3 秒で規定の定常運転となる優れた特性を有している。一方，負荷変動による速度変動率も小さく，最大ストローク ($2S=40\text{ cm}$) でも 0.2% 以下である。

なおまた 0.8 秒から 10 秒まで stepless に設定できる手動設定器を有する。

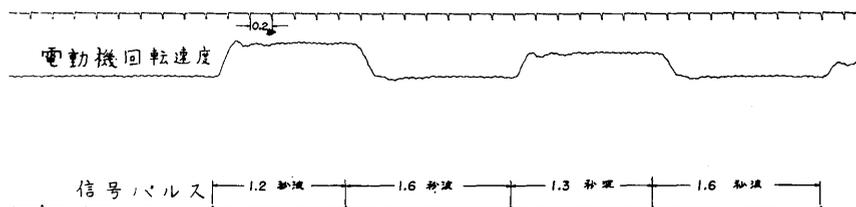


Fig. 12

IV. 模型曳行電車

模型曳行電車（以下電車とよぶ）は Photo. 7 および Fig. 13 に示すように，大型電車が採用している Truss 構造をやめて，横縦 2 本ずつの Box Girder を II 型に組合わせた構造とし，車体に加わる全荷重をこれで持たせるようにした。

その理由の第一は，使い易さのためであり，この構造によつて計測のための広い空間が得られた。第二に，重量物を搭載した場合でも局部強度や局部振動の心配が Truss 構造の場合よりはるかに少ない。第三は，Truss 構造に比べて構造が単純であるから，強度や振動等の推定が容易であり，切りつめた設計ができる。したがって車体重量を軽減することができた。

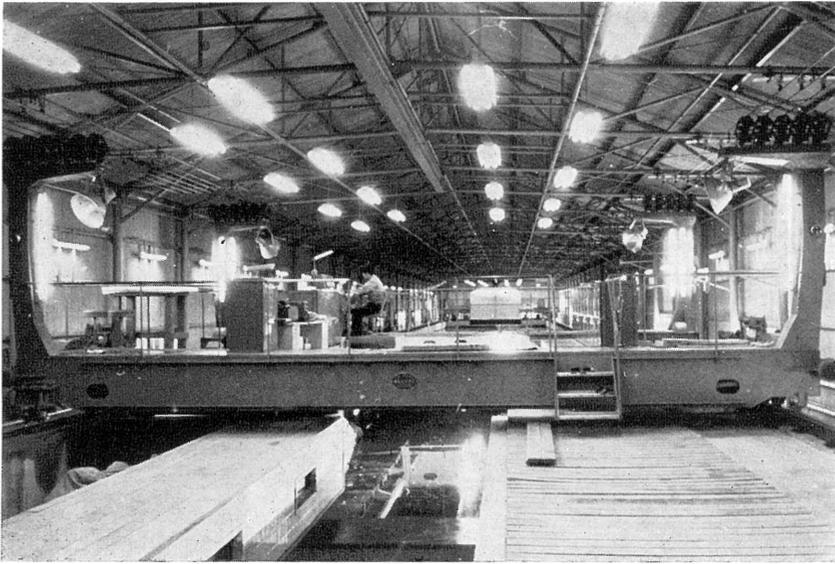


Photo. 7

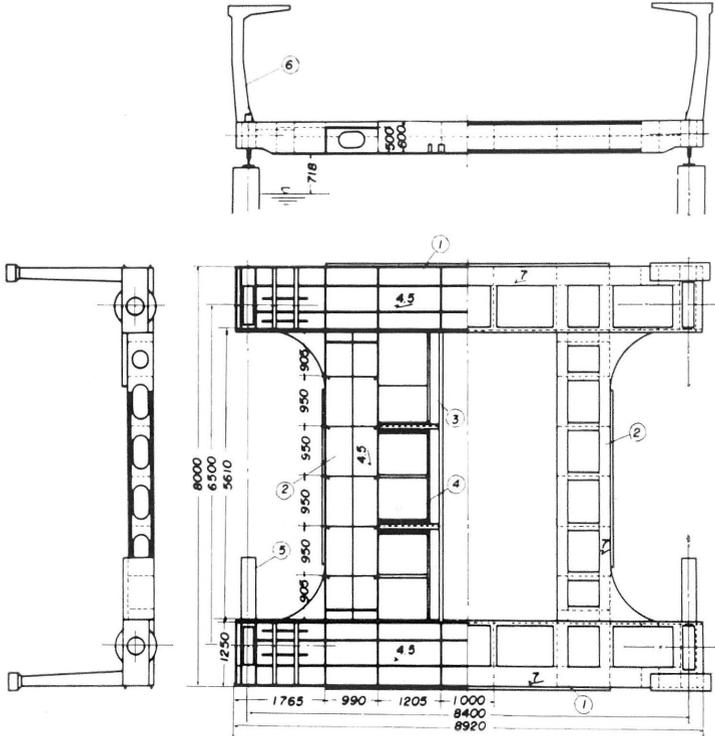


Fig. 13

4.1 主要目

電車の主要目は次の通りである。

長さ	8.00 m	幅	8.92 m
主桁の高さ	0.60 m		
計測器取付用レール間隔	1.00 m		
計測器取付用レールと基準水面との距離	0.90 m		
総重量	16 ton	駆動電動機	15 kW×4 台
速度範囲 (通常)	0.3 ~ 5.0 m/s		

4.2 構造

車体は全溶接の軟鋼製 Box Girder 4 本の組合わせからなり (Fig. 13), 横桁は 8.92 m(長)×1.25 m(幅)×0.60 m(高)であり, 縦桁は 5.61 m(長)×1.00 m(幅)×0.50 m(高)である。運搬の便宜上, これら 4 本の桁の結合はボルト結合とし, 工場仮組完了後現場で組立られた。計測器取付用レールは前後 2 本の横桁にボルト結合され, その中間部は縦桁から張り出された左右 2 本ずつの腕で支えられている (Fig. 13, 14)。

また計測用床は, 左舷の縦桁から張り出して取付けられ (Fig. 13, 14), この床は計測器取付用レールおよびそれを支持する 2 本の腕とは完全に切り離されており, 計測機器や計測員等による荷重の変動によつて計測器取付用レールに撓み変化を生ぜしめないようにした。送風状態で使用することがあるため, 車体の下面は計測器付近を除いて透明なアクリライト板で覆い, 水面との間が簡単な風洞となるようにした。

4.3 車体に加わる荷重および強度計算

車体の強度を決定する条件としては,

- 1) 車体の自重, 駆動装置, 制動装置, 速度制御装置等の長期の静荷重
- 2) 計測機器, 計測員等による変動する短期の静荷重
- 3) 発進, 停止, 特に緊急制動および Stopper に衝突した場合などの動荷重
- 4) 車体の鉛直方向の振動加速度
- 5) 車体の前後方向の振動加速度

以上の 5 つを考慮した。

1) の静荷重に対しては, 車体の平均応力および局部応力が一定限度以内におさまるように考慮し, 2) の荷重に対しては, 主として車体の変形を問題にした。また 3) の荷重については, 自動的な緊急制動装置により, Stopper との大きな衝突は回避することにし, 軽微な衝突に対してのみ車体および Stopper の強度上の考慮を払った。4), 5) の加速度は, レールの重量, 仕上精度, スリーパー間隔等と直接関係があり, またその加速度の最大値は, 計測精度, 速度制御精度等から決定される。したがってこれらの精度をまず与えて, しかる後にレール重量, 仕上精度, スリーパー間隔等を最も経済的に決定すべきである。

- 1) 長期の静荷重

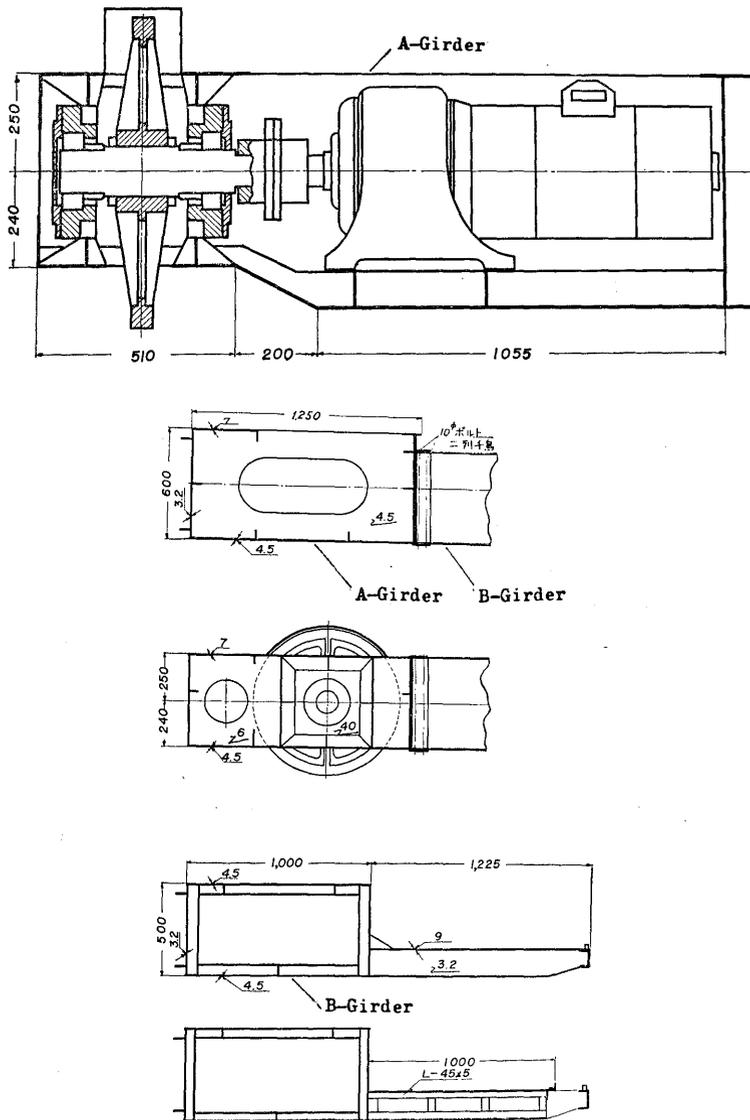


Fig. 14

本電車の場合の車体の平均剛性は、その振動数から決定されたためかなり大きくなり、この荷重による静的平均応力は 3 kg/mm^2 程度で問題にならなかった。

2) 短期に変動する静荷重

動力計その他の実験計測機器、計測員等による変動荷重を 0.6 ton と推定し、 0.3 ton づつをそれぞれ縦桁中心に乗せた場合、その荷重点の最大撓み量を算定した結果、約 0.4 mm となり、実際の使用上充分の剛性を有することを確かめた。また動力計 (約 200 kg) の取付け、取外しによる計測器用レールの

撓み変化は 0.7 mm である。これらの剛性は、すでに述べたように主として振動数から決定したものである。

3) Stopper 衝突時の動荷重

動荷重の一つとしての Stopper との衝突に際する走行方向の荷重は、本水槽のように長さが短かく（約 80 m）電車の最高速度が大きい（6 m/sec）ものでは、充分検討しなければならないものである。しかしながら高速度の衝突を考えることは構造設計上困難であるから、本電車では特に緊急時（制御回路の故障、停電等）に対処して緊急用自動制動装置を設置し、同時にこの装置は手動によつても操作できる二重操作方式を採用することによつて、高速度の衝突を回避することにした。

そこで Stopper との衝突は、極く低速（最高 0.5 m/sec）の場合に限ることとし、衝突時の最大加速度を 0.3g（非常制動による減速度）として Stopper の spring が設計され、車体が 0.5 m/sec で衝突した場合約 10 cm の距離で停止する。この場合車体構造特に車輪の軸受付近の強度は、十分に耐えうることが確かめられた。

4. 4 車体に加わる鉛直方向の変動荷重と車体の上下撓み振動

車体に加わる鉛直方向の変動荷重には、レールから車輪を通じて伝えられるものと、電動機、減速歯車、Coupling 等の偏心によるものとが考えられるが、ここでは前者のみについて考える。すなわちレールの仕上誤差による上下の凹凸およびレールの弾性撓みのために車輪を通じて車体に加わる上下の強制振動力で、特にその周期が小さい時および車体の固有振動に近ずいた場合には、実験計測に大きな影響をおよぼすことがあるので充分注意しなければならない。

い。本車体では振動加速度の許容値を 50 gal 以下とした。

1) 車輪の上下振動加速度

レールの仕上誤差およびレールの撓みによる上下振動を Sinusoidal と仮定すると、車輪の上下加速度の最大は

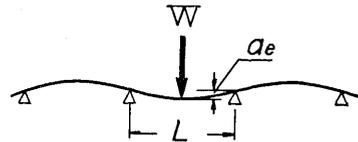


Fig. 15

$$\ddot{Z}_{\max} = a_e (2\pi V/\lambda)^2 \tag{4.1}$$

となる。V は電車速度、λ は撓み波長、ae は凹凸の片振幅である。（4.1）からわかるように、λ すなわち波長の短い ripple 状の凹凸は、振幅 ae が 1/100 mm 以下でもかなり大きな加速度を生ずる原因となるから、特にレール継目付近の現場仕上げは充分注意した。

スリーパーの位置の level 調整はかなりの精度（例えば $a_e < \frac{1}{10}$ mm）に調整することが出来、またその際の凹凸波長は $\lambda = 2 \times (\text{スリーパー間隔})$ 以上となるから、次にのべるレールの撓みによる振動に比べ振動数も小さく本車体に関する限りあまり問題にならなかった。

次に、レールの撓みによる車輪の上下振動加速度を求めると（4.1）から

$$\ddot{Z}_{\max} = \alpha_R \left(\frac{WL^3}{E_0 I_0} \right) \left(\frac{2\pi V}{L} \right)^2 \tag{4.2}$$

ただし W は 1 個の車輪に加わる重量、E₀I₀ はレールの撓み剛性、L はスリーパー間隔。また α_R = 5.8 × 10⁻³ となる。Z_{max} は大きな値にはならないが、その周期が車体の固有振動周期に近くなり、共振状

態が起るおそれがあるので、車体の上下撓み振動も同時に考慮して、車体の振動加速度が許容値以内におさまること、および minimum cost を目標に車体の構造およびスリパー間隔の決定を行なった。

2) 車体の上下撓み振動数

本車体の第 1 次および第 2 次の振動型は Fig. 16 に示す通りである。

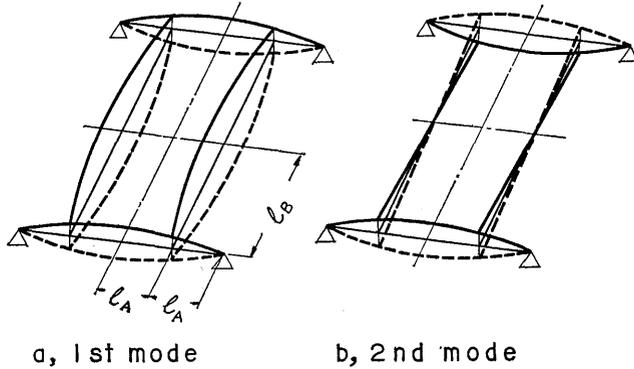


Fig. 16

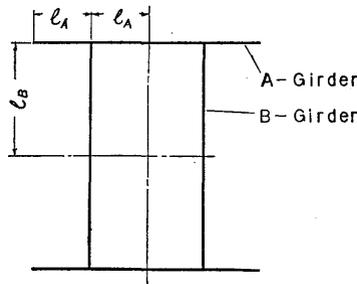


Fig. 17

第 1 次振動数は次式から求められる (Appendix I 参照).

$$1 - \frac{\alpha}{8} (\tan n + \tanh n) (\tan 2m - \tanh 2m) = 0 \tag{4.3}$$

第 2 次振動数は

$$1 - \frac{\alpha}{8} (-\cot n + \coth n) (\tan 2m - \tanh 2m) = 0 \tag{4.4}$$

ただし

$$m^4 = \frac{r_A l_A^4 A_A}{g E I_A} \cdot p^2 \quad n^4 = \frac{r_B l_B^4 A_B}{g E I_B} \cdot p^2 \quad \alpha^4 = \frac{r_B^3 A_B^3 I_B}{r_A^3 A_A^3 I_A}$$

- A_A, A_B : それぞれ A-Girder, B-Girder の断面積
- I_A, I_B : " " 断面慣性モーメント
- r_A, r_B : " " 単位体積の重さ

完成後（全重量約 16 ton）の第 1 次振動数が 10 c/s 前後になるように，A，B-Girder の構造寸法を決定し，桁構造完成後艤装初期の状態では振動試験を行なった．その結果は Fig. 18 に示すように予想計算値と大体一致した．また完成後の振動数の実測結果は 9.12 c/s であった．

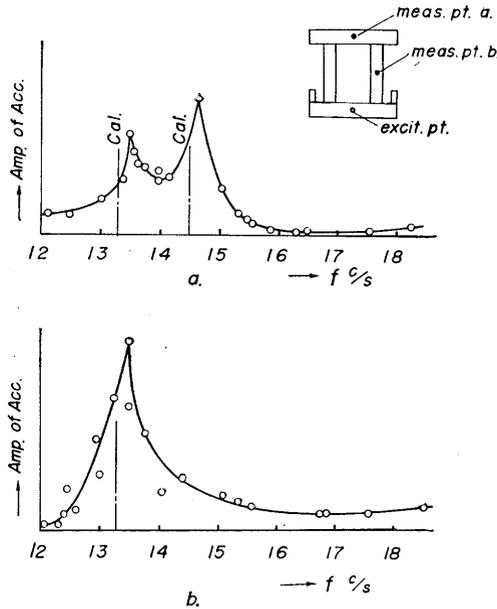


Fig. 18 艤装初期の電車の Exciter Test

3) 車体振動加速度とスリーパー間隔の関係

前述の如く，レールの撓みに原因する起振力の振動数が車体の固有振動数に近ずき，共振状態になるのを防ぐためには，最高速度で運転する場合の起振力の振動数を，車体の第 1 次固有振動数よりもできるだけ小さくする必要があるが，そのためにはスリーパー間隔をできるだけ大きくする方がよい．一方スリーパー間隔が大きくなると，レールの撓みが大きくなり，振動数は減少しても起振力の振幅が増大し，かえって車体の振動加速度が増大する．したがって電車の最高速度が与えられた場合，車体振動加速度を最小にするようなスリーパー間隔がある筈である．

本車体の強制振動加速度は，強制振動数が車体の 1 次の振動数より小さい場合，A-Girder の中央点において

$$\ddot{Z}_A = a_e \cdot p^2 \left\{ \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\sin m}{\cos 2m} - \frac{\sinh m}{\cosh 2m} \right) \frac{N}{D} + \frac{\sinh m}{\cosh 2m} \left(\frac{1}{\sin m} + \frac{1}{\sinh m} \right) \right] \right\} \quad (4.5)$$

$$a_e = 0.0058 \left(\frac{WL^3}{E_0 I_0} \right), \quad p = \frac{2\pi V}{L}$$

$$\frac{N}{D} = \frac{1/\sin m + (\alpha/8)(\tanh n + \tanh n) \tanh 2m(1/\sin m + 1/\sinh m)}{1 - (\alpha/8)(\tan n + \tanh n)(\tan 2m - \tanh 2m)}$$

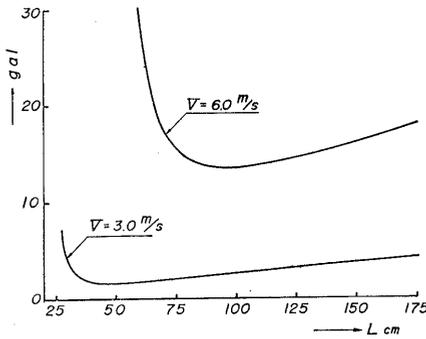


Fig. 19 スリパー間隔と電車の加速度

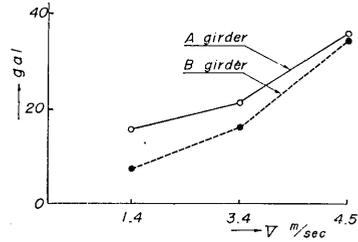


Fig. 20 完成後の電車の振動加速度

で表わされる。W (電車総重量の 1/4), V, その他の数値を与えて $\ddot{Z}_{A \max}$ をスリパー間隔 L を横軸に plot すると, Fig. 19 に示すように $V=6.0 \text{ m/sec}$ で $L=1 \text{ m}$ で加速度が最小となり, その値は約 14gal である。なお完成後の台車の加速度の実測値を Fig. 20 に示す。この値は比較的大きいが、これらの加速度はすべて 30 c/s 程度の高周波数のものであり、原因としては電動機、減速歯車、Coupling あるいはレール仕上面の微細な凹凸によるものと考えられるが、実際の使用上はほとんど問題にならない。

4) 車体の前後方向の加速度

レールに上下の凹凸があると、車体は前後方向の振動を生ずる。この振動加速度は

$$\ddot{Z} \doteq 4 g a_e / \lambda \tag{4.6}$$

で与えられる (Appendix II 参照)。ただし 4 個の車輪が同じ位相にあるものとする。次にレールの側面に凹凸があつた場合 Guide roller の contact によつて前後方向の振動を生ずるが、この振動加速度は

$$\ddot{Z} \doteq 8 \pi^2 \frac{(a_e V)^2}{\lambda^3} \tag{4.7}$$

で与えられる (Appendix III 参照)。

以上は普通あまり大きい値にはならないが、電車の速度制御の回路設計を行なう場合の変動外力として、一応 check する必要がある。

完成後の曳行電車の重量は下記のようなつた。

模型曳行電車重量表

台車関係

- | | |
|-----------------------|-------------|
| 1. 台車本体 | 7, 7 0 0 kg |
| (集電塔, 計測器用レール, 足場を含む) | |
| 2. ブレーキ, ガイドローラー等 | 1, 5 0 0 kg |

電気具および油圧ポンプ関係

- | | |
|-----------|-------------|
| 1. 減速電動機 | 2, 2 4 0 kg |
| 2. 速度制御関係 | 1, 4 0 0 kg |

3. 油圧ポンプ関係	6 5 0 kg
4. 電 線	1, 8 0 0 kg
そ の 他	
1. 一 式	5 5 0 kg
計	1 5, 8 4 0 kg

4. 5 電車原動装置

直流発電機は、75 kW, 440 V, 1800 rpm で、この駆動電動機は 95 kW, 4 P, 440 V, 60 c/s, 1800 rpm である。なお速度制御用として 450 c/s の高周波電動機 (220 V, 15 kW, 30 P, 1800 rpm) とその駆動電動機 (11 kW, 4 P, 220 V, 60 c/s, 1800 rpm) を有する。

4. 6 速度制御装置

制御方式は、駆動電動機 4 台を直列に結線して直流発電機と接続し、ワード・レオナード回路を形成する。速度制御は発電機の界磁調整による電圧制御方式によつて行なう。Fig. 21 にその回路図, Fig. 22 に block diagram を示す。次に示す速度変動率をその仕様とした。

- 0.4~3.0 m/sec 0.1% 以下
- 3.0~5.0 m/sec 0.2% 以下

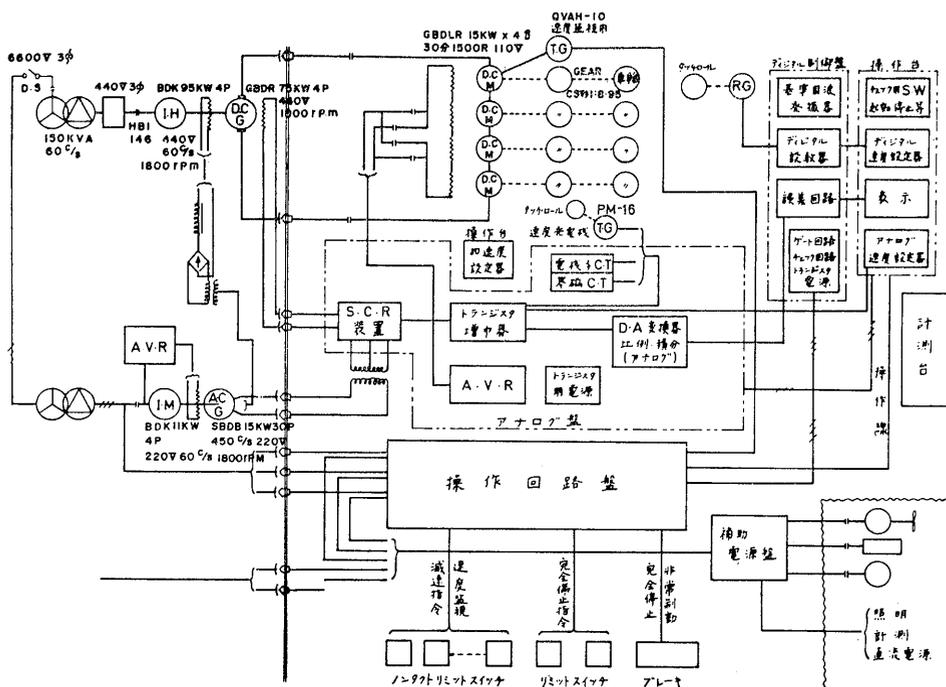


Fig. 21

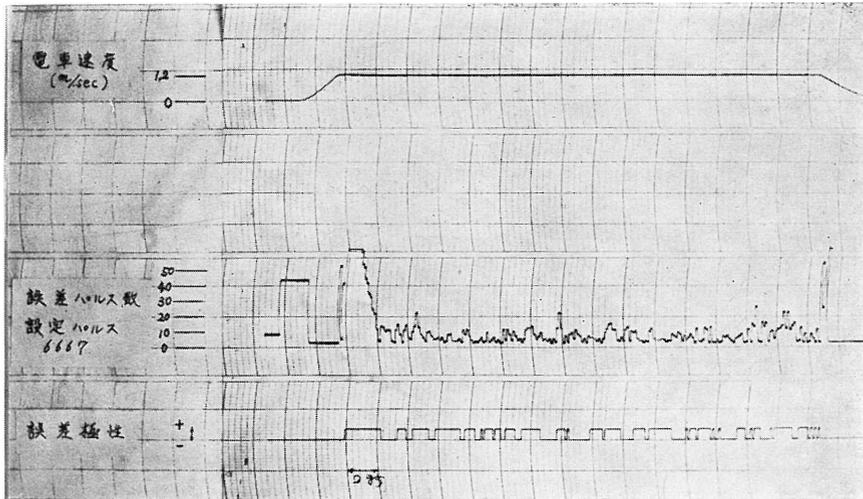


Fig. 23 (a)

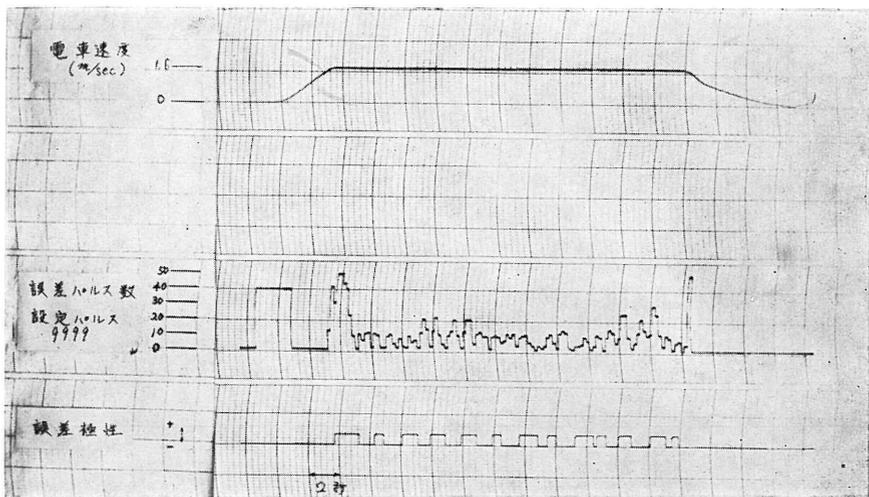


Fig. 23 (b)

個のパルス（速度 range の切換によつて異なる）が得られ、このパルス間隔に基準周波数 100 kc/s のパルスを計数してデジタル速度設定器の設定数値と比較してその差を表示すると共に、誤差回路でアナログ電圧に変換して加減速度設定器の出力とし、指令電圧と速度発電機電圧とが比較され、その差をトランジスタ増幅器、SCR、発電機界磁を通つて電動機にかかる電圧を変化させ、指令電圧と速度発電機電圧が等しくなるように制御している。

この制御系の応答を早くし、安定な精度の高い制御が出来るように、SCR の電源、レオナード発電機の界磁の残留磁束を打消すのに 450c/s を整流して残留磁束打消し用の界磁に加えている。

制御装置には、運転開始前に電気回路の主要部分を check し、正常に動作することが確認された後

でないと電車が動かないようにインターロック回路を設けている。

電車の減速、停止は、押しボタンによる手動操作の外、ノンタクト・リミット・スイッチによつて、自動的に水槽端の適当な位置に停止するようになっている。

加速度は $0.1\sim 0.75 \text{ m/sec}^2$ の範囲で任意に設定することができる。

4. 7 計測用および実験用電源

計測用および実験用電源として次のものが使用できる。

AC $3\phi\sim 220 \text{ V}$

AC $1\phi\sim 100 \text{ V}$

DC $250 \text{ V}, 85 \text{ V}$ (シリコン整流器)

V. 送風台車

Photo. 8 および Fig. 24 に示されるように、幅約 9 m、長さ約 4 m の移動台車と送風機 (軸流, 220 V, 11 kW, $840 \text{ m}^3/\text{min}\times 2$ 台) および長さ 4 m の送風管とからなっている。

吹出口は幅 4 m、高さ 0.4 m で、普通の状態では水面上約 22 cm の位置にある。送風機および Duct は、台車を横方向に移動出来ると共に回転することが出来る。したがつて模型船に真正面からだけでなく、斜方向 (最大約 40°) から送風することが出来る。

Duct は電車の下面に入り込むことが出来るため、電車に連結されて走行する。送風機駆動用電力は、電車からキャプタイヤケーブルにて送風台車上のスイッチボックスに送られる。

また上記ケーブルは 30 m あるので、電車とは別個に切り離して静水面また波浪表面に送風することが出来る。

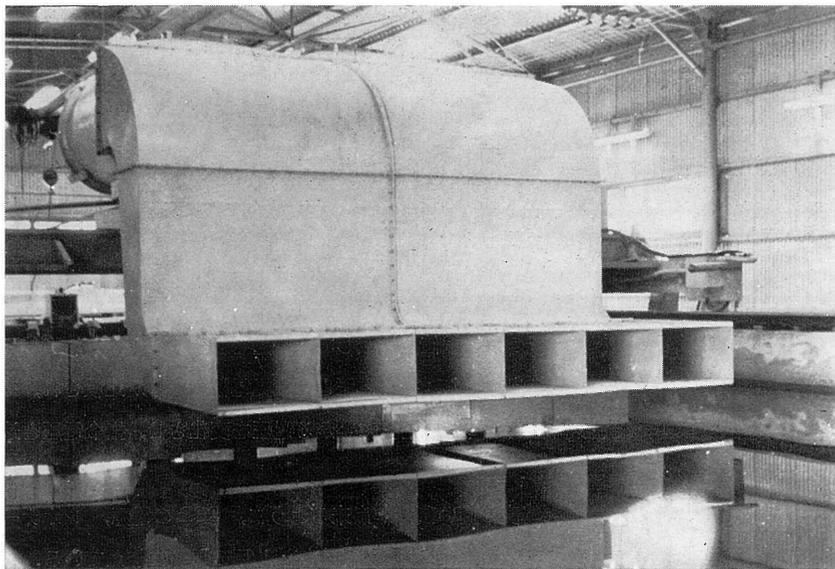


Photo. 8

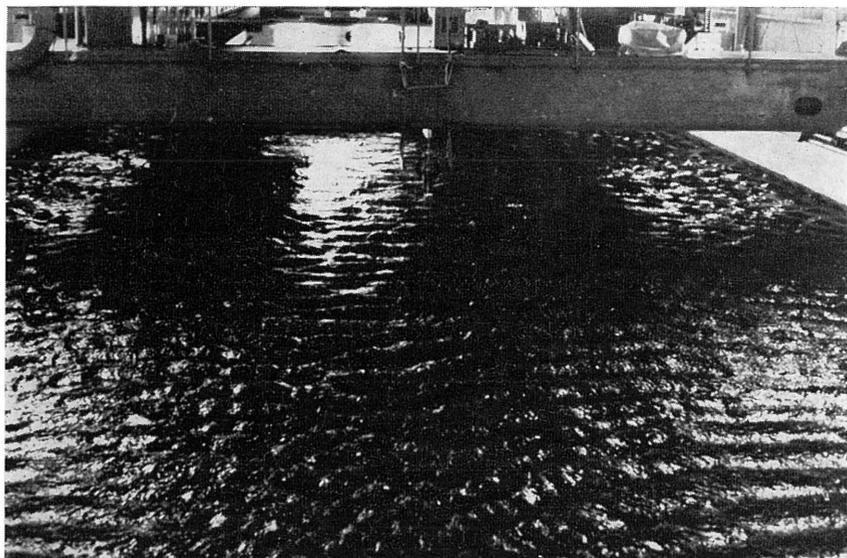


Photo. 9

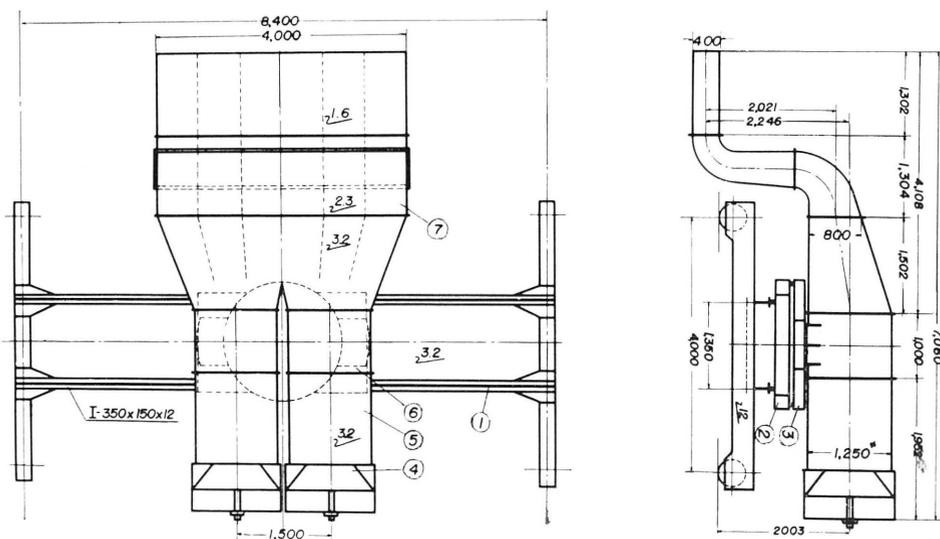


Fig. 24

風速は、送風機後部にある円錐形の風量調節部によって加減される。最大風速は、吹出口で約 20 m/sec である。Photo. 9 は静水面に生じた風浪の写真である。

VI. 諸 設 備

現在用いられている主要な計測器および付属設備は次のようなものである。模型船の抵抗動力計（容

量 20 kg, 三菱造船々型試験場製), 空気圧縮機 (日立, 22 kW), 環動半径計測装置, 伴流計測装置, 容量型波高計, 超音波々高計, Pitch, Heave, Surge 運動計測器, 6 自由度船体運動計測器, 模型船自動操縦装置, 水中撮影装置, Propeller 起振力計測装置, 風速分布計測装置, 自航試験装置, Gyro 式動揺計などがある。

VII. 結 び

以上が海洋災害研究用大水槽の概要である。満 2 箇年に亘る建設中各方面から多大の援助を賜った。元船研の菅四郎部長, 志波久光博士をはじめ船舶技術研究所の方々, 防衛庁の菅野三男部長, 当時三菱造船々型試験場長であつた谷口中博士をはじめ職員の方々には, 施設をみせていただいたり有益な suggestion をいただいたり大変お世話になつた。また船研の荒井能技官からは, 電車の基本計画時に設計資料をいただいたが, 有益な参考資料となつた。

栖原豊太郎博士, 渡辺恵弘博士からは, 懇切な御助言と御注意をいただいた。また本学の松尾春雄名誉教授, 上野敬三教授をはじめ関連教室の教授の方々, および当研究所の所員の皆さんから絶えず激励されまた勇気づけられた。皆様方に厚く御礼申し上げる次第である。

水槽本体および上屋は住友建設 K.K. が工事を行なつた。また造波機, 電車, および送風台車の工作は黒崎工作所, 運転および制御などの電気関係は安川電気研究所の手になるものであり, これら両者の取りまとめは九州機械工業 K.K. が担当した。なおレール敷設工事は江里口製作所, 溶接ならびに setting 指導は三菱造船々型試験場で行なつた。これら各社の献身的な協力に対して, ここに感謝の意を表する次第である。

最後に, 本水槽の建設は文部省特別設備費によるものであり, 建設に当つて終始積極的な援助を惜しまれなかつた文部省をはじめ大学当局の関係各位に, 衷心より感謝するものである。

参 考 文 献

- 1) “栗谷陽一: 長水槽における高節波の生成について” 九州大学応用力学研究所々報, No. 17, 昭和 36 年。
- 2) 田才福造: “Plunger type 造波機の特性” 九州大学応用力学研究所々報, No. 15, 昭和 35 年。
- 3) 田才福造: “船の上下動並びに縦動揺における減衰力および付加質量について” 造船協会論文集, 105 号, 昭和 34 年。

Appendix

I. 車体振動の基礎方程式と境界条件

Fig. 25 に示すように x 軸, y 軸を定め, A-Girder と B-Girder との結合部の剪断力の方向を Fig. 26 のようにとる. 基礎方程式および境界条件は次の通りである.

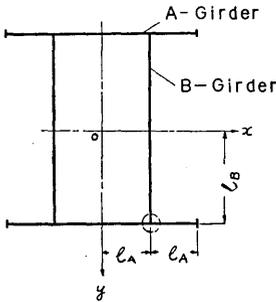


Fig. 25

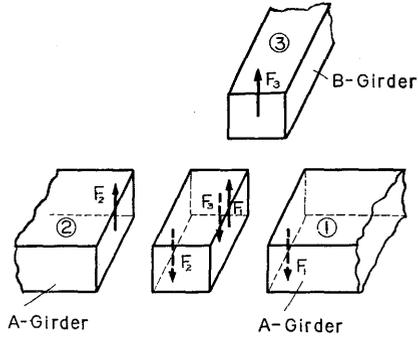


Fig. 26

基礎方程式:

A-Girder $EI_A \frac{\partial^4 z_1}{\partial x^4} + \frac{\gamma_A}{g} A_A \frac{\partial^2 z_1}{\partial t^2} = 0, (l_A < x < 2l_A, y = l_B)$

$EI_A \frac{\partial^4 z_2}{\partial x^4} + \frac{\gamma_A}{g} A_A \frac{\partial^2 z_2}{\partial t^2} = 0, (0 < x < l_A, y = l_B)$

B-Girder $EI_B \frac{\partial^4 z_3}{\partial y^4} + \frac{\gamma_B}{g} A_B \frac{\partial^2 z_3}{\partial t^2} = 0, (x = l_A, 0 < y < l_B)$

境界条件

① $l_A < x < 2l_A, y = l_B$ の範囲

$x = 2l_A$
 $y = l_B$ } で

$z_1 = a_e \sin pt$

$EI_A \frac{\partial^2 z_1}{\partial x^2} = 0$

$x = l_A$
 $y = l_B$ } で

$z_1 = z_2$

$\frac{\partial z_1}{\partial x} = \frac{\partial z_2}{\partial x}$

$EI_A \frac{\partial^2 z_1}{\partial x^2} = EI_A \frac{\partial^2 z_2}{\partial x^2}$

$EI_A \frac{\partial^3 z_1}{\partial x^3} = F_1$

(イ)

(ロ)

② $0 < x < l_A, y = l_B$ の範囲

$$\left. \begin{array}{l} x=l_A \\ y=l_B \end{array} \right\} \text{で} \quad \left. \begin{array}{l} z_1 = z_2 \\ \frac{\partial z_1}{\partial x} = \frac{\partial z_2}{\partial x} \\ EI_A \frac{\partial^2 z_1}{\partial x^2} = EI_A \frac{\partial^2 z_2}{\partial x^2} \\ EI_A \frac{\partial^3 z_2}{\partial x^3} = F_2 \end{array} \right\} \quad (ハ)$$

$$\left. \begin{array}{l} x=0 \\ y=l_B \end{array} \right\} \text{で} \quad \left. \begin{array}{l} \frac{\partial z_2}{\partial x} = 0 \\ EI_A \frac{\partial^3 z_2}{\partial x^3} = 0 \end{array} \right\} \quad (ニ)$$

③ $x=l_A, 0 < y < l^B$ の範囲

$$\left. \begin{array}{l} x=l_A \\ y=l_B \end{array} \right\} \text{で} \quad \left. \begin{array}{l} z_1 = z_2 = z_3 \\ EI_B \frac{\partial^2 z_3}{\partial y^2} = 0 \\ EI_B \frac{\partial^3 z_3}{\partial y^3} = F_3 \end{array} \right\} \quad (ホ)$$

$$\left. \begin{array}{l} x=l_A \\ y=0 \end{array} \right\} \text{で 第一次振動では} \quad \left. \begin{array}{l} \frac{\partial z_3}{\partial y} = 0 \\ EI_B \frac{\partial^3 z_3}{\partial y^3} = 0 \end{array} \right\} \quad (ヘ)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{第二次振動では} \\ EI_B \frac{\partial^2 z_3}{\partial y^2} = 0 \end{array} \right\} \quad (ヘ)'$$

④ $F_2 + F_3 - F_1 = 0$ (ト)

以上の (イ) ~ (ト) までを満足するように基礎方程式を解けばよい。

II. 上下の凹凸による車体の前後方向の振動加速度

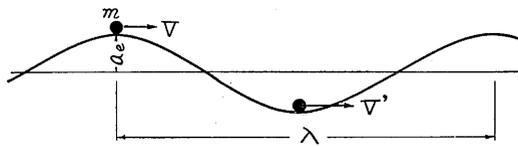


Fig. 27

Fig. 27 に示すように mass m が速度 V から V' に至るまでの時間は

$$\frac{T}{2} \div \frac{\lambda}{2V}$$

V と V' の間の運動エネルギーの増加が、位置のエネルギーの減少に等しいとおき

$$\frac{1}{2} mV'^2 - \frac{1}{2} mV^2 = 2a_e mg \quad \therefore VdV \div 2a_e g,$$

$\frac{T}{2}$ sec で $dV = \frac{2a_e g}{V}$ だけ増大するから加速度の平均は

$$\ddot{Z} = \frac{2a_e g}{V} \cdot \frac{2}{T} = \frac{4a_e g}{\lambda}$$

Ⅲ. レールの左右の凹凸による車体の前後方向の振動加速度

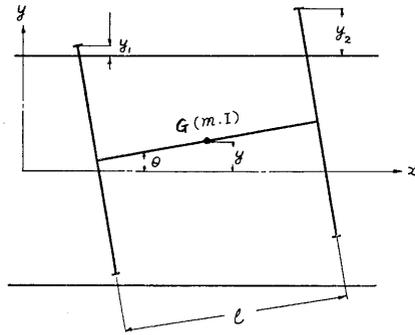


Fig. 28

レールの左右の凹凸を
とする.

$$a_e \sin \omega t$$

$$y_1 = a_e \sin \omega t$$

$$y_2 = a_e \sin (\omega t + \beta)$$

$$\omega = 2\pi \frac{V}{\lambda}, \quad \beta = 2\pi \frac{l}{\lambda}$$

(イ)

$y = \frac{y_1 + y_2}{2}$, $\theta = \frac{y_2 - y_1}{l}$ であるから

$$y = \frac{a_e}{2} \{ \sin \omega t + \sin (\omega t + \beta) \}$$

$$\theta = \frac{a_e}{l} \{ \sin (\omega t + \beta) - \sin \omega t \}$$

(ロ)

(ロ) 式を書きかえて \dot{y} , $\dot{\theta}$ を求めると

$$\dot{y} = a_e \cos \pi \frac{l}{\lambda} \cdot \left(2\pi \cdot \frac{V}{\lambda} \right) \cos \left(2\pi \frac{V}{\lambda} t + \pi \frac{l}{\lambda} \right)$$

$$\dot{\theta} = -\frac{2}{l} a_e \sin \pi \frac{l}{\lambda} \left(2\pi \cdot \frac{V}{\lambda} \right) \sin \left(2\pi \frac{V}{\lambda} t + \pi \frac{l}{\lambda} \right)$$

(ハ)

前と同様にエネルギーの式を利用して解く

$t = 0$ における前進速度 V

$t = \frac{T}{4} = \frac{\lambda}{4V}$ における前進速度 $V' = V + dV$

とすると

$$\frac{1}{2}mV'^2 + \frac{1}{2}m(\dot{y})^2 + \frac{1}{2}I(\dot{\theta})^2 = \frac{1}{2}mV^2 + \frac{1}{2}m(\dot{y}')^2 + \frac{1}{2}I(\dot{\theta}')^2 \quad (二)$$

$$\begin{aligned} m &= (V'^2 - V^2) = m(\dot{y}^2 - \dot{y}'^2) + I(\dot{\theta}^2 - \dot{\theta}'^2) \\ &= m a_e^2 \left(2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2 \cos^2 \pi \frac{l}{\lambda} \left\{ \cos^2 \pi \frac{l}{\lambda} - \sin^2 \pi \frac{l}{\lambda} \right\} \\ &\quad + I \left(\frac{2}{l} a_e\right)^2 \left(2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2 \sin^2 \pi \frac{l}{\lambda} \left\{ \sin^2 \pi \frac{l}{\lambda} - \cos^2 \pi \frac{l}{\lambda} \right\} \end{aligned}$$

$\frac{l}{\lambda} = n$ (n は整数) の時には

$$V'^2 - V^2 = \left(a_e 2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2 \quad \therefore dV = \frac{\left(a_e 2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2}{2V} \quad (ホ)$$

$\frac{l}{\lambda} = \frac{n}{2}$ の時には

$$m(V'^2 - V^2) = I \left(\frac{2}{l} a_e\right)^2 \left(2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2 \quad \therefore dV = \frac{I \left(\frac{2}{l} a_e\right)^2}{2V} \left(2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2 \quad (ヘ)$$

(ヘ) 式において $I = K^2 m$ とおくと

$$dV = \frac{\left(a_e 2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2}{2V} \cdot \left(\frac{K}{2}\right)^2$$

$\frac{K}{l} < 1$ であるから (ホ) 式だけを考えればよい。

$\frac{T}{4}$ sec で速度が dV だけ増加するので、加速度の平均は

$$\ddot{Z} = \frac{\left(a_e \cdot 2\pi \frac{V}{\lambda}\right)^2}{2V} \frac{4V}{\lambda} = 8\pi^2 \frac{(a_e V)^2}{\lambda^3} \quad (ト)$$

(昭和 41 年 12 月 15 日 受理)