

# 起重機船吊杵制振装置

今 関 正 典 機械鉄構事業本部鉄構事業部開発部  
 牟田口 勝 生 機械鉄構事業本部鉄構事業部開発部 課長  
 岩 崎 到 技術本部技術研究所機械鉄構開発部  
 谷 田 宏 次 技術本部技術研究所機械鉄構開発部 部長 工学博士

## Damper to Stabilize Load Suspended from Floating Crane

IMAZEKI Masanori, MUTAGUCHI Masao  
 IWASAKI Itaru, TANIDA Koji

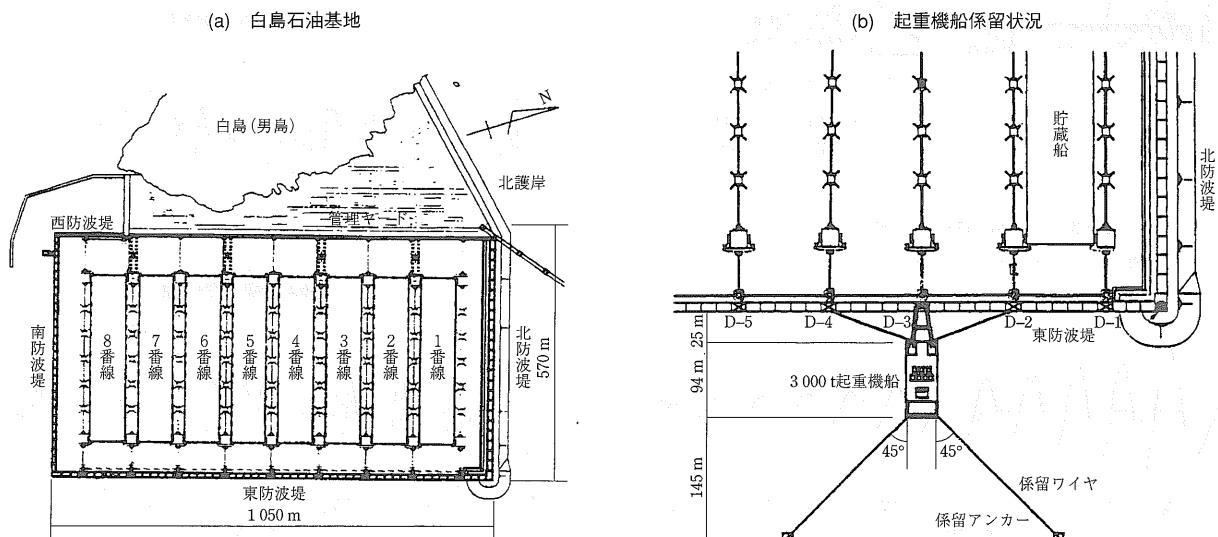
An oscillation damping system has been developed for use on the sling frame of the hook of a 3 000 t crane barge to handle caissons in the construction of the Shira-Shima Petroleum Depository. The system uses control logic for the feedforward mode to counter the combined oscillation of rolling of the barge and pendulum motion of the sling frame. The new damper system has been proved to almost halve the combined oscillation amplitude in tests using a floating crane.

キーワード：制御，起重機船吊荷，フィードバック，フィードフォワード，振動制御，制振装置

### 1. 緒 言

白島石油備蓄基地における大型起重機船を用いたケーソン玉掛け作業(第1図)は、波浪による船体動揺が大きくなると困難になるため、作業を中断または実施できなくなる事態が生じる<sup>(1)</sup>。この問題を解消するため起重機船吊荷の動揺低減のための能動型制振装置<sup>(2)</sup>の開発を行った。装置の開発に当たり実船の波浪中動揺計測を行い、吊荷の動

揺メカニズムを解明し、吊荷に能動型制振装置を設置することによる動揺低減効果について理論的検討を行った<sup>(3)</sup>。さらに能動型制振装置の効果を確認するため、約1/40の起重機船模型による水理実験を実施した<sup>(4)</sup>。能動型制振装置の実機製作後、工場での装置単体性能試験および据付け後の制振効果確認試験を行い、目標どおりの高い性能を確認できたので以下に紹介する。



第1図 白島石油基地  
 Fig. 1 Shira-shima Petroleum Depository

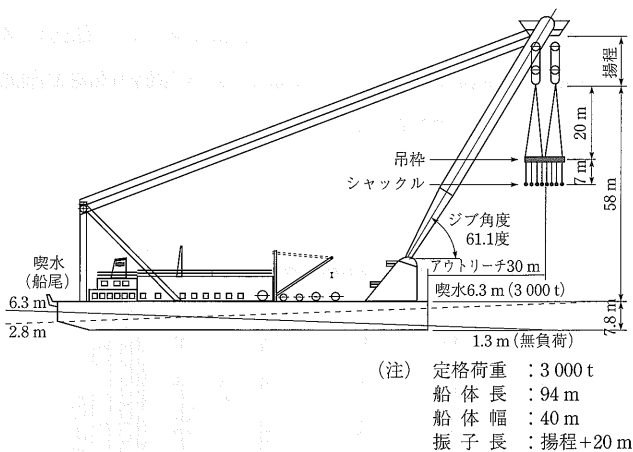
## 2. 起重機船の動揺計測

### (1) 計測方法

1995年5月の5番貯蔵船入船時のケーソン開閉作業時に、吊ワイヤがケーソンに連結されていない状態において、起重機船および吊枠の波浪中での動揺計測を行った。対象起重機船の主要目を第2図に示す。計測の方法は、船体に設置したジャイロ計により縦揺れ・横揺れの角度、サーボ型加速度計により船体重心近傍位置の上下、前後・左右およびねじれ加速度を同時計測した。その他、基地北側に位置する定点観測施設において波浪観測も実施した。さらにジブ先端で支持された吊枠、ワイヤの振り子系としての単体動揺特性を把握するため、吊枠位置をケーブルを介してウインチで引張った後、自由振動させることにより固有周期、減衰比を測定した。

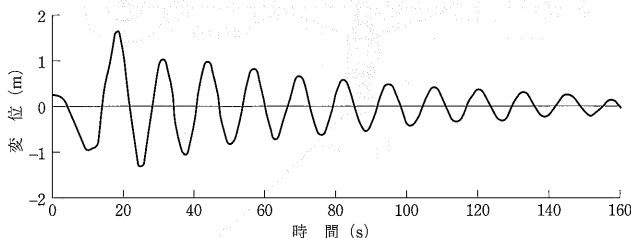
### (2) 計測結果およびその考察

吊枠をワイヤで引張り、その後自由振動させたときの時刻歴波形を第3図に示す。この波形を分析することにより、吊枠の振り子系としての固有周期は12.7 s、減衰比は約2.7%の値が得られた。また、起重機船ワイヤをケーソンに連結直前の状態における波浪中での



第2図 大型起重機船の概念図

Fig. 2 Floating crane arrangement

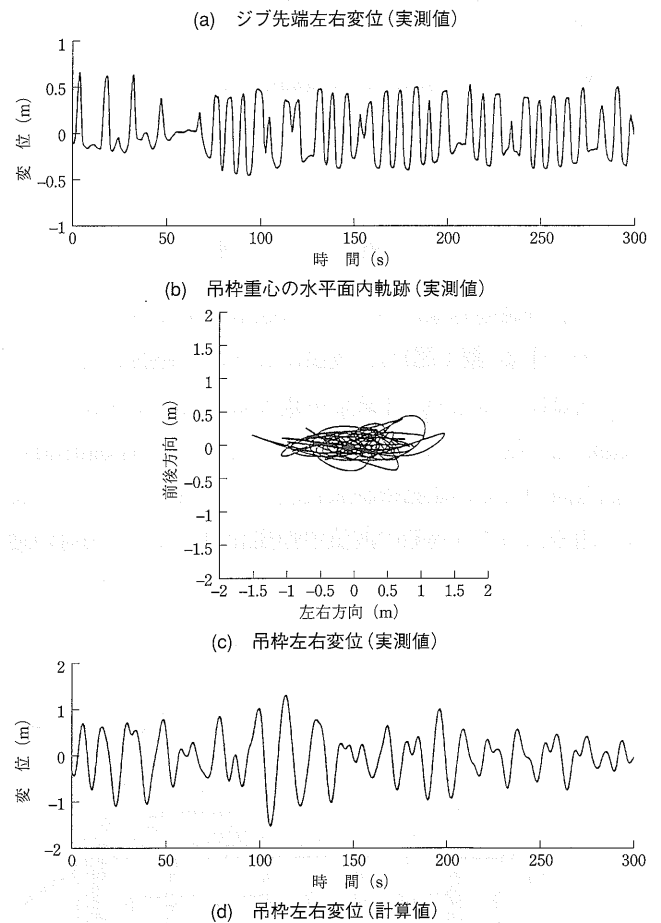


第3図 吊枠の自由振動

Fig. 3 Free pendulum motion of sling frame

吊枠重心位置の水平変位300 s間の時刻歴波形として一例を第4図-(a)~(c)に示した。同図においてジブ先端変位は、その部分に直接センサを設置できなかったため、船体重心位置での動揺角および上下、左右、前後加速度の記録波形をもとに計算により求めた。また吊枠重心位置での変位波形は、加速度記録波形から数値積分により求めたものである。計測時の気象および海象条件をつぎに示す。

吊枠状態	ケーソン吊直前
平均風速	1.7 m/s
最大風速	2.6 m/s
風向(定点観測)	南
波方位(定点観測)	北
定点観測有義波高( $H_{1/3}$ )	0.76 m



第4図 実測結果およびシミュレーション計算値との比較

Fig. 4 Simulation results compared with measured data

- 定点観測有義波周期 ( $T_{1/3}$ )      6.3 s
- スペクトル分析ピーク波周期      6.8 s
- 起重機船近傍有義波高 ( $H_{1/3}$ )      0.35 m
- 起重機船近傍有義波周期 ( $T_{1/3}$ )      6.3 s

これらの計測結果により、つぎのことが明らかになった。

- a) ジブ先端の左右揺れの周期は7～8 s程度で、これは後述のごとく、吊荷状態での船体横揺れの固有周期にはほぼ一致している。
- b) 吊枠の左右方向変位は最大±1.5 mであり、ジブ先端とはほぼ同じ周期成分で動揺している。
- c) 吊枠の前後方向の変位は、左右方向に比べて約1/3以下で比較的小さい。さらに吊枠のねじれの影響はほとんど無視できる程度である。

以上の結果により、波浪中で船体が固有周期で横揺れし、ジブ先端の左右方向変位が強制外乱としてワイヤに作用し、吊枠が主として左右方向に振り子運動していることが判明した。

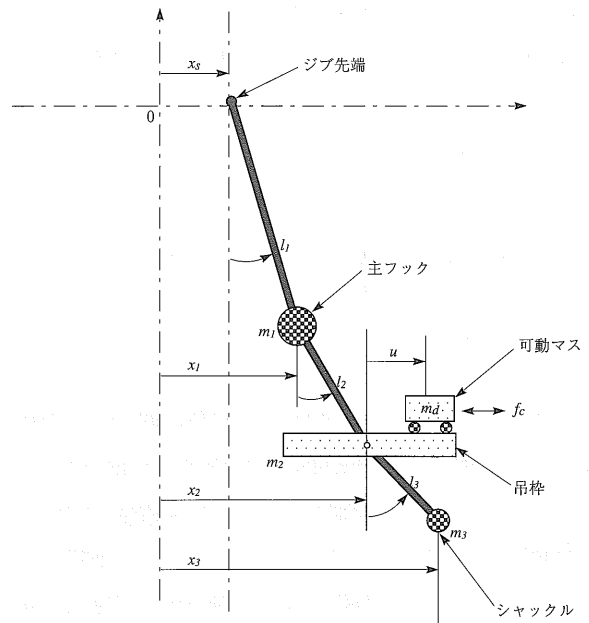
### 3. 起重機船および吊枠の動揺特性解析

吊枠の動揺特性および能動型制振装置を設置した際の制御効果を検討するための計算モデルを、第5図に示す。モデルは振り子系を主フック、吊枠および吊金具(シャックル)の3自由度系に置き換え、船体との連成影響を無視して、起重機船のジブ先端位置で強制左右変位  $x_s$  が与えられるものとした。能動型制振装置は吊枠の台上に設置するものとし、吊枠の動揺を検知することにより装置の制振体を左右方向に最適にスウィングさせ、慣性反力を利用して吊荷の動揺を低減する方式について検討する。実船計測結果によると吊枠の水平面内の動揺は左右方向が前後方向の3倍であるため、制振対象は左右方向のみとした。このとき第5図の計算モデルに対する運動方程式は以下のとおりである。

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F - F_c \dots\dots\dots(1)$$

ただし、

$$\begin{aligned}
 X &= [x_1, x_2, x_3]^T \\
 M &= \text{diag.}(m_1, m_2, m_3) \\
 C &= \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \\
 K &= \begin{bmatrix} \tilde{m}_1 \omega_1^2 + \tilde{m}_2 \omega_2^2 & -\tilde{m}_2 \omega_2^2 & 0 \\ -\tilde{m}_2 \omega_2^2 & \tilde{m}_2 \omega_2^2 + \tilde{m}_3 \omega_3^2 & -\tilde{m}_3 \omega_3^2 \\ 0 & -\tilde{m}_3 \omega_3^2 & \tilde{m}_3 \omega_3^2 \end{bmatrix} \\
 F &= [c_1 \dot{x}_s + m_1 \omega_1^2 x_s, 0, 0]^T \\
 F_c &= [0, f_c, 0]^T \\
 \omega_i^2 &= g/l_i, \tilde{m}_i = \sum_j m_j \quad (i=1 \sim 3)
 \end{aligned}$$



第5図 起重機船吊枠および制振装置の計算モデル  
Fig. 5 Mathematical model to analyze sling frame oscillation

(4)式において  $M, C, K$  は振り子系の質量、減衰、剛性マトリックスを表し、 $X$  は各質点の絶対変位、 $F$  はジブ先端から入力される等価外力ベクトルを表す。また  $f_c$  は制振装置を作動することにより発生する作用力を表し、制振体の質量を  $m_d$  吊り枠に対する相対変位を  $u$  とすると、

$$m_d(\ddot{x}_2 + \ddot{u}) = f_c \dots\dots\dots(2)$$

の関係がある。またアクチュエータはACサーボモータを用いるものとし、制振体に対し変位制御系を構成する。このときの制振体の機構も含めたサーボモータ系の動特性を次式に示す2次遅れ系で近似する。

$$\ddot{u} + 2\xi_m \omega_m \dot{u} + \omega_m^2 u = \omega_m^2 \tilde{u} - \ddot{x}_2 \dots\dots\dots(3)$$

ただし、 $\tilde{u}$  : 変位指令値

$\omega_m, \xi_m$  : サーボ系の固有角振動数, 減衰比

(2)式を(1)式に代入して  $f_c$  を消去し、 $X_a = [X, u]^T$  として、(3)式も含めたシステム全体の運動方程式は次式の形に書き換えられる。

$$M_a \ddot{X}_a + C_a \dot{X}_a + K_a X_a = F_a + B_a \tilde{u} \dots\dots\dots(4)$$

ただし、 $F_a = [F, 0]^T$   
 $B_a = [0, 0, 0, \omega_m^2]^T$

これより  $X = [X_a, \dot{X}_a]^T$  とおけば、(3)式は次式の形に書き換えられる。

$$\dot{X} = A\tilde{X} + B\tilde{u} + W \dots\dots\dots(5)$$

ただし、

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M_a^{-1} K_a & -M_a^{-1} C_a \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ M_a^{-1} B_a \end{bmatrix} \\
 W &= \begin{bmatrix} 0 \\ M_a^{-1} F_a \end{bmatrix}, I : \text{単位マトリックス}
 \end{aligned}$$

(5) 式のシステムに対し、以下のような出力フィードバック  $\tilde{u}_b$  およびフィードフォワード制御<sup>(3)</sup>  $\tilde{u}_f$  を施すものとする。

$$\tilde{u} = \tilde{u}_b + \tilde{u}_f \dots \dots \dots (6)$$

ただし、

$$\tilde{u}_b = k_{b1}x_2 + k_{b2}\dot{x}_2 + k_{b3}u + k_{b4}\dot{u}$$

$$\tilde{u}_f = k_{f1}x_s + k_{f2}\dot{x}_s$$

$k_b, k_f$  : フィードバックおよびフィードフォワードゲイン

すなわちフィードバック制御では吊桝位置での左右変位、速度および可動マスの相対変位、速度信号を用いるものとし、フィードフォワード制御ではジブ先端位置での左右変位、速度信号を用いる。通常のフィードバック制御に上述のフィードフォワード制御を加えた理由は、実船での振り子系の固有周期が約 12 s であるのに対して、波浪中における吊桝動揺は船体固有周期である 7 s 付近の成分が卓越した強制振動の影響が大きい。このため、振り子系に減衰を付与するフィードバック制御だけでは制振効果が不十分なためである。(6) 式に示すフィードバックゲイン  $k_b$  は、3 自由度振り子系を吊桝位置での等価な 1 自由度系に低次元化することにより、LQ 制御理論を用いて決定した。またフィードフォワードゲイン  $k_f$  は、(4) 式において外乱相殺の手法を用いて制御力  $f_c$  が過大とならない範囲で

$$B_a \tilde{u}_f \doteq -F_a \dots \dots \dots (7)$$

となるように数値シミュレーションにより決定した。

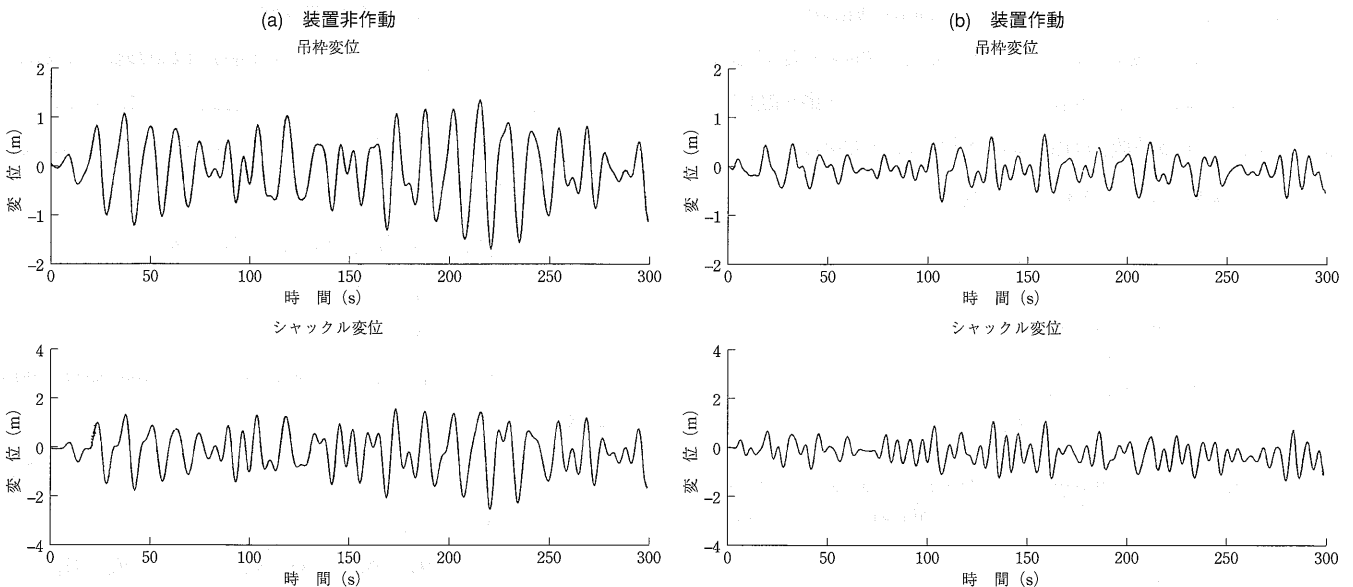
以上の計算法に基づき、制振装置設置前の場合の吊桝左右変位の計算値と実船実測値との比較を第 4 図-(c), (d) に

示した。計算値はジブ先端の左右変位の実船実測値を強制変位として入力したものである。この結果、計算値と実測値はほぼ良好な一致を示していることがわかる。第 4 図の実船稼働状況に対して、制振装置を作用した場合の吊桝および吊ワイヤ先端のシャックル位置での左右変位応答計算値を第 6 図に示した。装置制振体は吊桝位置での 1 次モデル質量の約 20% の 35 t (装置総重量 : 60 t) と設定した。また、シャックル  $m_3$  の等価質量は 15 t,  $l_3=7.0$  m とし、制振なしの場合の吊桝 1 次固有周期を 12.7 s, 減衰比 0.03 とした。制振装置の仕様は、装置が作用することにより現場作業をより安全で安易とするため、吊桝の動揺を 1/3 に低減することを目標にし、制御のフィードバックおよびフィードフォワードゲインを決定した。外乱に相当するジブ先端左右変位は第 4 図-(a) の実測値を入力して計算した。第 6 図の結果から、装置を作用することにより、吊桝変位が 1/2 ~ 1/3 に低減し、ほぼそれに比例して作業上重要なシャックル位置での変位も低減できることが計算上確認された。

#### 4. 起重機船および能動型制振装置模型による水理実験

##### (1) 実験方法

第 3 章で述べた吊桝の動揺特性および能動型制振装置を設置した際の制御効果を検証する目的で、以下の水理実験を当社技術研究所運動性能水槽(長さ : 70 m, 幅 : 30 m, 水深 : 3 m)において実施した。起重機船は 1/38.06 の箱型の縮尺模型であり、長さ : 2.47 m (94 m), 幅 : 1.05 m (40 m), 喫水 : 0.1 m (3.8 m), 排水



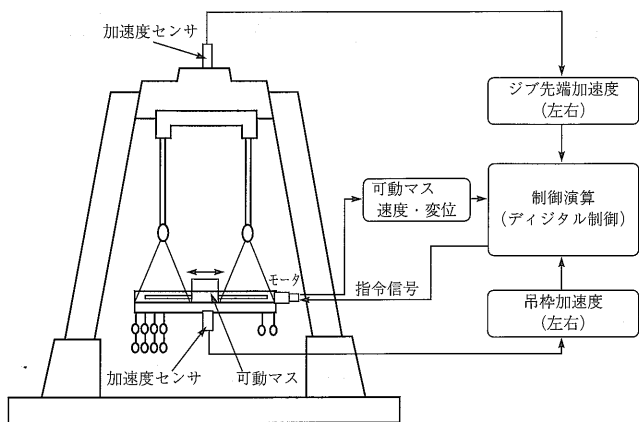
第 6 図 制振効果シミュレーション計算結果

Fig. 6 Simulation results for damper actuation effect

量：260 kg (14 645 t), 重心高さ：0.13 m (11.8 m) である。ここに括弧内の数字は実船の値を示す。この箱型模型にクレーンのジブ模型を取り付け、ジブ先端からワイヤにより吊枠模型を吊り下げた。制振装置模型の制振体はリニアガイド上を水平方向に移動でき、ボールネジを介して AC サーボモータにより駆動する機構とし、吊枠の上面に設置した。制振体の質量は 3.4 kg であり、装置支持台も含む吊荷に対する有効重量比は 20% であり、実機の場合と等しく設定した。第 7 図の制御ブロック図に示すように、吊枠上に取り付けた加速度計およびモータのパルスジェネレータ信号により、それぞれ吊枠および制振体の左右方向変位、速度をフィードバックした。またフィードフォワード制御信号としてはジブ先端の左右方向に取り付けた加速度信号を用いた。これらの制御信号をもとに DSP (Digital Signal Processor) を用いたデジタル演算器により、制振体の変位指令信号を AC サーボモータに出力した。そのほか起重機船の動揺は、模型の重心に取り付けた機械式動揺計測装置を用い、ジブ先端および吊枠の水平変位は非接触光学式センサでも計測した。規則波中試験では波高一定 (実機 0.375 m 相当)、波周期 4 種類 (6, 7, 8, 9 s 相当) とし、不規則波中試験では有義波高 0.76 m, 有義波周期 6, 7 s の 2 種類 (いずれも実機換算) とした。波の入射角は規則波中試験の場合 90 度 (横波) と 45 度 (斜め追波), 不規則波中試験の場合は 90 度とした。

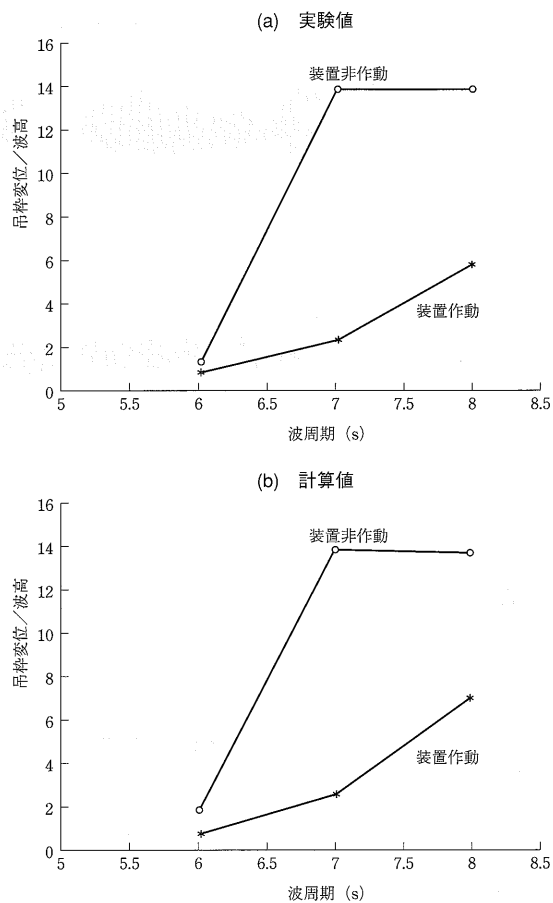
(2) 試験結果と計算値の比較

能動型制振装置の制御効果に対する計算値と実験の比較を行い、規則波中および不規則波中試験において得られた吊枠水平変位の制御あり、なしの比較を第 8



第 7 図 制御ブロック図

Fig. 7 Block diagram of damper control system



第 8 図 吊枠制振効果の実験値と計算値の比較

Fig. 8 Damper performance for sling frame: Comparison of simulation results and model tests

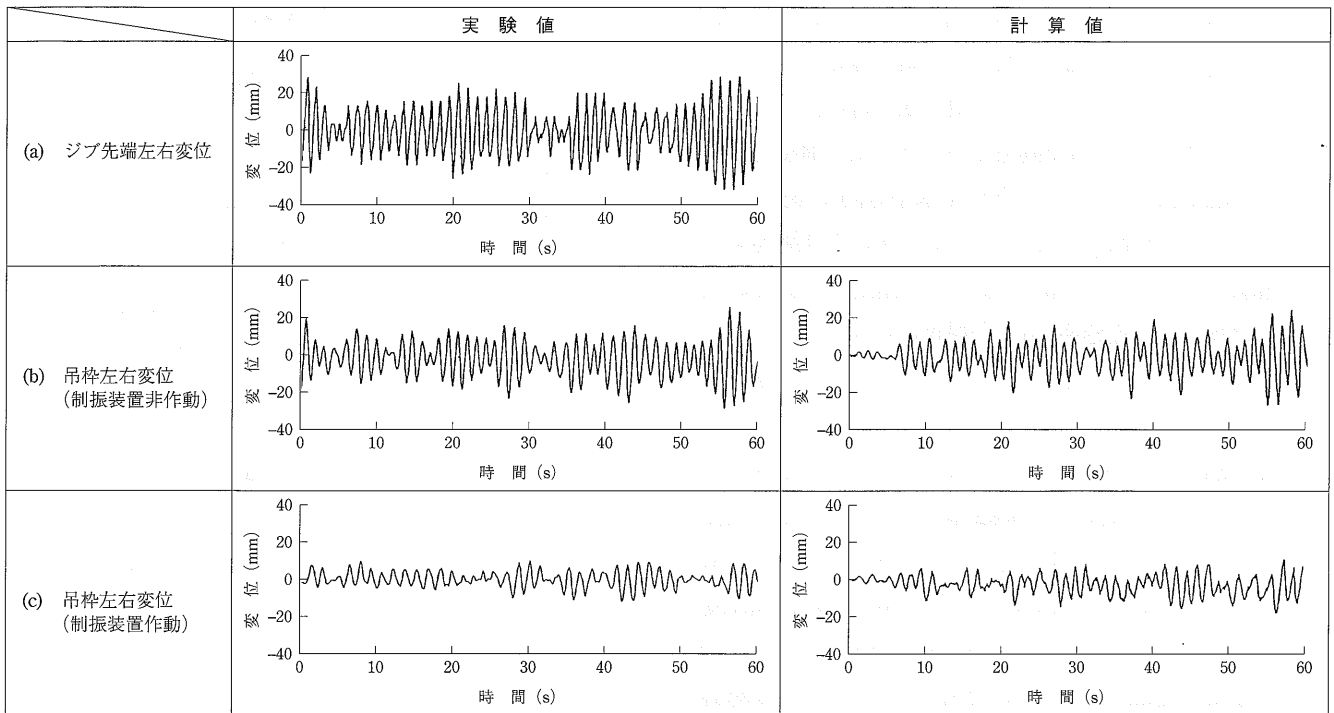
図および第 9 図に示した。第 8 図からわかるように装置を作動することにより、吊枠の水平変位は規則波中の場合、船体の横揺れ固有周期である波周期 7 s 付近では約 1/5 に低減している。一方、不規則波中の場合、制振効果は規則波中に比べて若干低下するが、装置を作動することにより吊枠左右変位は 1/3 ~ 1/2 以下に低減しており、理論計算値ともほぼ良好な一致を示している。第 9 図に示すように不規則波中での吊枠左右変位の時刻歴応答も制振装置作動/非作動ともに計算と実験がよく一致することが検証された。

5. 大型起重機船吊枠用制振装置

第 10 図および第 11 図に大型起重機船吊枠用制振装置の全体を示す。本装置の基本仕様は以下のとおりである。

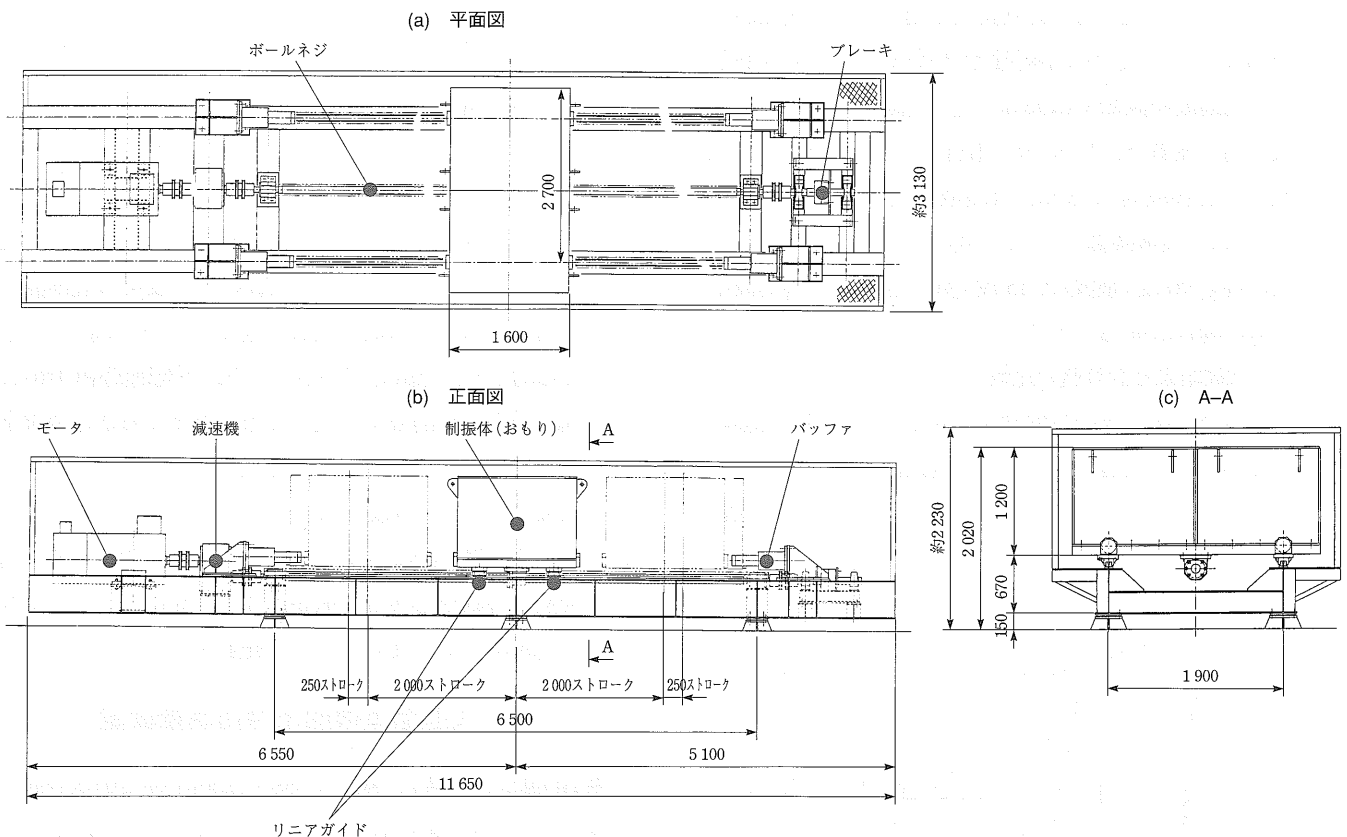
- 制振体重量 35 t
- 有効ストローク ±2.0 m
- 最大速度 2 m/s
- 電動機出力 132 kW

誘導電動機にて発生される駆動力は減速機およびボール



第9図 不規則波中での吊棒時刻歴応答—実験値と計算値の比較

Fig. 9 Time series response of sling frame motion in irregular waves: Comparison of simulation results and measured data



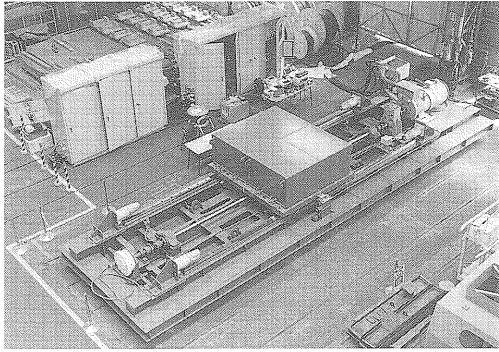
第10図 制振装置の構造 (単位: mm)

Fig. 10 Structure of mass damper system (unit: mm)

スクリューを介し、リニアガイドにて支持された制振体にて伝達される。その他、安全装置として制振体を停止させるディスクブレーキ、左右の振幅限、非常振幅限を検出する

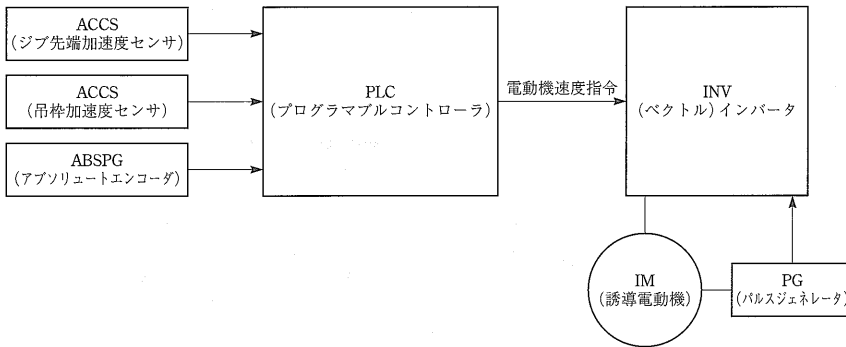
リミットスイッチおよび装置暴走時の衝撃を吸収するエンドバッファを設置した。

制御システムとしては第12図にそのシステム系統図を示



第 11 図 制振装置本体

Fig. 11 Main unit of mass damper system



第 12 図 制振装置システム系統図

Fig. 12 System diagram of mass damper system

す。電動機は速度制御は大容量モータにおける速度制御性能の高いベクトルインバータを使用した。制御コントローラとしては保守性、信頼性、メンテナンス性の向上を考慮し、汎用の PLC (Programmable Controller) を採用し、100 Hz のサンプリング周波数にて制御プログラムを実行できるようにした。制御ブロック構成は「シーケンス制御部」, 「ジブ先端の速度・変位演算部」, 「吊枠の速度変位演算部」, 「緩起動/停止ランプ関数発生部」, 「制御演算部」からなる。ジブ先端および吊枠に据え付けられた加速度センサ信号を積分することにより速度および変位を演算する。また、制振体の位置および速度については電動機軸に取付けられたアブソリュートエンコーダから検出した。制振体の位置制御はインバータのもつ速度制御ループに位置制御ループとして比例制御ループを重ねた多重ループ系を構成した。また、AGC (Auto Gain Controller) および変位リミッタを制振コントローラ出力段に配置

し、コントローラからの過大な出力を抑制し、限定された装置振幅内において制振体を正常に作動できるようにした。また、装置の起動時および停止時に滑らかな起動停止を行えるよう緩起動停止機能を付加した。その他、制振体加速度と吊枠速度から装置の制振状態を推定し、装置が吊枠を加振した場合警報を発する機能として逆加振検出機能を付加した。

## 6. 制振装置工場試験

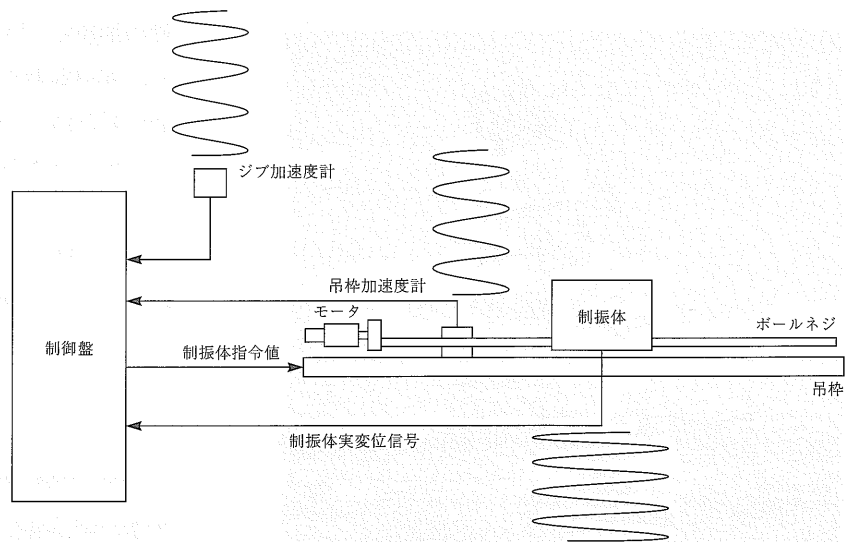
装置完成後現地据え付け工事に先立って工場試験を行った。

試験は完成された制振装置が理論どおりの正常な挙動を示すことを確認することを目的とし、第 13 図に示すように制御装置のジブ加速度および吊枠加速度入力点に擬似信号として正弦波を入力し、実際に制振体を駆動させ、その変位を実測した。第 14 図に代表的な試験結果を示す。これより制振体変位の実測値と計算値は良

好な一致を示し、装置の制御系および制振体駆動系はほぼ理論どおりの動的挙動を示すことが確認された。

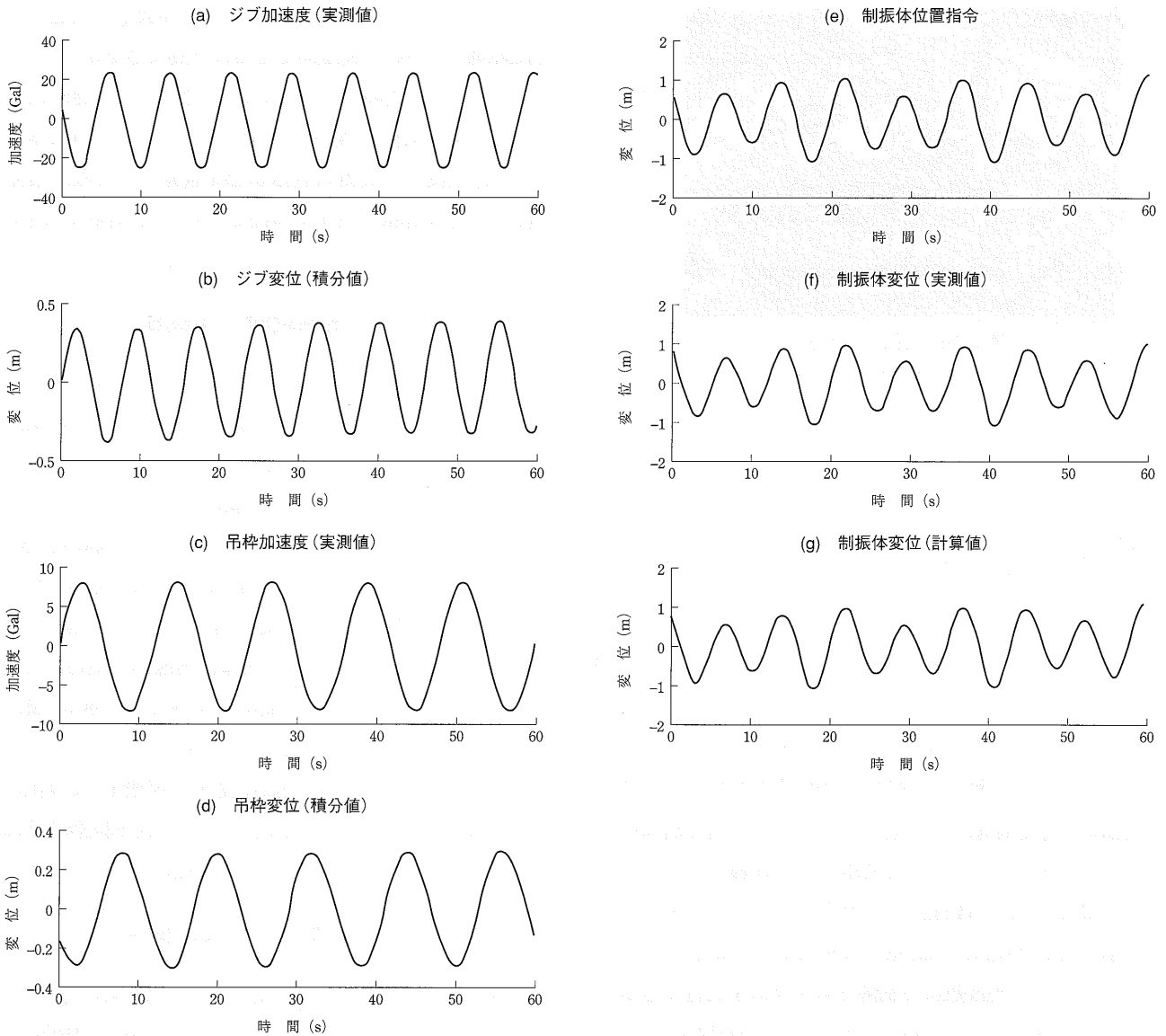
## 7. 実機による実証試験

1996年5月7日～14日の間、白島石油備蓄基地の7番船入船に際して、起重機船「第28吉田号」の吊枠に制振装置を設置し(第15図)、その制振効果を確認した。計測はジブ先



第 13 図 制振装置単体試験・信号図

Fig. 13 Arrangement for independent testing of mass damper systems: Signals detected for measuring performance



第 14 図 擬似信号入力による制振体応答

Fig. 14 Damper mass response by inputting simulated signals



第 15 図 起重機船全景 (制振装置設置状態)

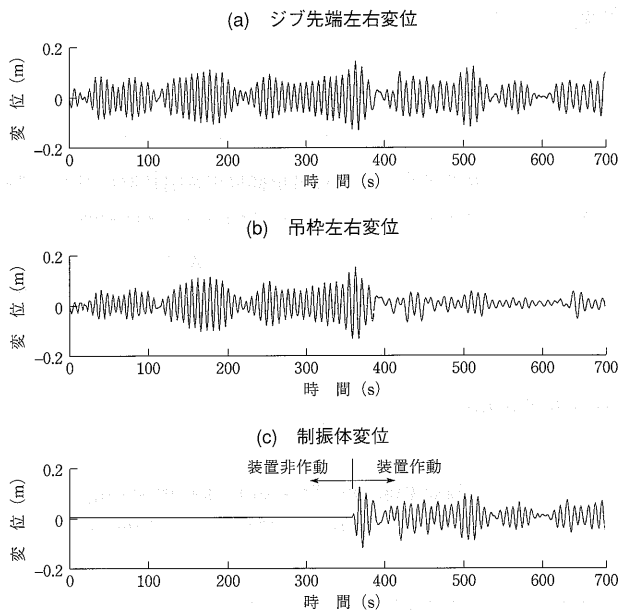
Fig. 15 Floating crane equipped with mass damper

端の加速度, 吊桙加速度, 制振体変位, 船体横揺れ角(ロール), 船体縦揺れ角(ピッチング)とした。また制振効果を確認するために, ジブ先端および吊桙加速度を2回積分し, ジブ先端と吊桙変位を記録した。第16図にその代表的な結果を示す。その結果, 波浪中での吊桙左右変位は最大で約 $\pm 0.5$  m程度発生したが, 制振装置を作動することにより, 約 $1/2 \sim 1/3$ に低減し, ほぼ目標どおりの制振効果が得られた。

## 8. 結 言

白島石油備蓄基地での大型起重機船によるケーソン移動作業の安全確保および効率の向上を目指して開発した起重機船吊桙制振装置について, その開発の経緯と効果について述べた。





第 16 図 波浪中の装置作動，非作動の比較

Fig. 16 Oscillation in sea waves: Comparison of cases with and without mass damper

本工事によって得られた主要な成果は以下のとおりである。

- (1) 実船計測により，吊杵の水平動揺は主として波浪中における起重機船の横揺れ同調の影響によるものであり，吊杵の水平方向が，前後方向に比べて約 3 倍変位しており支配的であることが明らかとなった。
- (2) 起重機船および吊杵の波浪中での動揺特性の理論計算法を導き，この結果，吊杵上に能動型制振装置を設置することにより，対象となる吊杵の左右変位を約 1/2 ~ 1/3 に低減でき，シャックルの揺れも吊杵のそれにほぼ比例して低減することを示した。その際にはジ

ブ先端位置での動揺を検知することによるフィードフォワード制御が有効であることを明らかにした。

- (3) 能動型制振装置の制御効果を明らかにするため，縮尺 1/40 の起重機船模型を用いて，規則波および不規則波中における水理実験を行った。この結果，理論計算と実験値はほぼ良好な一致を示し，目標どおりの制御効果が得られることを確認した。
- (4) 白島石油備蓄基地における実船による試験においても，模型実験と同様に高い制御効果が得られ，その有用性を実証した。

## 参 考 文 献

- (1) 鍛冶壮吉，宮本好英，桑原正博，松尾和男：沖合洋上建設工事における起重機船動揺低減対策実証試験 九州技報 No.18 1995年 pp.54-68
- (2) 谷田宏次：長大構造物へのアクティブ制振技術の適用状況 日本造船学会誌 第117号 1994年 pp.62-67
- (3) 野波健蔵，西村秀和：フィードフォワード制御による多自由度構造物の外乱相殺制御 土木学会 振動制御コロキウムPARTB 1991年 pp.265-272
- (4) 鍛冶壮吉，宮本好英，谷田宏次ほか：大型起重機船吊り荷の能動型制振装置の開発 土木学会論文集 No.549/I-37 1996年10月 pp.149-158

## — 謝 辞 —

本技術の開発にあたり，多くの指導とご協力を受けた白島石油備蓄株式会社の関係各位のご厚誼に対し，深く感謝いたします。