

## ファン推力を用いたクレーン吊荷の振れ止め制御機構の開発

## DEVELOPMENT OF ANTI-SWAY CONTROL MECHANISM FOR SUSPENDED CRANE LOAD USING FAN THRUST

石田 琢志\*<sup>1</sup>, 市村 元\*<sup>2</sup>, 山内 博史\*<sup>1</sup>, 稲井 慎介\*<sup>1</sup>, 鈴木 信也\*<sup>2</sup>, 仁田 佳宏\*<sup>3</sup>  
Takushi ISHIDA, Hajime ICHIMURA, Hiroshi YAMAUCHI, Shinsuke INAI,  
Shinya SUZUKI and Yoshihiro NITTA

The development of automation technology for crane operations has been vigorously pursued to improve labor shortages, productivity and safety. One of the issues that we are required to solve for automation of crane operations is controlling sway to suppress residual vibrations of the suspended load at the target position to shorten the cycle time of lifting operations. This paper presents summaries of a sway control mechanism using fan thrust and its control effect.

**Keywords :** Crane, Automation, Anti-sway control, Fan thrust, Bang-Bang control  
クレーン, 自動化, 振れ止め制御, ファン推力, Bang-Bang 制御

## 1. はじめに

労務不足の改善や生産性・安全性の向上を目指し、クレーン作業に関する自動化技術の開発が精力的に行われている<sup>1)</sup>。クレーン作業の自動化に向けた課題の1つに、揚重作業のサイクルタイムの短縮化のための、目標位置における吊荷の残留振動の抑制(振れ止め制御)が挙げられる。

クレーン吊荷の振れ止め制御に関する研究は古くから行われており、例えば、大音ら<sup>2)</sup>はクレーンの熟練オペレータの旋回操作技術に着目し、オペレータの操作を力学的に表現した制御手法を構築するとともに、その有効性をシミュレーションおよび模型実験により報告している。また、日野ら<sup>3)</sup>はトラッククレーンを対象に、旋回および起伏操作において生じる吊荷の振れをファジー制御により抑制する手法を提案し、シミュレーションおよびモデル実験によりその妥当性を示している。一方で、栗本ら<sup>4)5)</sup>はこれら従来の振れ止め制御がフィードバック制御に基づいたものであるのに対し、システムのコストや故障のリスクなどの点からフィードバック制御は現場での適用に不向きであるとしてオープンループでの制御手法を提案し、シミュレーション解析によりその有効性を報告している。

しかしながら、いずれの振れ止め制御もクレーン操作のみでこれを達成しようとするものであり、実際のクレーン作業下においては、旋回時の慣性力や遠心力に加え、風による風圧力などの外乱が吊荷には作用し、そのダイナミクスは複雑なものとなる。そのため、クレーン操作に加えて、吊荷側でも制御を行うことが吊荷の振れを抑

制する上でより効果的と考えられるが、そうした制御を試みた実適用の事例は筆者らの知る限りでない。

そこで筆者らは、クレーン操作による振れ止め制御を補完するハイブリッドな機構として、吊荷側の状態量を直接的に検出し、それを同じく吊荷側に設けたダクトファン<sup>6)</sup>の推力にフィードバックすることで吊荷の振れを抑制する制御機構の開発を行った<sup>7)</sup>。本論文では、開発した制御機構の概要と、その制御効果を実大規模での振動実験により検証した結果について報告する。

## 2. 振れ止め制御機構の概要

### 2.1 制御機構の概要

提案する制御機構は、ジャイロ機構を搭載した旋回制御装置上に、ラジコン飛行機の推進器などに用いられるダクトファン(以下、ファン)を各面に3台ずつ(現状は2台使用で、バッテリー容量の問題から残り1台は将来拡張用)設けたものである。制御機構の概要を図1に示す。旋回制御装置内に設けたバッテリーから、ファンの回転数をコントロールするスピードコントローラ(ESC)に直流電流(48V-90A/台)を供給し、ファンを駆動する。ファンのダクト径はφ120、ブレード数は12枚、定格推力は約60N/台である。また、旋回制御装置の質量は約2.5tonである。

なお、クレーンの旋回作業において発生する吊荷の振れは並進成分と回転成分に分離できるが、このうち回転成分に対しては旋回制

\*1 戸田建設株式会社 技術研究所 修士(工学)

\*2 戸田建設株式会社 技術研究所

\*3 足利大学工学部 教授 博士(工学)

Technology Research Institute, Toda Corporation, M.Eng.

Technology Research Institute, Toda Corporation

Prof. Ashikaga Univ., Dept. of Tech., Dr.Eng.

御装置のジャイロ機構により制御するものとして、ファン推力による振れ止めは並進成分の制御を対象とする。

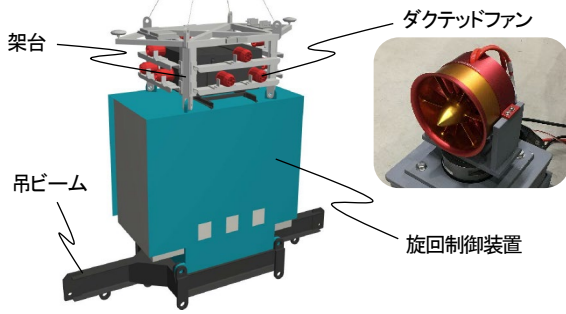


図1 制御機構の概要

## 2.2 制御の基本的な概念

制御対象の吊荷は図1の旋回制御装置下部の吊ビームから吊られるため、この振動モデルは図に示すように、旋回制御装置 ( $m_1$ ) と吊荷 ( $m_2$ ) の2自由度系で表現される二重振り子としてモデル化することができる。

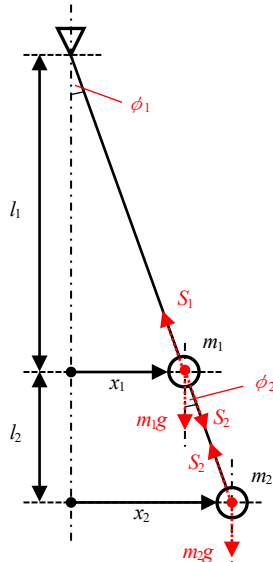


図2 二重振り子モデル

まず、この振動モデルにおける基本的な動特性を把握するために固有値問題を導出する。二重振り子の振動方程式は、下式により示される。

$$\begin{bmatrix} m_1 & \\ & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (m_1 + m_2) \frac{g}{l_1} + m_2 \frac{g}{l_2} & -m_2 \frac{g}{l_2} \\ -m_2 \frac{g}{l_2} & m_2 \frac{g}{l_2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで、 $x_1$ は旋回制御装置、 $x_2$ は吊荷それぞれの原点からの移動量である。また、 $l_1$ はジブトップから旋回制御装置まで、 $l_2$ は旋回制御装置から吊荷までの吊長さであり、 $g$ は重力加速度である。

$$\mu = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \quad \text{とすれば、式(1)は、}$$

$$\begin{bmatrix} 1 - \mu & \\ & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{g}{l_1} + \frac{g}{l_2} \mu & -\frac{g}{l_2} \mu \\ -\frac{g}{l_2} & \frac{g}{l_2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$x_1 = X_1 e^{-i\omega t}, \quad x_2 = X_2 e^{-i\omega t} \quad \text{としてフーリエ変換すれば式(2)は、}$$

$$\begin{bmatrix} g \left( \frac{1}{l_1} + \frac{\mu}{l_2} \right) - \omega^2 (1 - \mu) & -\mu \frac{g}{l_2} \\ -\frac{g}{l_2} & \frac{g}{l_2} - \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式(3)が常に成立するためには、

$$(1 - \mu) \omega^4 - g \left( \frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \omega^2 + \frac{g^2}{l_1 l_2} = 0 \quad (4)$$

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{g \left( \frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \mp \sqrt{g^2 \left( \frac{1}{l_1} - \frac{1}{l_2} \right)^2 + \frac{4g^2}{l_1 l_2} \mu}}{2(1 - \mu)}} \quad (5)$$

ここで、参考のため実際のクレーン作業下を想定したパラメータとして、 $m_1=2.5\text{ton}$ 、 $m_2=2\text{ton}$ 、 $l_1=20\text{m}$ 、 $l_2=2\text{m}$ を用いて式(5)を計算すると、

$$\omega_1 = 0.68 \text{ rad/s}, \quad \omega_2 = 3.04 \text{ rad/s} \\ f_1 = \omega_1 / 2\pi = 0.11 \text{ Hz}, \quad f_2 = \omega_2 / 2\pi = 0.48 \text{ Hz}$$

この各固有円振動数を式(3)に代入すれば、 $s$ 次の固有ベクトル  $\{u_s\}$  が求められる。また、外力分布ベクトルを全て1とした場合の  $s$  次の刺激係数<sup>7)</sup>は下式により求められ、その刺激関数は図3の通りとなる。

$$\beta_s = \frac{\{u_s\}^T [M] \{1\}}{\{u_s\}^T [M] \{u_s\}} \quad (6)$$

ここで、 $[M]$ は質量マトリクス、 $T$ は転置を示す。

図3より、刺激関数は1次モードが支配的であり、また、その振動モードは直線的な形状で質点間の振幅差も小さいことが確認できる。従って、1次モードを対象に、旋回制御装置の移動量を吊荷の移動量と近似的に見なしてこれを抑制することで、吊荷の振れを制御することができると考えられる。

以上より、本制御機構では旋回制御装置の状態量を検出し、それをファン推力にフィードバックすることで吊荷の振れを制御する。旋回制御装置の状態量は、振り子運動による角度変化が生じること

を利用し、旋回制御装置内に設けたイナーシャ・センサ<sup>6)</sup>により検出する。

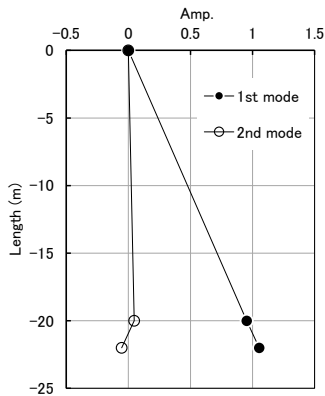
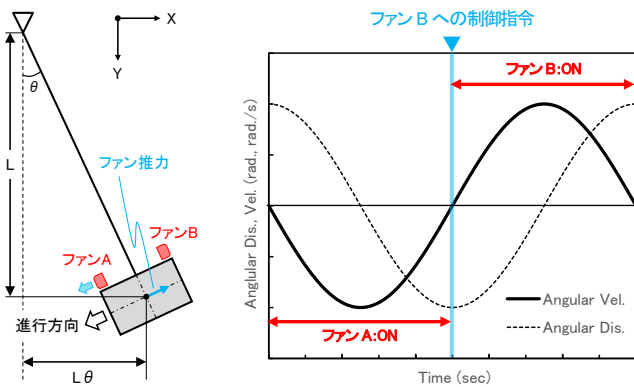


図3 刺激関数

### 2.3 制御アルゴリズムの概要

ファン推力による振れ止め制御の概念を図4に示す。減衰器としての効果を期待し、ファンの推力は角速度に応じて制御する。具体的にはまず、旋回制御装置の状態量である姿勢角をイナーシャ・センサにより検出する。そして、チャタリング防止のため姿勢角 0.02rad.を閾値に設定し、姿勢角がそれ以上であれば振れが発生したものとして制御を開始する。制御ロジックには、姿勢角を時間微分した角速度がマイナスとなる状態ではファン A を ON (その時、ファン B は OFF)、それと反対向き状態ではファン B を ON (その時、ファン A は OFF) とする単純な制御則の Bang-Bang 制御<sup>8),9)</sup>を採用した。制御系のブロックダイアグラムを図5に示す。ただし、ファンによる揺り戻しを防ぐため、制御の終了判定は次節に示す閾値により決定する。



(a) 振り子モデル (b) 制御指令のイメージ

図4 ファン推力を用いた振れ止め制御の概念

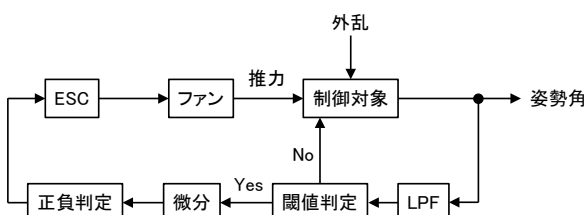


図5 制御系のブロックダイアグラム

### 2.4 制御終了判定の閾値

ファンの制御ロジックには Bang-Bang 制御を採用しているため、その推力が振り子の復元力よりも大きい場合には揺り戻しが発生することが考えられる。そのため、これを回避する制御終了判定の閾値をエネルギーの釣り合いから考える。その際、2.2 節で述べた通り、実際のクレーン作業下における制御系は 1 次モードが支配的と考えられることから、その振動モデルも図6に示す単振り子として考える。

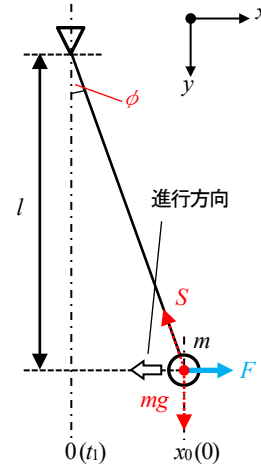


図6 単振り子モデル

この単振り子の振動方程式は、下式により示される。

$$-m\ddot{x} - \frac{mg}{l}x + F = 0 \tag{7}$$

ここで、 $x$  は旋回制御装置の原点からの移動量、 $l$  はジブトップから旋回制御装置までの吊長さ、 $m$  は旋回制御装置と吊荷の質量の和、 $F$  はファン推力である。

$x_p$  を 1 周期における変位のピーク (ピーク変位) としてその時の時刻を 0、ピーク変位から原点 (変位量=0) に戻った時の時刻を  $t_1$  として、式(7)を区間  $[x_p, 0]$  で積分すると、

$$-\int_{x_p}^0 m\ddot{x} dx - \int_{x_p}^0 \frac{mg}{l}x dx + \int_{x_p}^0 F dx = 0 \tag{8}$$

$$-\int_0^{t_1} \frac{d}{dt} \left( \frac{m\dot{x}^2}{2} \right) dt + \frac{mg}{2l}x_p^2 - Fx_p = 0 \tag{9}$$

$$-\frac{m}{2}\dot{x}(t_1)^2 + \frac{mg}{2l}x_p^2 - Fx_p = 0 \tag{10}$$

式(10)より、旋回制御装置が原点まで戻る (原点で運動エネルギーをもつ) ためには、

$$x_p \left( \frac{mg}{2} x_p - F \right) \geq 0 \quad (11)$$

式(11)より、ファン推力  $F$  とピーク変位  $x_p$  の関係は下式となる。

$$F \leq \frac{mg}{2l} x_p \quad (12)$$

ここで、ファン推力  $F$  をファンの最大推力  $F_{max}$  と比例ゲイン  $k$  の積とすると、式(12)は、

$$k \leq \frac{mg}{2F_{max}} \cdot \frac{x_p}{l} \quad (13)$$

この時、 $k=1$  での変位量  $x_t$  が変位の閾値、 $x_t$  を吊長さ  $l$  で除したものが姿勢角の閾値となり、

$$\frac{x_t}{l} = \frac{2F_{max}}{mg} \quad (14)$$

式(13)、(14)の比例ゲイン  $k$  とピーク姿勢角  $x_p/l$  の関係を図示すると、**図7**の通りとなる。ここで、旋回制御装置の質量は既知であるため、吊荷の質量が取得できれば、旋回制御装置と吊荷の質量の和  $m$  が定まる。また、ファンの最大推力  $F_{max}$  も既知であることから、式(14)により、揺り戻しが発生しない姿勢角の閾値  $x_t/l$  が一意的に求められる。

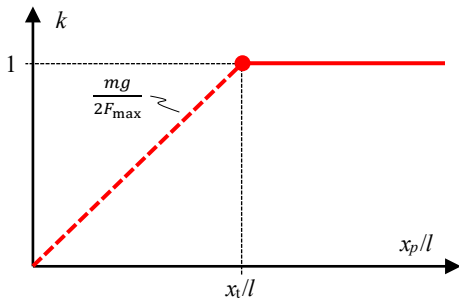


図7 比例ゲインとピーク姿勢角の関係

### 3. 実大規模実験による検証

#### 3.1 実験概要

以上に述べたファン推力を用いた振れ止め制御の効果を検証するため、実大規模の試験体を用いた振動実験を行った。実験状況を写真1に示す。吊荷の質量は約2ton、ジブトップから旋回制御装置までの吊長さは約20m、旋回制御装置から吊荷までの吊長さは約2mであり、2.1節において固有振動数を求めた計算パラメータと同条件である。また、1面につきファンは2台使用しており、 $F_{max}$  は  $60\text{N} \times 2$  台 = 約  $120\text{N}$  である。このため、制御を終了する姿勢角の閾値  $x_t/l$  は式(14) から、以下の通り設定した。

$$\frac{x_t}{l} = \frac{2 \times 120}{(2500 + 2000)g} = 0.0054 \rightarrow 0.006 \quad (15)$$

実験は、ラフタークレーンで旋回制御装置および吊荷を吊り、旋回制御装置により吊荷の回転を拘束した状態で、吊荷をその軸方向（加振方向）に原点から0.9m程度離れた位置まで手動により移動させた後に手を離す、自由振動実験として行った。自由振動時におけるファン推力の有無による減衰効果を比較することで、本機構の制御効果を検証した。なお、実験時に風はほぼ吹いていない状況であった。

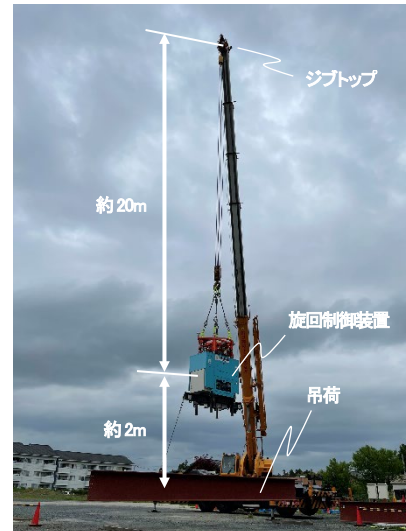


写真1 実験状況



写真2 吊荷の加振状況

#### 3.2 実験結果

イナーシャ・センサにより検出された、振れ止め制御時と非制御時の姿勢角（加振方向・加振直交方向）の時刻歴波形を図8に、オービットを図9にそれぞれ示す。

振り子モデルのために加振方向と加振直交方向のモードは近接し、そのため、双方の振れが周期的に交互に大きくなる、うなり振動を示す様子を**図8(a)**の非制御時の姿勢角から確認することができる。**図8(b)**の制御時においてもこのうなり振動は確認できるが、非制御時に比べて明らかにその振れが抑制されている様子を見ることが出来る。同様に、**図9**に示した姿勢角のオービットからも、

非制御時に対して制御時の振れが抑制されている様子を確認することができる。

次に、ファン推力による減衰効果を定量的に評価するため、実験で得られた姿勢角の自由振動波形（実験値）に対して自由振動の理論曲線（理論値）をフィッティングし、減衰定数を算定した。その際、近接モードによるうなり振動に対しては 1 自由度系のフィッティングでは正確な減衰定数の算定が難しいため、下式に示す 2 自由度系の理論曲線<sup>10)</sup>を用いたフィッティングを行い、減衰定数を算定した。

$$x = \sum_{s=1}^2 \frac{x_{0,s}}{\sqrt{1-h_s^2}} e^{-h_s \omega_s t} \cos\left(\sqrt{1-h_s^2} \omega_s t - \phi_s\right) \quad (16)$$

ここで、添字の  $s$  はモードの次数を示し、 $x$  が時間  $t$  を関数とした自由振動の理論曲線、 $x_0$  が初期振幅、 $\omega$  が固有円振動数、 $h$  が減衰定数、 $\phi$  が初期位相である。

最小二乗法によるフィッティング結果を図 10、算定した 1 次モードの減衰定数を表 1 に示す。図 10 より、制御の有無に依らず理論値は実験値と良い対応を示すことが確認できる。表 1 の減衰定数より、加振方向・加振直交方向ともに約 3.5% の付加減衰が得られており、ファン推力を用いた振れ止め制御機構の減衰器としての効果を確認することができる。

ここで、本制御機構により得られた減衰効果をサイクルタイムの短縮効果として換算する。非制御時の添字を  $uc$ 、制御時の添字を  $c$  として、制御の有無による各自由振動波形の 1 周期の振幅のピークが同値となるまでの時間は、自由振動時の減衰曲線から下式により考えることができる。

$$\frac{x_0}{\sqrt{1-h_{uc}^2}} e^{-h_{uc} \omega t_{uc}} = \frac{x_0}{\sqrt{1-h_c^2}} e^{-h_c \omega t_c} \quad (17)$$

ここで、初期振幅  $x_0$  と固有円振動数  $\omega$  は制御の有無に依らず同じとする。

制御の有無に関わらず  $h \ll 1$  より、 $\sqrt{1-h^2} \approx 1$  とすれば、非制御時に対する制御時の時間の比である  $t_c/t_{uc}$  は、式(17)および表 1 より、

$$\frac{t_c}{t_{uc}} \approx \frac{h_{uc}}{h_c} \cong 0.3 \quad (18)$$

以上より、本実験では振れ止め制御機構の減衰器としての効果により、制御時は非制御時に対して揺れの抑制時間を 1/3 程度に短縮できることが確認でき、揚重作業のサイクルタイムの短縮化に本制御機構が寄与する示唆を得た。

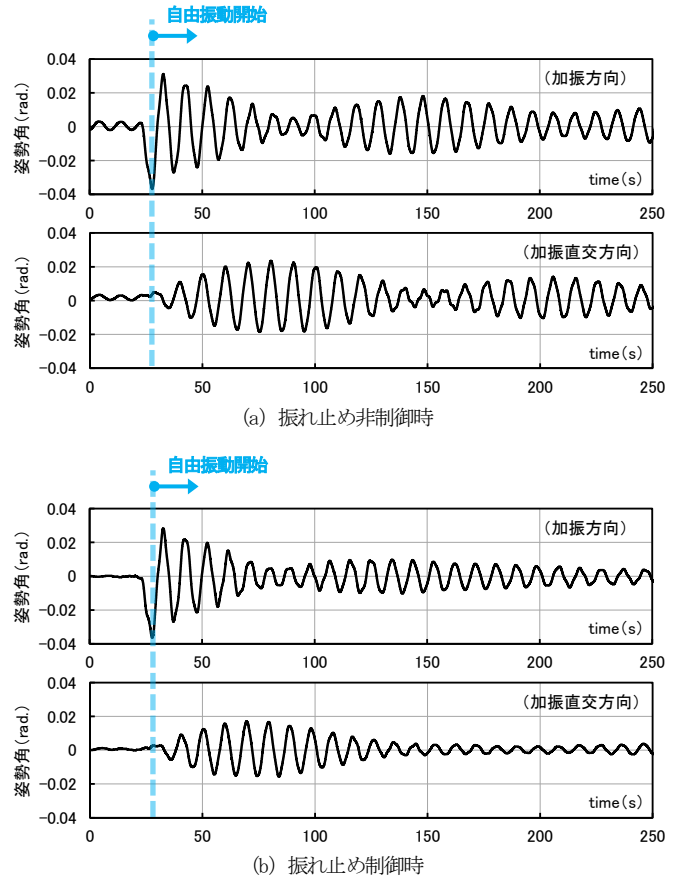


図 8 姿勢角の時刻歴波形（上：加振方向，下：加振直交方向）

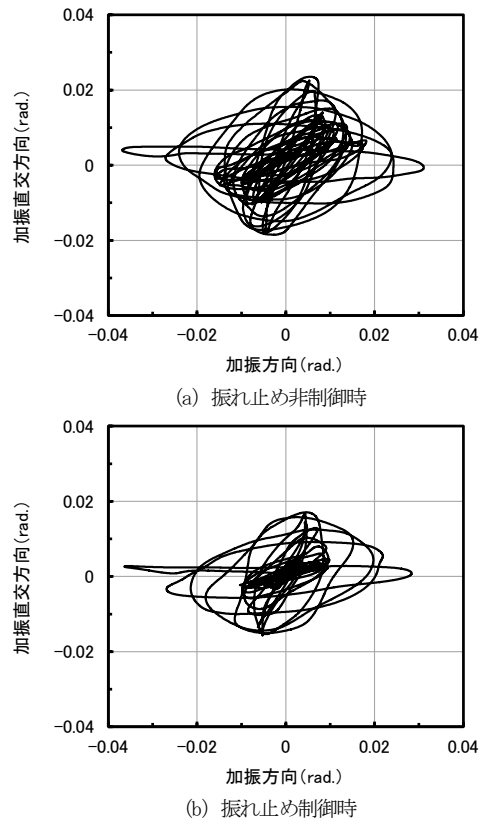




図9 姿勢角のオービット

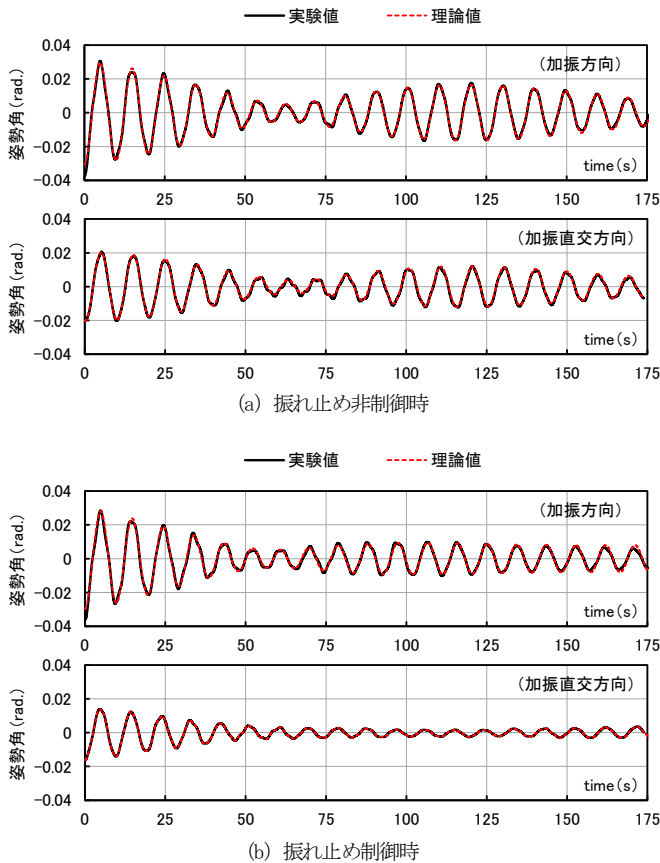


図10 最小二乗法による理論曲線のフィッティング結果  
(上：加振方向，下：加振直交方向)

|                      | 加振方向 | 加振直交方向 |
|----------------------|------|--------|
| 制御なし<br>( $h_{uc}$ ) | 1.4% | 1.5%   |
| 制御あり<br>( $h_c$ )    | 4.9% | 4.9%   |

#### 4. おわりに

クレーン作業の自動化を目指し、従来にはない新たな吊荷の振れ止め制御機構として、吊荷側の状態量を直接的に検出し、それを同じく吊荷側に設けたダクトファン推力にフィードバックすることで吊荷の振れを抑制する制御機構の開発を行った。

実大規模の試験体による自由振動実験から、開発した制御機構により約 3.5%の付加減衰効果が得られ、制御時は非制御時に対して揺れの抑制時間を 1/3 程度に短縮できることを確認した。今後はより効果的な制御を目指して改良を進めるとともに、実現場での検証実験を進め実用化を目指していく所存である。

#### 謝辞

本制御機構の開発にあたり、株式会社大同機械の長谷川聡氏、稲葉金正氏、エーテック株式会社の野田耕平氏、古山雄大氏、小松瑛莉氏、吉沢電子の吉沢芳明氏には多大なるご協力・ご助言をいただいた。ここに記して謝意を表す。

#### 参考文献

- 鈴木信也, 市村元, 山内博史, 岡田大輔, 山本真之, “タワークレーン3次元誘導システムの開発 その1 システム概要および動作検証実験”, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東海), pp.779-780, 2021.7
- 大音光博, 安信誠二, “熟練操縦者の制御戦略を考慮した旋回クレーンの制御”, 計測自動制御学会論文集, Vol.33, No.9, pp.923-929, 1997
- 日野順市, 藤田邦彦, 芳村敏夫, “旋回および起伏操作時のトラッククレーンの吊り荷のファジィ制御”, 日本機械学会論文集(C編), 64巻, 626号, pp.106-112, 1998
- 栗本雅裕, 藪野浩司, “オープンループによるタワークレーンの振れ止め制御を目的とした旋回の加速度パターン”, 日本機械学会論文集(C編), 76巻, 766号, pp.44-52, 2010
- 栗本雅裕, 藪野浩司, “吊り荷ロープ長の変動を考慮したタワークレーンの振れ止め制御”, 日本機械学会論文集(C編), 76巻, 768号, pp.194-203, 2010
- 石田琢志, 稲井慎介, 市村元, 鈴木信也, 山内博史, 仁田佳宏, “ファン推力を用いたクレーンの振れ止め制御機構に関する研究”, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東海), pp.159-160, 2021.7
- 柴田明德, “最新 耐震構造解析”, 森北出版, 1981
- 狼嘉彰, 松永三郎, 田中敦, “バングバング・アクチュエータによる柔軟構造物の振動制御について(第1報, 柔軟はりモデルを用いた数値シミュレーションによる基本特性の評価)”, 日本機械学会論文集(C編), 60巻, 571号, pp.90-95, 1994
- 田中敦, 狼嘉彰, 松永三郎, 神谷英行, “バングバング・アクチュエータによる柔軟構造物の振動制御について(第2報, 制御手法の特徴とシミュレーション/実験による検証)”, 日本機械学会論文集(C編), 60巻, 580号, pp.43-50, 1994
- 吉田昭仁, 田村幸雄, 舛田健次, 伊藤隆文, “超高鋼製煙突の動特性評価(その22 自由度RD法とFDDによる動特性評価)”, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸), pp.887-888, 2002.8