コンテナクレーン吊り荷の搬送と制振の制御*

吉田 靖夫*¹, 深尾 達也*², 柘植 達吉*³Positioning and Vibration Control of a Container Crane
Suspended LoadYasuo YOSHIDA*⁴, Tatsuya FUKAO and Tatsuyosi TSUGE*⁴ Department of Mechanical Engineering, Chubu University,
1200 Matsumoto-cho, Kasugai-shi, Aichi, 487-8501 Japan

This paper describes positioning and swing-rotation coupling vibration suppression of a cargo container. The cargo container is modeled as a rectangular rigid body suspended by four ropes from the trolley, traveling to the target position. The motion of the cargo container is analyzed and controlled, using the trolley with feedback traveling and an inertia rotor mounted on the cargo container. Eccentric loading causes swing-rotation coupling vibration and the control results are presented with experiments and simulations.

Key Words: Positioning, Swing, Rotation, Vibration Control, Cargo Container, Suspended Load, Inertia Rotor, Crane

1. 緒言

貨物コンテナはコンテナクレーンにより荷役される。図1は荷役状態で、トロリー変位 x 、コンテナ揺れ角 ψ 、回転角 ϕ で示している。 x の位置決めと ψ の揺れ防止は荷役作業効率上重要であり、これまでコンテナ吊り荷を搬送される質点単振り子モデルとした制御技術の研究が多くなされている⁽¹⁾。しかしながら、揺れに加えて回転振動に起因する荷役作業の遅れも問題となってきた。揺れ回転連成振動を正確に解析するため、コンテナ吊り荷をトロリーから4本のロープで吊り下げられ搬送される直方体剛体モデルとして取り扱い、トロリーとコンテナヘッドブロックに設置を仮定とした慣性ロータを使用することによる搬送位置決めと制振の制御について解析と実験を実施した^{(2)・(4)}。図2は慣性ロータ付の貨物コンテナで、図2(a)は一様積載貨物のときで吊りロープ長 l_0 は均一である。図2(b)は偏積貨物のときで左右のロープ長 l_1, l_2 は異なり貨物コンテナは傾斜する。これは、通常のコンテナクレーンはトロリーから遠く離れた機械室内ホイストドラムにてロープを巻き上げる方式を用いており、コンテナでのばね定数は小さく伸びやすくなっているためである。

Fig.1 Handling mode of a cargo container

(a) Uniform loading (b) Eccentric loading
Fig.2 Cargo container model with an inertia rotor

* 原稿受付 2003年9月16日。

*¹ 正員、中部大学工学部 (〒487-8501 春日井市松本町1200)。*² (株)中菱エンジニアリング (〒453-0862 名古屋市市中村区岩塚町字九反所60-1)。*³ 学生員、中部大学大学院工学研究科。

E-mail: yyoshida@isc.chubu.ac.jp

2. 運動方程式と制御方法

図3は貨物コンテナの運動変位で、 $\hat{x}\hat{y}\hat{z}$ は固定座標、 $\hat{x}_B\hat{y}_B\hat{z}_B$ はコンテナ設置移動座標である。トロリーは外力 F を受けて $\hat{x}$ 方向に x 走行し、コンテナ上面中心 O は揺れ角 ψ を伴って O' へと移動する。コンテナはトルク τ により $\hat{K}$ 軸まわりに ϕ 回転し、 O' から δ 変位して O_B 点に上昇する。

Fig.3 Deformation of the cargo container

偏積によって左右のロープ長が l_1, l_2 と異なる場合、コンテナは傾斜し、揺れと回転の振動が連成する。すなわち、揺れ角 ψ により回転角 ϕ^* が、回転角 ϕ により揺れ角 ψ^* が誘発される。

幾何学的関係から、コンテナ傾斜角 β は、

$$\beta = \tan^{-1}\{(l_2 - l_1)/a_y\} \approx (l_2 - l_1)/b \quad \dots(1)$$

$$a_y = \overline{A_1 A_3} = \overline{A_2 A_4}, b = \overline{A_1 A_4} = \overline{A_2 A_3} \quad \dots(1)$$

回転による上昇変位 δ は、

$$\delta = k_d \phi^2, k_d = b^2 / \{4(l_1 + l_2)\} \quad \dots(2)$$

回転による連成揺れ角 ψ^* は、

$$\psi^* = k_1 \phi, k_1 = b(l_2 - l_1)/(l_1 + l_2)^2 \quad \dots(3)$$

揺れによる連成回転角 ϕ^* は、

$$\phi^* = k_2 \psi, k_2 = (l_2 - l_1)/b \quad \dots(4)$$

運動エネルギー T とポテンシャルエネルギー U は次式となる。

$$T = \frac{1}{2} \{M\dot{x}^2 + m\dot{v}_B^2 + R_B + R_R\} \quad \dots(5)$$

$$U = mg\{l_0 - (l_0 + k_d \phi^2) \cos(\psi - k_1 \phi)\} \quad \dots(6)$$

ここで、

$$v_B^2 = \dot{x}^2 + (l_0 - k_d \phi^2)^2 (\dot{\psi} - k_1 \dot{\phi})^2 + 4k_d^2 \phi^2 \dot{\phi}^2$$

$$+ 2\dot{x}\{(l_0 - k_d \phi^2)(\dot{\psi} - k_1 \dot{\phi}) \cos(\psi + k_1 \phi) - 2k_d \phi \dot{\phi} \sin(\psi - k_1 \phi)\}$$

$$R_B = \{I_x (s\psi)^2 + I_y c\psi s\beta + I_z c\psi c\beta (\dot{\phi} - k_2 \dot{\psi})^2$$

$$R_R = I_R \{\dot{\rho} + (\dot{\phi} - k_2 \dot{\psi}) c\psi c\beta\}$$

ここで、 g は重力加速度、 $l_0 = (l_1 + l_2)/2$ はロープ平均長、 M はトロリー質量、 m, I_x, I_y, I_z は貨物コンテナの質量と慣性モーメント、 I_R はロータの慣性モーメントである。 $c\psi, s\psi$ は $\cos\psi, \sin\psi$ を表し、以下においては他の変数に対しても同様である。これらのエネルギーから運動方程式が求まる。

$$\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} & M_{14} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} & M_{24} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} & 0 \\ M_{41} & M_{42} & 0 & M_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\rho} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} h_x \\ h_\psi \\ h_\phi \\ h_\rho \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F \\ \tau \end{bmatrix} \quad \dots(7)$$

$$M_{11} = ml_0^2, M_{12} = M_{21} = -mk_1 l_0 - k_2 (I_z + I_R),$$

$$M_{13} = M_{31} = ml_0, M_{14} = M_{41} = -k_2 I_R, M_{22} = I_z + I_R,$$

$$M_{23} = M_{32} = -mk_1 l_0, M_{24} = M_{42} = I_R, M_{33} = M + m,$$

$$M_{44} = I_R$$

$$h_x = (I_z - I_x + I_R) \psi \dot{\phi}^2 - \frac{1}{2} mb^2 \phi \dot{\psi} \dot{\phi} + I_R \psi \dot{\phi} \dot{\rho} + mgl_0 \psi$$

$$h_\psi = \frac{1}{4} mb^2 \phi \dot{\psi}^2 + \frac{1}{16} m \frac{b^4}{l_0^2} \phi \dot{\phi}^2 - 2(I_z - I_x + I_R) \psi \dot{\psi} \dot{\phi}$$

$$- I_R \psi \dot{\psi} \dot{\rho} + \frac{1}{4} mg \frac{b^2}{l_0} \phi$$

$$h_\phi = -ml_0 \psi \dot{\psi}^2 - 2k_d m \psi \dot{\phi}^2 - 4k_d m \phi \dot{\psi} \dot{\phi}, h_\rho = -I_R \psi \dot{\psi} \dot{\phi}$$

これらの式は、 ψ, ϕ, β は微量量として求めた。制御系設計では、制御量 ψ, ϕ, x が目標値 $\psi = \phi = 0, x = x_d$ に追従するようにトロリーと慣性ロータを指令速度 $\dot{x}, \dot{\rho}$ で駆動して制御する。制御系を簡単化するため動的干渉においてロープ長さは平均長を用いる。すなわち、(7)式の運動方程式第1行は、コンテナ揺れとトロリー変位 ψ, x の動的干渉を表す。

$$ml_0^2 \ddot{\psi} + ml_0 \ddot{x} + h_\psi = 0 \quad \dots(8)$$

第2行は、コンテナ回転と慣性ロータ ϕ, ρ の動的干渉を表す。

$$(I_z + I_R) \ddot{\phi} + I_R \ddot{\rho} + h_\phi = 0 \quad \dots(9)$$

最初に、入力 u_ϕ を用いて回転角 ϕ を線形化する。

$$\ddot{\phi} = u_\phi \quad \dots(10)$$

(10)式をもとに、 $s_1, s_2 = \sigma(1 \pm j\bar{k})$ ($\sigma < 0$)のアナログ極を指定してデジタルレギュレータゲインが求まる。ここで T はサンプリングタイム、 $k(=1, 2, \dots)$ はタイムステップである。

$$u_{\phi k} = -K_{\phi 1} \phi_k - K_{\phi 2} \dot{\phi}_k \quad \cdots(11)$$

$$K_{\phi 1} = \left\{ 1 - 2e^{\sigma T} \cos(\sigma \bar{k} T) + e^{2\sigma T} \right\} / T^2$$

$$K_{\phi 2} = \left\{ 3 - 2e^{\sigma T} \cos(\sigma \bar{k} T) - e^{2\sigma T} \right\} / 2T$$

$\dot{\rho} = u_{\rho}$ と (10) 式を (9) 式に代入すると、慣性ロータの加速度が得られる。

$$u_{\rho k} = -\frac{1}{I_R} \left\{ (I_z + I_R) u_{\phi k} + h_{\phi k} \right\} \quad \cdots(12)$$

$u_{\rho k}$ を積分してロータ指令速度 $v_{\rho k} (= \dot{\rho}_k)$ を得る。

$$v_{\rho k} = v_{\rho, k-1} + u_{\rho k} T \quad \cdots(13)$$

次に、 u_x を用いてトロリー変位 x を線形化する。

$$\ddot{x} = u_x \quad \cdots(14)$$

(14) 式を (8) 式に代入してコンテナ揺れとトロリー変位 ψ, x の偏差に関する状態式が得られる。

$$\frac{d}{dx} \bar{e} = \bar{A} \bar{e} + \bar{b} \bar{u} \quad \cdots(15)$$

ここで、

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & 0 & a_2 \end{bmatrix}, \quad \bar{e} = \begin{bmatrix} x_d - x \\ -\psi \\ -\dot{x} \\ -\dot{\psi} \end{bmatrix}, \quad \bar{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -1/I \end{bmatrix}, \quad \bar{u} = -u_x$$

$$a_1 = -\frac{I_z - I_x + I_R}{m l_0^2} \dot{\phi}^2 - \frac{I_R}{m l_0^2} \dot{\phi} \dot{\rho} - \frac{g}{l_0}, \quad a_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{b}{l_0} \right)^2 \phi \dot{\phi}$$

(15) 式から、アナログレギュレータが設計できる。

$$\bar{u} = -u_x = -G_a \bar{e} \quad \cdots(16)$$

アナログゲイン $G_a = [K_{a1} \ K_{a2} \ K_{a3} \ K_{a4}]$ は、閉ループ系 4 極を指定して得られる。次に、アナログ状態式 (15) 式から、デジタル状態式を再設計する。

$$\bar{e}_{k+1} = \bar{p} \bar{e}_k + \bar{q} \bar{u}_k \quad \cdots(17)$$

ここで、

$$\bar{p} = \left(I - \frac{T}{2} \bar{A} \right)^{-1} \left(I + \frac{T}{2} \bar{A} \right), \quad \bar{q} = T \left(I - \frac{T}{2} \bar{A} \right)^{-1} \bar{b}$$

(17) 式から、デジタルレギュレータが求まる。

$$\bar{u}_k = -u_{xk} = -G_d \bar{e}_k \quad \cdots(18)$$

$G_d = [K_{d1} \ K_{d2} \ K_{d3} \ K_{d4}]$ はデジタルゲインである。アナログ状態式 (15) 式とデジタル状態式 (17) 式の各閉ループの関係より、デジタルゲイン G_d はアナログゲイン G_a から求めることができる。

$$G_d = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{2} G_a \bar{q} \right)^{-1} G_a (I + \bar{p}) \quad \cdots(19)$$

$v_{xk} (= \dot{x}_k)$ を積分してトロリー指令速度 u_{xk} を得る。

Fig.4 Control system

$$v_{xk} = v_{x, k-1} + u_{xk} T \quad \cdots(20)$$

コントロールシステムを図 4 に示す。

シミュレーションは時間 t (ステップ k) と時間 $t+T$ (ステップ $k+1$) のサンプリングタイム間で行った。この間、指令速度 $\dot{x}(t) = v_{xk}$, $\dot{\rho}(t) = v_{\rho k}$ は一定値に保持されるので加速度は $\ddot{x}(t) = \dot{\rho}(t) = 0$ となるが、指令速度はタイムステップ毎に変化するゆえ、トロリーとロータの加速度は近似的に次の値とした。

$$\ddot{x}(t) \equiv (v_{xk} - v_{x, k-1}) / T \equiv \bar{u}_{xk} \quad \cdots(21)$$

$$\dot{\rho}(t) \equiv (v_{\rho k} - v_{\rho, k-1}) / T \equiv \bar{u}_{\rho k}$$

(21) 式を運動方程式 (7) 式に適用し、ルンゲクッタ法を用いてシミュレーションを行った。

$$M_{11} \ddot{\psi}(t) + M_{12} \ddot{\phi}(t) + M_{13} \ddot{u}_{xk} + M_{14} \ddot{u}_{\rho k} + h_{\psi k} = 0 \quad \cdots(22)$$

$$M_{21} \ddot{\psi}(t) + M_{22} \ddot{\phi}(t) + M_{23} \ddot{u}_{xk} + M_{24} \ddot{u}_{\rho k} + h_{\phi k} = 0$$

3. 実験とシミュレーションの結果

図 5 に実験方法を示す。

Fig.5 Experimental method

コンテナの揺れ ψ はレーザーセンサ、回転 ϕ はファイバオプティカルジャイロで計測される。トロリーはスライドガイドレールを走行し、コンテナ上部に慣性ロータを設置している。

図6は実験装置の写真である。慣性ロータを含むコンテナ質量は $m = 19.39 \text{ kg}$ であり、コンテナ慣性モーメントは $I_x = 1.168 \text{ kgm}^2$, $I_y = 0.5142 \text{ kgm}^2$, $I_z = 0.9872 \text{ kgm}^2$, 慣性ロータは $I_R = 0.01402 \text{ kgm}^2$ である。

ロープ長は $l_1 = 1.18 \text{ m}$, $l_2 = 1.28 \text{ m}$, コンテナ対角長は $b = 0.645 \text{ m}$, 傾斜角は、約 $\beta = 10 \text{ deg}$ である。

実験でのサンプリングタイムは $T = 0.05 \text{ sec}$, ルンゲクッタ法によるシミュレーションに用いたさきざみ時間は 0.01 sec である。変数の初期値はすべてゼロであり、トロリーの目標位置は 0.8 m とした。

図7はトロリー強制変位を示し、加速・等速 (0.27 m/s)・減速により 3.55 sec で目標位置 0.8 m に達した後、停止する。

図8は、ロータを作動せずに図7の強制変位を受けるときの貨物コンテナの揺れと回転の 20 sec 間応答を示す。太線は実験結果、細線はシミュレーション計算結果であり、以下も同様である。実線は揺れ角 ψ を示し、 40 sec にて最大値 (実験 7.1 deg , 計算 7.2 deg) を生じる。振動振幅は 20.0 sec まで、実験では減衰し、計算では一定である。振動周期は、はじめの 40 sec まで 2.0 sec であり、以後は 2.2 sec となっている。点線は回転角 ϕ を示し、実験での最大値は 5.1 sec で 3.5 deg であり、計算では 5.0 sec で 1.4 deg である。計算値は実験値より小さいが変動傾向は良く表している。すなわち、回転角 ϕ は揺れ角 ψ と連成し逆位相で振動する。

図9は、トロリーの走行変位 x を示し、目標位置 0.8 m への位置決めと揺れ角 ψ の制振を制御している。デジタルゲインはアナログゲインより得ることができ、 $s = -1.5, -4.5, -1.5(1 \pm 2.5j)$ を閉ループアナログ極に指定した。トロリーは、 235 sec で 0.67 m の位置までモータの最大速度に相当する速度の 0.3 m/s で走行し、すこし減速した後、約 5 sec で目標位置 0.8 m に達している。計算も実験と同様である。

図10は、図9のトロリー変位と慣性ロータの両方の制御による貨物コンテナの揺れと回転の応答を示す。トロリーに制御された太実線で示す実験揺れ角 ψ は、 1.8 sec まで振幅約 5 deg の変動をした後、 3.8 sec からは目標値ゼロとなっている。細実線で示す計算の揺れ角 ψ も実験値と良く対応している。点線は慣性ロータの制御による回転角 ϕ である。ロータのデジタルゲインは、アナログ極 $s_{1,2} = -3(1 \pm 0.5j)$ を指定することにより求めた。回転角 ϕ は、実験と計算の両者とも小さな振幅で変動し、実験では最大 0.7 deg で、 3.8 sec からは目標値のゼロとなっている。

Fig.6 Experimental model's photograph

Fig.7 Trolley forced displacement

Fig.8 Time responses of swing and rotation of the cargo container with trolley forced displacement and without rotor control

4. まとめ

貨物コンテナをトロリーから4本のロープで吊り下げられ搬送される直方体剛体としてモデル化した。トロリーとコンテナヘッドブロック設置の慣性ロータを用い、貨物コンテナの搬送位置決めと制振の制御について解析と実験を実施した。

(1) 実験とシミュレーションの結果から、コンテナ吊り荷の回転振動は、偏積コンテナのトロリー搬送による揺れ振動と連成して生じることを明らかとした。

(2) 搬送位置決めと揺れ・回転の制振は、トロリーと慣性ロータを用いて制御できることを示した。

最後に、本研究を遂行するにあたり有益な助言をいただいた石川島播磨重工業株式会社技術開発本部の谷田宏次氏、柏崎昭宏氏に感謝の意を表します。また、本研究の一部は科学研究費（基盤（C）（2）No. 12650238）によって遂行されました。感謝いたします。

文 献

- (1) たとえば、白井・ほか7名、コンテナクレーンの振れ止め制御技術の実用化、機論, 59-561, C(1993), 1443-1447.
- (2) 吉田・深尾、貨物コンテナの揺れ・回転連成振動解析と制御、中部大学工学部紀要, 36(2000), 57-61.
- (3) 吉田・深尾、貨物コンテナの揺れと回転振動の制振、機構論(東海支部), 013-1(2001), 41-42.
- (4) 吉田、貨物コンテナの揺れと回転の制御、計測自動制御学会SI講論(2001), 95-96.

Fig.9 Trolley controlled displacement

Fig.10 Time responses of swing and rotation of cargo container using both trolley and rotor controls