巻き上げ, カーブ軌道を有する天井クレーンの搬送制御*

兼 重 明 宏^{*1}, 北 岡 敏 民^{*2}
宗 利 秀 和^{*3}, 寺 嶋 一 彦^{*4}Motion Control of an Overhead Travelling Crane
with Hoisting Motion and Curve TrajectoryAkihiro KANESHIGE, Toshihito KITAOKA,
Hidekazu MUNETOSHI and Kazuhiko TERASHIMA

This paper presents modeling and control of an overhead travelling crane at three-dimensional complex transfer trajectory with and without hoisting motion of the straight and curved trajectories. First, the proposed model of an overhead travelling crane with respect to the sway of a suspended object is given as two models with mutual coupling projected on the travelling-vertical plane and the transverse-vertical plane. Second, in order to achieve practical control of the tracking of a reference trajectory, the suppression of sway of an object suspended by a wire and the time variation of a crane system during hoisting motion, two optimal regulator control systems with gain schedule are independently designed along the X and Y directions. Finally, the usefulness of the present approach is demonstrated through control simulations and experiments.

Key Words: Overhead Travelling Crane, Modeling, Motion Control, Tracking Control, Vibration Control, Gain Scheduling

1. 緒言

各種産業分野において, 天井クレーンは荷役設備の中核として広く利用されており, 作業効率と安全性向上のため搬送中の抑振を考慮し, 短時間で目的位置に搬送する制御系が要求されている. これらに対して, 振れ止め制御, 目標軌道への追従制御, 巻き上げ制御など数多くの研究^{(1)~(12)}が報告されている.

天井クレーン自動運転の実用化のためには, 3次元のフレキシブルな経路を取り扱い, しかも簡単な制御システムの構築が必要である. 現状では, 制御系が複雑であったり, 直線軌道上での巻き上げ制御^{(5),(9)~(12)}を対象としたものに留まっている.

近年, 非線形制御に対して, 制御系の設計が比較的容易な手法としてゲインスケジューリング法⁽¹³⁾が注目されており, クレーンに適用した研究^{(11),(12)}も報告されている. しかし, ロープ長変化域が少なく, また, 3次元搬送の考察はなされていない.

そこで本研究では自動運転の実用化に向け, 台車が直線や曲線軌道上を移動し, 搬送物の巻き上げや巻き下げ動作を含む天井クレーンを対象とする.

まず, クレーンの3次元動的モデルとして, ラグランジュの運動方程式により投影モデルを導出する. 次に, 時不変最適レギュレータにより, 搬送時間と搬送物の抑振を考慮した制御系の構築を行う. さらに, ロープ長変化に対して時不変線形制御系の有効範囲を示すとともに, ゲインスケジューリング(GS)法を用い巻き上げ動作に対応する制御系を構築する. 最後に, 3次元経路への追従性を向上させるために, 目標軌道への追従性を重視したGS制御系と振れを重視したGS制御系の切り替えによるスイッチングGS制御について考察する.

2. 実験装置

実験装置の構造図を図1に示す. 本装置においては, 走行方向(X 軸)はガーダが移動し, 横行方向(Y 軸)は, ガーダ上を搬送物を吊り下げた台車が移動する. これにより本システムは, X, Y 方向へ独立に搬送が可能な自走式システムである. 以後, ガーダの移動は台車の X 方向の移動とする. 台車の移動はACサーボモータの駆動をタイミングベルトを介し, コンピュータか

* 原稿受付 1996年3月29日.

^{*1} 正員, 大島商船高等専門学校(〒742-21 山口県大島郡大島町小松1091-1).^{*2} 豊橋技術科学大学大学院[現:三菱製紙(株)(〒617 長岡京市開田1-6-6)].^{*3} 学生員, 豊橋技術科学大学大学院(〒441 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1).^{*4} 正員, 豊橋技術科学大学工学部.

Fig.1 Experimental apparatus

らモータドライバへの電圧指令を与え、回転速度（台車速度）を制御する。また、搬送物はワイヤロープにより吊り下げられ、DCサーボモータの駆動により台車下部の巻き取りドラムを回転させることにより、上下方向（Z軸）に移動する。X,Y,Z方向の最大移動距離は2.0m, 1.0m, 0.5m, 搬送物は $m = 30\text{Kg}$ の鋼塊である。台車の位置およびロープ長は、モータ内蔵のエンコーダのパルス出力をカウンタボードでカウントすることにより測定する。ワイヤの振れ角は、図2に示すようにワイヤロープをX-Z平面、Y-Z平面それぞれフォークで挟み、そのフォークの振れをエンコーダで測定し振れ角とする⁽⁷⁾。

3. 投影モデルとその検証

3-1 投影モデル 台車の移動を一方向のみとし、台車位置モデル、振れ角モデルを導き、そして、振れ角モデルをX-Z平面,Y-Z平面に投影させる。モデルの導出に際して3つの仮定を設けた。(1) 台車の移動、ロープの巻き上げにおいて、モータは十分な動力を有し、搬送物重量(30Kg)が台車重量(240Kg)より十分小さく、台車が搬送物の振れによる反力を受けても、その位置は影響を受けないものとする。(2) 搬送物は質点系とし、ロープの質量および撓みは無視する。(3) 振れ角は微小とする。

まず、台車が一方方向の直線移動をする場合のモデルは、次のように容易に導くことができる。台車位置 $p(t)$ とモータ電圧 $u(t)$ との伝達関数は $G_m(s) = P(s)/U(s) = K_m/s(1+Ts)$ で表される。ここで、 K_m はモータゲイン、 T はモータ時定数である。これを逆ラプラス変換すると、

$$\ddot{p} = -\frac{1}{T}\dot{p} + \frac{K_m}{T}u \quad (1)$$

となり台車位置モデルを得る。また、巻き上げもサーボモータを用いることから台車と同様のモデルを得る。

Fig.2 Measurement of swing angle

Fig.3 Concept of projected model building

振れの運動に対して、運動エネルギー(T)、位置エネルギー(V)、損失エネルギー(D)はそれぞれ次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{1}{2}m\dot{p}^2 + \frac{1}{2}m\left\{\left\{\frac{d}{dt}(p - \ell \sin \phi)\right\}^2 + \left\{\frac{d}{dt}(\ell \cos \phi)\right\}^2\right\} \\ V &= mg\ell(1 - \cos \phi) \\ D &= \frac{1}{2}D_\phi\dot{\phi}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ラグランジュの運動方程式⁽¹⁴⁾より外力を0とすると

$$m\ell^2\ddot{\phi} - m\ell \cos \phi \ddot{p} + 2m\ell\dot{\phi}\dot{p} + D_\phi\dot{\phi} + mg\ell \sin \phi = 0 \quad (3)$$

の振れ角モデルを得る。ただし、 m :搬送物の質量、 ℓ :ロープ長、 ϕ :振れ角、 D_ϕ :摩擦係数、 g :重力加速度である。

次に、図3に示す任意の振れ角 ϕ にある搬送物を走行鉛直平面(X-Z平面)および横行鉛直平面(Y-Z平面)に投影し、それぞれの平面でのロープ長を投影ロープ長 ℓ_x, ℓ_y とし、モデル式(1),(3)より投影モデルを以下のように導出した。

天井クレーン投影モデル

● 走行鉛直平面(X-Z平面)

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -\frac{1}{T_x}\dot{x} + \frac{K_{mx}}{T_x}u_x \\ \ddot{\alpha} &= -\frac{\cos \alpha}{T_x\ell_x}\dot{x} - \frac{2\dot{\ell}_x\dot{\alpha}}{\ell_x} - \frac{D_\alpha}{m\ell_x^2}\dot{\alpha} - \frac{g \sin \alpha}{\ell_x} \\ &\quad + \frac{K_{mx} \cos \alpha}{T_x\ell_x}u_x \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

• 横行鉛直平面 (Y-Z 平面)

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} &= -\frac{1}{T_y} \dot{y} + \frac{K_{my}}{T_y} u_y \\ \ddot{\beta} &= -\frac{\cos \beta}{T_y \ell_y} \dot{y} - \frac{2\dot{\ell}_y \dot{\beta}}{\ell_y} - \frac{D_\beta}{m \ell_y^2} \dot{\beta} - \frac{g \sin \beta}{\ell_y} \\ &\quad + \frac{K_{my} \cos \beta}{T_y \ell_y} u_y \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

• 巻き上げ (Z 方向)

$$\ddot{\ell} = -\frac{1}{T_\ell} \dot{\ell} + \frac{K_{m\ell}}{T_\ell} u_\ell \quad (6)$$

ただし, x, y, ℓ : 各方向の位置, α, β : 各平面での振れ角, T_x, T_y, T_ℓ : モータ時定数, $K_{mx}, K_{my}, K_{m\ell}$: モータゲイン, u_x, u_y, u_ℓ : 入力電圧, D_α, D_β : 摩擦係数 ($D_\alpha = 0.17 \text{ Kg/s}, D_\beta = 0.54 \text{ Kg/s}$) である. なお, モータの各パラメータとクレーンの仕様を表1に示す.

Table 1 Parameter of crane systems

	X	Y	Z
Motor Gain [m/s · V]	0.169	0.168	0.0207
Motor Time Constant	0.0900	0.0835	0.0980
Maximum Velocity [m/s]	1.0	1.0	0.18
Maximum Acceleration [m/s ²]	2.0	2.0	2.0

また, ℓ_x, ℓ_y は実際のロープ長 ℓ と図3に示す関係をもち, 次式で表せられる.

$$\ell_x = \frac{\cos \beta}{\sqrt{\sin^2 \alpha \cos^2 \beta + \cos^2 \alpha}} \ell \quad (7)$$

$$\ell_y = \frac{\cos \alpha}{\sqrt{\sin^2 \alpha \cos^2 \beta + \cos^2 \alpha}} \ell \quad (8)$$

式(4)~(6)より得られたモデルは, 各方向それぞれ独立に導出しているが, 式(7),(8)の投影ロープ長さにより互いに関係をもつ.

3.2 モデルの検証 モデルの妥当性の検証を実験とシミュレーションの比較によって行った. シミュレーションは, Runge-Kuttaの数値解析法を用い, サンプリングタイムを2msとした. 搬送目標軌道は図4に示されるように, (a) 台車の加速と巻き上げの加速, 等速, 減速区間, (b) 直線軌道上を台車が等速搬送する区間, (c) 曲線軌道上を台車が等速搬送する区間, (d) 台車の減速と巻き下げの加速, 等速, 減速区間の各モジュールから構成される. 目標軌道は各モジュールにおいて, 台車搬送と巻き上げについて, 装置能力の最大で加速, 等速搬送, 減速して目標位置に到達させるように与える. つまり, 台形状の速度カーブを積分することによって算出される⁽¹⁵⁾. なお, X, Y, Z各方向における搬送物の目標軌道(目標位値) r_x, r_y, r_z は, 搬送物が台車の真下にあると仮定し, r_x, r_y については台車軌道とし, r_z についてはロープ長とした.

Fig.4 Reference trajectory of crane system

Fig.5 Model validity on oblique trajectory

Fig.6 Overview from the above for model validity on curve trajectory

図5と図6の搬送軌道は, 巻き上げを含む斜行搬送と巻き上げ無しの曲線搬送であり, 具体的には次の搬送条件である. 図6はクレーン上方から見た図である.

• 巻き上げを含む斜行搬送; TYPE-A (図5)

- (C1) X方向, Y方向の搬送距離を2.0m, 1.0mとする. (X方向からY方向へ約 $\pi/6$ radの斜行).
- (C2) 加速, 減速区間で1.0m~0.5mの巻き上げ, 巻き下げを行う.
- (C3) 斜行方向の目標軌道を加速区間 0.25 m/s^2 , 等速搬送 0.7 m/s , 減速区間 -0.25 m/s^2 の台形速度入力で搬送を行う.

・巻き上げ無しの曲線搬送; TYPE-B (図6)

- (C1) X方向に0.5m, 半径0.5mの円軌道上を $\pi/2$ rad 旋回し, Y方向に0.5mの搬送を行う。
 (C2) ロープ長は一定とする。
 (C3) 曲線軌道上の目標軌道を加速区間 1.0m/s^2 , 等速搬送 0.5m/s , 減速区間 -1.0m/s^2 の台形速度入力で搬送を行う。

図5の実線は実験, 破線はシミュレーション結果である。加速, 等速, 減速区間における搬送物の振れについて, 実験およびシミュレーション結果は良好に一致している。図6においては, 目標位置付近での搬送物旋回(スワリング)の挙動が良好に表現されている。また, 投影モデルの投影角に対する振れ角の影響を検討するため, X方向からY方向へ, $\pi/4, \pi/12$ radの角度で斜行搬送し, 搬送加速度を変更した場合について調べた。いずれにおいても振れ角が 0.2rad 以内であれば, 実験とシミュレーションは良好に一致し, 0.2rad 以内での投影モデルの妥当性が確認できた。

搬送時は荷振れについて制御を行うため, 振れ角が 0.2rad を越えるような搬送は考慮しなくてよいと考え, 本研究ではこのモデルにより搬送時の制御系を構築する。

4. 制御システムの構築

4.1 制御システムの構成 投影モデル式(4),(5)を, 制御系設計ロープ長 ℓ^* で, また, ロープ長の速度 $\dot{\ell} = 0$ として線形化を行った。最適レギュレータによる台車位置, 台車速度, 振れ角, 振れ角速度の状態フィードバック制御系を図7に示す。なお, X方向, Y方向それぞれ独立に制御系を構築した。式(4),(5)に対する各々の状態方程式は次式で示される。

$$\dot{x}_d = A_d x_d + b_d u_d \quad (9)$$

$$A_d = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{T_d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{1}{T_d \ell^*} & -\frac{g}{\ell^*} & -\frac{D_d}{m \ell^{*2}} \end{bmatrix}, \quad b_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_{md}}{T_d} \\ 0 \\ \frac{K_{md}}{T_d \ell^*} \end{bmatrix}$$

ここで, d は方向を表し, $d = x$ は, X方向, $d = y$ は, Y方向を表し, 状態変数 $x_x = [x, \dot{x}, \alpha, \dot{\alpha}]^T$, $x_y = [y, \dot{y}, \beta, \dot{\beta}]^T$ である。巻き上げ系に対しては, サーボモータと巻き上げ機構により, 巻き上げ量は荷振れに関係なく保証されるので, 制御系は構築しなかった。さらに, サンプリング周期 10ms , 零次ホールドで式(9)を離散化した。離散時間最適レギュレータは次式で示される⁽²⁾。

$$u_d(k) = -F_x^d x_d(k) \quad (10)$$

Fig.7 Control diagram of crane system

ここで, $u_d(k)$ は, 次式の2次形式評価関数を最小にする制御入力であり, F_x^d は制御ゲインを示す。

$$J_d = \sum_{k=0}^{\infty} (x_d(k)^T W_x^d x_d(k) + u_d(k)^T W_u^d u_d(k)) \quad (11)$$

ただし, W_x^d , W_u^d はそれぞれ状態と入力に関する重み行列で, そのときのゲイン F_x^d はリカッチ方程式を解くことにより求められる⁽²⁾。

制御ゲインは次のように決定する。まず, 3.2節で述べた目標軌道 r_x, r_y の各最終目標位置を 10m 以下と限定した搬送距離の場合を対象とした。次に, 重み行列 W_x^d , W_u^d を試行錯誤的に変更させ, 以下に示す設計仕様を満たす重み行列を制御シミュレーション結果から見つけ, それにより定係数の制御ゲインを決定した。なお, 求めた制御ゲインは 10m 以下の全ての搬送距離において, 設計仕様(S)を満たすものである。

制御系設計仕様(S)

- (S1) 台車の加速度, 速度は実験装置の最大値(最大速度 $\pm 1.0\text{m/s}$, 最大加速度 $\pm 2.0\text{m/s}^2$)を越えない。
 (S2) 台車への供給電圧は実験装置の制約 $\pm 6\text{V}$ を越えない。
 (S3) 搬送中の最大振れ角は $\pm 0.2\text{rad}$ 以下で搬送する。
 (S4) 等速搬送時荷振れと目標位置到達時の残留振動が無い。
 (S5) 上記(S1) ~ (S4)の条件を満たし, 搬送時間の最小のもの。

ここで, 目標位置到達時とは, 目標位置の $\pm 0.01\text{m}$ の範囲に入った時点である。

4.2 制御シミュレーション 巻き上げによる大きなロープ長変化の影響を調べるため, 実験装置の可動範囲の制約を外し, X,Y方向を $0 \sim 10.0\text{m}$, ロープ長 $0.5 \sim 10.0\text{m}$ の可動範囲とし, 巻き上げ速度を速めるために, Z方向のモータゲイン K_{mz} を $0.169\text{m/s} \cdot \text{V}$ に変更して制御シミュレーションを行った。

4.2.1 一定ゲインによる搬送制御 4.1節で構築した制御系で, 以下に示す搬送条件で制御シミュレーションを行った。

・巻き上げなしの斜行搬送; **TYPE-C**

- (C1) X方向, Y方向の搬送距離を10.0m, 5.0mとする。
 (C2) ロープ長一定(1.0mと10.0m)とする。
 (C3) 斜行方向の目標軌道を加速区間 1.0m/s^2 , 等速搬送 0.7m/s , 減速区間 -1.0m/s^2 の台形速度入力で搬送を行う。

 ・巻き上げを含む斜行搬送; **TYPE-D**

- (C1) X方向, Y方向の搬送距離を10.0m, 5.0mとする。
 (C2) 加速, 減速区間で10.0~2.0mの巻き上げ, 巻き下げを行う。
 (C3) 斜行方向の目標軌道を加速区間 0.05m/s^2 , 等速搬送 0.7m/s , 減速区間 -0.05m/s^2 の台形速度入力で搬送を行う。

図8と図9にその結果を示す。図8は, 設計ロープ長 $\ell^* = 1.0\text{m}$ と 10.0m で各々制御系を設計し, そのロープ長にそれぞれ適用した結果である。図9はロープ長 $\ell^* = 2.0\text{m}$ と 10.0m で各々制御系を設計し, 10.0m から 2.0m の連続的なロープ長変化に対してそれぞれ適用した結果である。図8の設計ロープ長での搬送においては, 設計仕様を満たす搬送となっている。また, 図においてロープ長が長くなると搬送時間が10s程度遅い。これは, スタートから等速になるまでの加速区間内では, 正の加速度だけで制振を行っている本例の場合では, 制振には最低, 振れの半周期が必要である。従って, ロープの固有角振動数 $\omega = \sqrt{g/\ell}$ から, ロープ長が長いとロープの固有角振動数が小さく, それよりロープの振れ周期が長くなるため搬送時間が遅くなる。しかしその分, 加速度は緩やかになり振れは小さい。また, 図9の結果からロープ長変化に対して, $\ell^* = 2.0\text{m}$ の制御系では搬送中の振れは抑制されているものの, 搬送終了時に残留振動があり制御仕様を満たしていない。一方, $\ell^* = 10.0\text{m}$ の制御系は, シミュレーションの途中で発散し制御不能になっている。

そこで, ロープ長 $1.0\sim 10.0\text{m}$ の範囲における 1.5m 間隔で, 設計した一定制御ゲイン制御系の異なる一定ロープ長に対する有効範囲をシミュレーション解析により調べた。なお, 有効範囲は制御仕様(S)(S4)における目標位置到達時での残留振動振幅をロープ長の $\pm 0.1\%$ 以下と変更し, (S1)~(S4)を満たすものを調べた。その結果を図10に示す。図において, 横軸はロープ長, 縦軸は固有角振動数であり, ●は制御系を設計したロープ長 ℓ^* である。図中において, 例えばaのロープ長で設計した制御系はa'で示す矢印の範囲 8.8m ($3.0\sim 11.8\text{m}$)で有効であり, 縦軸の矢印の範囲 9.0rad/s ($0.9\sim 1.8\text{rad/s}$)は, その時の固有振動数の範囲を表す。図より, ロープの固有角振動数から, ロープ長が短いと

Fig.8 Control simulation results for constant rope length

Fig.9 Control simulation results with constant control gain for hoisting motion

固有角振動数の変化が大きく有効範囲が狭い。その反対にロープ長が長いと固有角振動数の変化が小さく有効範囲が広いことがわかる。また, その有効範囲は設

Fig.10 Relation between rope length and natural frequency with respect to robustness

計ロープ長 ℓ^* より短いロープ長で広く、長いロープ長に対しては狭くなっている。このことから、一定ロープ長で設計した制御系のロバスト性が確かめられた。また、シミュレーション結果から、最大振れ角はロープ長が変化してもほとんど変化しなかった。

4.2.2 ゲインスケジュールによる搬送制御 本節では連続的な巻き上げ動作による大きなロープ長変化に対応する制御系を構築する。オンラインでロープ長の検出ができるため、各設計ロープ長 ℓ^* の線形制御器を補間して制御する方法、すなわちGS法⁽¹³⁾を用いた。線形制御器の補間は図10の結果から、固有振動数を等分割することが基本と考えられ、ロープ長の短いところではスケジューリング間隔を短くすることとし、4m以下では4, 3, 2.5m, また、2.5m以下では0.25m間隔とし、ロープ長0.5～10.0mの範囲で制御ゲインを求めた。次に最小二乗法により、各設計ロープ長における制御ゲインを通る最小次数の多項式を求め、その多項式をGS関数とした。GS関数を図11の破線と表2に示す。

図中の●, △は, X, Y方向の設計ロープ長での制御ゲインを表わし, $(F_{x1}^x, F_{x2}^x, F_{x3}^x, F_{x4}^x), (F_{x1}^y, F_{x2}^y, F_{x3}^y, F_{x4}^y)$ は, X, Y方向での台車位置, 台車速度, 振れ角, 振れ角速度の制御ゲインである。これにより, 図7の制御系において, 巻き上げによるロープ長変化に対し, そのロープ長によってスケジューリングされたゲイン関数を計算し, 搬送—振れ系の制御を行うシステムになる。なお, 台車位置と振れ角に対する制御ゲインは, ロープ長とともに, 前者は小さく, 後者は大きくなる傾向がある。既に述べたように, ロープ長が短いと速い搬送が可能になることから, 台車位置の制御ゲインが大きく, 振れ角のそれが小さくなるものと考えられる。

さらにスケジューリングされた非線形システム式(4)～(8)の安定性の確認は理論的には困難であり, 次の

Fig.11 Decision of gain function for gain schedule

Table 2 Gain function considering swing angle

	Gain Function
F_{x1}^x	$0.051\ell^3 - 0.978\ell^2 + 4.654\ell + 14.686$
F_{x2}^x	$0.068\ell^3 - 1.557\ell^2 + 11.670\ell + 10.534$
F_{x3}^x	$-1.648\ell^2 + 45.073\ell + 79.708$
F_{x4}^x	$0.334\ell^2 + 20.019\ell + 30.351$
F_{x1}^y	$0.053\ell^3 - 1.010\ell^2 + 4.836\ell + 13.979$
F_{x2}^y	$0.071\ell^3 - 1.608\ell^2 + 11.856\ell + 9.534$
F_{x3}^y	$-1.673\ell^2 + 44.790\ell + 76.430$
F_{x4}^y	$0.323\ell^2 + 19.553\ell + 29.469$

ように検討した。まず, 制御系設計に用いた線形モデルレベルでの補間の安定性を確認した。ロープ長0.5～10.0mの範囲で0.1m間隔におけるX, Y方向独立な $(A_d(\ell) - b_d(\ell)F_x^d(\ell))$ についての極を調べた。なお, $A_d(\ell), b_d(\ell)$ は, 式(9)の時変システムである。求めた固有値は単位円内に存在したので, 巻き上げ速度を零とした静的な線形システムの安定性を確認した。次に図7に示す非線形モデル式(4)～(8)を用いて, 設計ロープ長以外のロープ長や巻き上げの制御シミュレーションを行い, 投影モデルの安定性を確かめた。安定性の理論的な解析は今後の課題である。

次にGSによる搬送制御の有効性を示すため, 搬送条件を前節のTYPE-Dと同様とし制御シミュレーションを行った。その結果を図12の破線で示す。図9と比較し目標値到達時の残留振動がなくなっており, 制御仕様を満足した搬送制御が良好に行われている。

4.2.3 スイッチングGSと実験結果 GSによって, ロープ長変化に対する制御系の有効性を示したが, 4.2.1節で, 一定ゲインにおける線形制御系に対し, ロープ長が長くなると振れを抑制することによって搬送

Table 3 Gain function considering cart position

	Gain Function
F_{x1}^w	$-0.081\ell^3 + 1.592\ell^2 - 9.880\ell + 43.758$
F_{x2}^w	$0.047\ell^3 - 0.875\ell^2 + 4.844\ell + 19.183$
F_{x3}^w	$0.125\ell^3 - 2.406\ell^2 + 13.877\ell + 22.720$
F_{x4}^w	$-3.177\ell - 1.078$
F_{y1}^w	$-0.081\ell^3 + 1.580\ell^2 - 9.798\ell + 43.086$
F_{y2}^w	$0.046\ell^3 - 0.853\ell^2 + 4.713\ell + 18.728$
F_{y3}^w	$0.122\ell^3 - 2.413\ell^2 + 13.900\ell + 22.137$
F_{y4}^w	$-3.104\ell - 1.150$

Fig.12 Control simulation results with gain schedule for hoisting motion

時間が長くなることを示した。図12のシミュレーション結果(破線)においても振れを抑制するために遅い搬送となり、搬送物の軌道は図13の破線となる。その結果、目標軌道(一点鎖線)に対してずれを生じる。障害物の回避を考えるとある程度の範囲で目標軌道への追従性を保証する必要がある。そこで前節で求めたGS制御系を、次のように改良させた。すなわち、搬送中は目標軌道への追従性を良くするため、制御設計仕様(S)(S4)の残留振動を $\pm 0.1\text{rad}$ と変更し、台車位置重視のGS制御系を新たに構築した。そして、最終目標位置の手前(-0.1m)まではそれを用い、それ以後からは前節の振れ重視のゲインに切り替えることとした。ロープ長変化に対応するため、前節と同様に、ロープ長0.5 ~ 10.0mの範囲で、台車位置重視の制御ゲインをロープ長の関数としてスケジューリングを行った。

求めたゲイン関数を図11の実線と表3に示す。求めたゲインは、前節で求めた破線のゲインと同様の傾向

Fig.13 Comparison between scheduling only and switching scheduling controller with respect to trajectory of object

を示しているが、台車位置重視のゲインはロープ長が短いところで大きくなっている。これは振れに対する制御仕様の制約を緩くしたためだと考える。

ゲイン切り替えを用いたスイッチングGS制御系による結果を図12の実線で示す。参考のため台車位置を重視したGSのみの結果を点線で示す。搬送条件は前節のTYPE-Dと同様とした。図より目標位置到達後の残留振動がなくなるまでの時間は振れの抑制を重視したGS(破線)と比べて同じであるが、目標軌道の追従性については1s、距離にして約0.7m程度向上する。これは図13からも明らかである。また、図9のロープ長2mで設計した制御系の搬送時間、つまり速い搬送となる制御系と図12のスイッチングGS制御の結果を比較すると、搬送時間は同じで、しかもスイッチングGS制御では搬送終了時に振れが抑制されている。これは、本制御系が目標軌道への追従と最終目標位置での残留振動抑制を備えた搬送ができることを示している。ところで、目標軌道への追従性を良くすることによって図12の実線で示したスイッチング制御系では搬送中、振動的になっている。それを許さない仕様の場合は、振れ重視GS制御系のみを使用することになる。

図12で示した結果では、スイッチング後の振れ重視GS制御系はごく僅かなロープ長変化にしか適用されていない。しかし、任意の高さの場所へ搬送させるにはゲイン関数を求めておくことは必要であると考えられる。

本研究では、用いた目標軌道への完全追従は振れ止めの観点より現状では無理であるが、障害物の確実な回避は目標軌道を障害物から少し余裕をもたせ与えることにより容易に実現される。

最後に、スイッチングGS制御入力におけるオープンループ搬送制御実験を行い、その入力における搬送制御の妥当性を考察した。制御入力には制御シミュレー

Fig.14 Experimental results by open-loop control for curve trajectory with hoisting motion

シヨンの結果を用いた。なお、搬送条件はモデルの検証で行った搬送条件TYPE-B(C2)(C3)を以下のように変更した。その結果を図14に示す。

(C2) 加速、減速区間で1.0~0.5mの巻き上げ、巻き下げを行う。

(C3) 曲線軌道上の目標軌道を加速区間0.1m/s²、等速搬送0.3m/s、減速区間-0.1m/s²の台形速度入力で搬送を行う。

図中の破線はスイッチングGS制御のシミュレーション結果、実線はその制御入力を用いて行った実験結果である。点線は台形速度入力を与えた無制御シミュレーション結果であり、制御の場合と同一の搬送時間である。実験結果はシミュレーション結果に良好に対応している。また、スイッチングGS制御では、目標軌道の追従性、振れの抑制、位置決めが良好に制御されている。制御をしないものと比較すると搬送中および搬送終了時の振れが抑制されていることがわかる。以上、スイッチングGS制御系は、3次元方向のフレキシブルな搬送経路に対応するものとして有用である。

5. 結言

本研究では、天井クレーンの搬送制御について以下の考察を行い、その有効性を明らかにした。

(1) 天井クレーンの3次元の挙動を良好に表現できる投影モデルを導出し、実験とシミュレーション解析に

よってモデルの妥当性の検証を行った。

(2) 搬送中および搬送終了時の振れを抑制した制御系を最適レギュレータによって構築した。システムの非線形性に対する線形制御系の有効範囲を示し、GS法を用い、制御ゲインをロープ長変化に対する関数として表し、巻き上げ動作による大きなロープ長変化に対応する制御系の構築を行った。

(3) 障害物回避を考慮した3次元搬送には、走行、横行、巻き上げのそれぞれの追従性を良くし、それを保証する必要がある。そのために目標軌道への追従性を考慮したゲインと振れを重視したゲインの切り替えを行うスイッチングGS制御系を提案した。

文献

- (1) 美多・金井, トロリーの最大加速度に注目したクレーンの最適運転法, 計測自動制御学会論文集, 15-6, (1979), 833-838.
- (2) 古田・川路・美多・原, メカニカルシステム制御, (1984), 192-212, オーム社.
- (3) 大坪・山田・藤川, ファジィ制御による天井走行クレーンの振れ止め制御, 9th. Fuzzy Symposium, Sapporo, May, (1993), 45-48.
- (4) 宋・坂本・橋本・青木, ファジィ適応則をもつモデル規範形適応制御系に基づく天井クレーン制御, 日本ファジィ学会誌, 3-4, (1991), 801-809.
- (5) 橋本・土谷・松田・杉岡, 荷振れ情報を必要としないクレーンの吊り荷の振動抑制制御, 計測自動制御学会論文集, 30-2, (1994), 172-180.
- (6) I.Morishita and K.Deguchi, Microcomputer Control of Overhead Travelling Cranes for Grab swing Suppression at the Goal Position, ACTA IMEKO, (1979), 403-410.
- (7) 川崎, クレーンにおけるつり荷の振れ止め制御について, 機誌, 72-605, (1969), 128-133.
- (8) 兼重・西田・寺嶋, 振動抑制と目標値追従性を考慮したクレーンによる液体コンテナ搬送制御, 機論, 62-596, C(1996), 75-82.
- (9) 小林・田村, 巻き上げ式天井クレーンの非線形制御, 機論, 58-548, C(1992), 324-332.
- (10) T.Takita, T.Noda, S.Ishijima and A.Kojima, Stabilization of the Variable Length Pendulum and the Overhead Travelling Crane with Winding Mechanism Proc. of 1st Asian Control Conference, Tokyo (Japan), Vol.1, July(1994), 515-518.
- (11) 西村・種村・野波, ゲインスケジューリングロバストコントローラを用いた走行クレーンの制御, 機講論, 95-28, (1995), 124-127.
- (12) 村田・中島・宮田・西崎, 横行クレーンのサーボ形ふれ止め制御, 機論, 61-582, C(1995), 513-518.
- (13) 内田, ゲインスケジューリング, 計測自動制御学会誌, 34-3, (1995), 182-187.
- (14) 麻生・谷・長南・林, 機械力学, (1986), 73, 朝倉書店.
- (15) 浜口・寺嶋・野村, 各種設計条件における液体タンクの最適搬送制御, 機論, 60-573, C(1994), 182-189.