荷位置情報に基づく3次元天井クレーンのモデリングと搬送制御* (第1報, 荷位置モデルの導出)

兼重明宏^{*1}, 寺嶋一彦^{*2}, 定森 健^{*3}

Modeling and Transferring Control of an Overhead Traveling Crane based on the Information of Object Position (1st Report, Modeling of Object Position in Overhead Traveling Crane)

Akihiro KANESHIGE, Kazuhiko TERASHIMA and Takeshi SADAMORI

The first step in systematically establishing an automatic crane control system is to build a mathematical model. This paper presents the modeling of an overhead traveling crane in a three dimensional (3-D) complex transfer trajectory including hoisting motion and curve trajectory. The crane model for object positions in a 3-D transferring space is derived in terms of force's balance, in which the swirling motion can well be expressed. The validity of the proposed model is confirmed by simulations and experiments.

Key Words: Material Handling Equipment, Crane System, Three Dimensional Transferring Space, Modeling, Object Position Model

1. 緒言

天井クレーンの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。これらに対して, 多くの研究が報告されているが^{(1)~(12)}, 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^{(8)~(11)}を対象したものに留まっている。

著者らも天井クレーンの3次元動的モデルとして, 任意の振れ角にある搬送物を走行鉛直平面および横行鉛直平面に投影した投影モデルを導出した⁽¹²⁾。制御系はロープ長が変化するシステムに対応するため, 各ロープ長毎に時不変最適レギュレータの制御ゲインを求め, それらをゲイン関数で補間したゲインスケジューリング法を用いた⁽¹²⁾。しかし, モデルの導出仮定から振れ角が大きくなる場合や搬送方向によってクレーンの3次元挙動を十分に表現できなく, また, 制御系においてはスケジューリングされたシステムの安定性が保証されておらず, 前報は適用限界が存在した。さらに, 台車の目標軌道への追従性と荷振れの抑振効果がトレードオフの関係となり, 台車をすばやく目標軌道に追従させた場合は荷振れを生じ, 荷振れを考慮した場合は振れを抑えるために目標軌道への追従性が悪く

なり, 搬送時間が長くなる欠点を有していた。

そこで, 本研究ではクレーンの巻き上げ, 曲線軌道など複雑な3次元挙動を正確に表すモデルと可変ロープ長に対して安定性を保証した制御系を構築することを目的とする。紙数の都合上, まずクレーンの荷位置に着目した荷位置モデルの導出を第1報として本論文で報告する。モデルの導出および検証を行い, 前報の投影モデルとの比較を行う。さらに導出した荷位置モデルは複雑な構造をしていることから, 制御系設計を容易に行うために簡略化を行い, その妥当性を検証する。

2. 実験装置

実験装置の概略を図1に示す。本装置は, 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とにより, X,Y方向への独立な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方向への移動とする。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, 搬送物は質量30Kg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。

* 原稿受付 1997年12月17日。

^{*1} 正員, 大島商船高等専門学校(☎ 742-2193 山口県大島郡大島町小松 1091-1)。

^{*2} 正員, 豊橋技術科学大学工学部(☎ 441-8580 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘 1-1)。

^{*3} 豊橋技術科学大学大学院 [現: 松下電工(株)] (☎ 519-0434 三重県度会郡玉城町町田宮寺)。

Fig.1 Experimental apparatus

Fig.2 Concept of object position model

Table 1 Parameter of crane systems

	X	Y	Z
Motor Gain [m/s · V] ; K	0.169	0.168	0.0207
Motor Time Constant ; T	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
Damping Coefficient [Kg/s] ; D	0.17	0.54	—

ワイヤの振れ角は、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⁽⁶⁾⁽¹²⁾。

3. 荷位置モデル

3.1 荷位置モデルの導出 吊り荷の搬送区間内の位置を状態量とし、クレーンの振れを荷の座標で表すモデルを力の釣り合いから求めた。モデルの導出には次の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) トロリーとガータの移動は同じ機構で駆動されるため代表して台車として称し、同形式のモデル式(2)を用いる。

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、式(2)のX,Y方向の台車位置モデルを得る。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -\frac{1}{T_x}\dot{x} + \frac{K_x}{T_x}u_x \\ \ddot{y} &= -\frac{1}{T_y}\dot{y} + \frac{K_y}{T_y}u_y \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

また、巻き上げもサーボモータを用いることから、台車と同形式のモデルで表せられ、次式のZ方向における荷の位置モデルを得る。

$$\ddot{z} = -\frac{1}{T_z}\dot{z} + \frac{K_z}{T_z}u_z \quad (3)$$

ここで、 x, y はX,Y方向の台車位置、 z はZ方向の荷位置を表し、 T_x, T_y, T_z は各モータ時定数、 K_x, K_y, K_z は各モータゲイン、 u_x, u_y, u_z は各方向の入力電圧を表す。なお、モータのパラメータとクレーンの仕様を表1に示す。

次に、図2から荷物の座標 $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= x + z \sin \theta \cos \varphi \\ \bar{y} &= y + z \sin \theta \sin \varphi \\ \bar{z} &= z \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

また、ロープの張力を F 、X,Y各方向の吊り荷の減衰係数を D_α, D_β 、荷物の質量を m 、重力加速度を g とし荷物の位置関係の釣り合いから運動方程式は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{\bar{x}} &= -F \sin \theta \cos \varphi - D_\alpha(\dot{\bar{x}} - \dot{x}) \\ m\ddot{\bar{y}} &= -F \sin \theta \sin \varphi - D_\beta(\dot{\bar{y}} - \dot{y}) \\ m\ddot{\bar{z}} &= mg - F \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで、式(4)を式(5)に代入し、式(6)を得る。

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{\bar{x}} &= -F \frac{\bar{x} - x}{z} - D_\alpha(\dot{\bar{x}} - \dot{x}) \\ m\ddot{\bar{y}} &= -F \frac{\bar{y} - y}{z} - D_\beta(\dot{\bar{y}} - \dot{y}) \\ m\ddot{\bar{z}} &= mg - F \frac{\bar{z}}{z} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

また、式(5)から、

$$F = \frac{mg - m\ddot{\bar{z}}}{\cos \theta} \quad (7)$$

さらに図2から,

$$\left. \begin{aligned} \cos \theta &= \frac{\ddot{z}}{z} \\ \sin \theta &= \frac{\sqrt{(\ddot{x}-x)^2 + (\ddot{y}-y)^2}}{z} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式(6), (7)と式(8)から, 荷位置 $\ddot{x}, \ddot{y}$ のモデルを得る.

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -\frac{(g-\ddot{z})(\ddot{x}-x)}{\ddot{z}} - \frac{D_\alpha}{m}(\dot{x}-\dot{x}) \\ \ddot{y} &= -\frac{(g-\ddot{z})(\ddot{y}-y)}{\ddot{z}} - \frac{D_\beta}{m}(\dot{y}-\dot{y}) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

次に, 式(4)から,

$$\ddot{z} = \ddot{z} \cos \theta - 2\dot{\theta}\dot{z} \sin \theta - z\ddot{\theta} \sin \theta - z\dot{\theta}^2 \cos \theta \quad (10)$$

となり, 式(8),(10)から, 荷位置 $\ddot{z}$ のモデルを得る.

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= \frac{\sqrt{B}\ddot{z}}{\sqrt{B}\ddot{z}+A} \left\{ \frac{\ddot{z}\ddot{z}}{z} - \left[\frac{2\dot{z}}{\sqrt{B}z} + \frac{C-z\dot{z}}{B\sqrt{B}} \right] \left[C - \frac{\dot{z}A}{z} \right] \right. \\ &\quad - \frac{\ddot{z}}{B} \left[\frac{c}{\sqrt{A}} - \frac{\dot{z}\sqrt{A}}{z} \right]^2 + \frac{1}{\sqrt{B}} \left[(\ddot{x}-x)\ddot{x} + (\ddot{y}-y)\ddot{y} \right. \\ &\quad \left. - (\dot{x}-\dot{x})^2 - (\dot{y}-\dot{y})^2 + \frac{C^2}{A} + \left(\frac{\ddot{z}}{z} - \frac{\dot{z}^2}{z^2} \right) A + \frac{\dot{z}C}{z} \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{Ag}{\ddot{z}} + \frac{D_\alpha}{m}(\dot{x}-\dot{x})(\ddot{x}-x) + \frac{D_\beta}{m}(\dot{y}-\dot{y})(\ddot{y}-y) \right] \right\} \quad (11) \end{aligned}$$

ここで, A, B, C は次式で表される.

$$\left. \begin{aligned} A &= (\ddot{x}-x)^2 + (\ddot{y}-y)^2 \\ B &= z^2 - (\ddot{x}-x)^2 + (\ddot{y}-y)^2 = z^2 - A \\ C &= (\dot{x}-\dot{x}) + (\ddot{x}-x) + (\dot{y}-\dot{y}) + (\ddot{y}-y) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

以上をまとめると荷位置モデルは次式で表される.

天井クレーン荷位置モデル

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -\frac{1}{T_x}\dot{x} + \frac{K_x}{T_x}u_x \\ \ddot{y} &= -\frac{1}{T_y}\dot{y} + \frac{K_y}{T_y}u_y \\ \ddot{z} &= -\frac{1}{T_z}\dot{z} + \frac{K_z}{T_z}u_z \\ \ddot{x} &= -\frac{(g-\ddot{z})(\ddot{x}-x)}{\ddot{z}} - \frac{D_\alpha}{m}(\dot{x}-\dot{x}) \\ \ddot{y} &= -\frac{(g-\ddot{z})(\ddot{y}-y)}{\ddot{z}} - \frac{D_\beta}{m}(\dot{y}-\dot{y}) \\ \ddot{z} &= \frac{\sqrt{B}\ddot{z}}{\sqrt{B}\ddot{z}+A} \left\{ \frac{\ddot{z}\ddot{z}}{z} - \left[\frac{2\dot{z}}{\sqrt{B}z} + \frac{C-z\dot{z}}{B\sqrt{B}} \right] \left[C - \frac{\dot{z}A}{z} \right] \right. \\ &\quad - \frac{\ddot{z}}{B} \left[\frac{c}{\sqrt{A}} - \frac{\dot{z}\sqrt{A}}{z} \right]^2 + \frac{1}{\sqrt{B}} \left[(\ddot{x}-x)\ddot{x} + (\ddot{y}-y)\ddot{y} \right. \\ &\quad \left. - (\dot{x}-\dot{x})^2 - (\dot{y}-\dot{y})^2 + \frac{C^2}{A} + \left(\frac{\ddot{z}}{z} - \frac{\dot{z}^2}{z^2} \right) A + \frac{\dot{z}C}{z} \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{Ag}{\ddot{z}} + \frac{D_\alpha}{m}(\dot{x}-\dot{x})(\ddot{x}-x) + \frac{D_\beta}{m}(\dot{y}-\dot{y})(\ddot{y}-y) \right] \right\} \quad (13) \end{aligned} \right\}$$

(a) For straight trajectory

(b) For curve trajectory

Fig.3 Reference trajectory

このモデルは, $\ddot{z}$ に $A = (\ddot{x}-x)^2 + (\ddot{y}-y)^2$ の項があり, 荷物と台車の位置が一致した場合, すなわち, $(x, y, z) = (\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z})$ のとき, 式(11)は発散してしまう. そこで, シミュレータとして本モデルを用いる場合, $(x, y, z) = (\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z})$ のとき, $\ddot{z} = \ddot{z}$ とする. また, X-Z平面, Y-Z平面でのロープの投影振れ角 α, β は, 図2から次式で表される.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{\ddot{x}-x}{\ddot{z}}, \quad \beta = \tan^{-1} \frac{\ddot{y}-y}{\ddot{z}} \quad (14)$$

3.2 モデルの検証 モデル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4次のRunge-Kuttaの数値解析法を用い, サンプルングタイムは5msとした. 搬送目標軌道は図3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)直線軌道上上台車が等速搬送する区間, (c)曲線軌道上上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⁽¹²⁾. 図3(a)は斜行搬送, 図3(b)は曲線

Fig.4 Validity of present crane model for straight trajectory

搬送であり、それぞれ次の搬送条件とした。

斜行搬送(搬送条件A) (図3(a))

X方向、Y方向の搬送距離をそれぞれ2.0m、1.0mの斜行経路の搬送を行う。ロープの巻き上げ下げ量は0.5mとし、ロープの巻き上げ速度0.18m/s、加速度 2.0m/s^2 とし、台車の搬送速度0.5m/s、加速度 0.17m/s^2 とする。

曲線搬送(搬送条件B) (図3(b))

X方向に0.5m直進し半径0.5mの円周上 $\pi/2\text{rad}$ 旋回し、Y方向へ0.5m直進する曲線軌道上を搬送する。ロープの巻き上げ下げ量は0.5mとし、ロープの巻き上げ速度0.18m/s、加速度 2.0m/s^2 とし、台車の搬送速度0.3m/s、加速度 0.1m/s^2 とする。

図4,5に斜行と曲線経路でのシミュレーション結果を示す。両図において実線は実験結果、破線はシミュレーション結果を示しており、搬送中の荷振れと台車の位置の応答に若干の誤差はあるもののその傾向は良好に一致している。また、図6は曲線搬送での3次元空間上の台車と荷物の位置を表している。実線は実験結果、破線はシミュレーション結果を示しており、台車と荷物の軌道が良好に一致している。特にGoal地点における荷物の旋回挙動も良好に表現できている。以上の結果から、本モデルは巻き上げや斜行、曲線軌道上での3次元搬送クレーンの挙動を表現できることを確認した。

Fig.5 Validity of present crane model for curve trajectory

Fig.6 Validity of object trajectory of present crane model for curve trajectory

次に前報の投影モデル⁽¹²⁾との比較を行った。投影モデルは荷振れを走行鉛直(X-Z)平面と横行鉛直(Y-Z)平面に投影し求めたモデルであるので、振れ角が大きくなる場合や搬送角度 φ によってクレーンの挙動を正確に表せない欠点があった。そこで、図3のような台車を斜行搬送する場合を考え、ロープ長1.0m一定で、ステップ入力15Vを与え、搬送角度 φ の違いにより生じる差異を見るために搬送角度 φ を $\pi/3, \pi/4, \pi/6, \pi/12$

Fig.7 Comparison between project model and object position model

と変更し、投影モデルと荷位置モデルの比較を行った。

図7はX-Z平面の振れ角 α の時間応答結果を表す。図中の搬送角度は、Y軸からの搬送角度 φ を表す。実線は真のモデルの時間応答を表し、その結果は、台車の移動方向を一方向搬送クレーンとして振れ角の時間応答を求め、これと搬送角度からX-Z平面の振れ角 α とY-Z平面の振れ角 β を逆算し求めた。破線は荷位置モデル、一点鎖線は投影モデルの振れ角の時間応答を表す。結果から振れ角が大きくなった場合や搬送角度が小さくなると投影モデルではクレーンの挙動を正確に表せなくなる。これは、振れ角が大きくなった場合や搬送角度が小さい場合、投影ロープ長の変化率が大きくなり、投影ロープ長を用いた2平面では3次元の挙動を表現できなくなることが原因と考える。また、搬送角度や入力値の大きさによる荷位置モデルの妥当性についても調べたが、振れ角が0.3rad以内であれば良好にクレーンの挙動を表現できた。

以上のことにより導出した荷位置モデルは3次元のクレーン搬送の挙動を正確に表現することができると考える。

3.3 制御系設計のための簡略化モデル 前節で導出した荷位置モデルは、クレーンの3次元搬送の挙動を正確に表せられ、シミュレータ(バーチャルプラント)としては有用であるが、制御系を構築するモデルとしては複雑である。そこで、ロープの振れ角は微小

であり、振れに伴う荷物の上下方向の動きは無視できるとし、 $\ddot{z} = z$ 、また、 $g \gg \ddot{z}$ と仮定し、次式の簡略化モデルを導出した。

簡略化モデル

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= -\frac{1}{T_x} \dot{x} + \frac{D_\alpha}{T_x} u_x \\ \ddot{y} &= -\frac{1}{T_y} \dot{y} + \frac{D_\beta}{T_y} u_y \\ \ddot{z} &= -\frac{1}{T_z} \dot{z} + \frac{K_z}{T_z} u_z \\ \ddot{\tilde{x}} &= -\frac{\tilde{x} - x}{z} g - \frac{D_\alpha}{m} (\dot{\tilde{x}} - \dot{x}) \\ \ddot{\tilde{y}} &= -\frac{\tilde{y} - y}{z} g - \frac{D_\beta}{m} (\dot{\tilde{y}} - \dot{y}) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

前報では、台車の目標軌道への追従性と荷振れの抑振効果がトレードオフ関係となり⁽¹²⁾、台車をすばやく目標軌道に追従させた場合は荷振れを生じ、荷振れを考慮した場合は荷振れを抑えるために目標軌道の追従性が悪くなり、搬送時間が長くなる問題を生じた。また、荷物を運ぶことが最終目的であり、台車軌道が固定されておらず、荷物の障害物回避を考えた場合、台車の目標軌道を与えるのは非合理であり、荷物の軌道を与える方が目的が明確化され合理的である。これらを考慮して荷位置を目標軌道とし、その軌道に追従させる制御系を構築することを考える。そのため本報では、式(15)を変形させ、状態変数を $(\tilde{x}, \tilde{y})$ 、ロープの振れを表す荷物と台車の位置の偏差 $(\Delta x = \tilde{x} - x, \Delta y = \tilde{y} - y)$ とする次式の簡略化荷位置追従モデルを得る。

簡略化荷位置追従モデル

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\tilde{x}} &= -\frac{g}{z} \Delta x - \frac{D_\alpha}{m} \Delta \dot{x} \\ \Delta \ddot{x} &= \frac{1}{T_x} \dot{\tilde{x}} - \frac{g}{z} \Delta x - \left(\frac{D_\alpha}{m} + \frac{1}{T_x} \right) \Delta \dot{x} - \frac{K_x}{T_x} u_x \\ \ddot{\tilde{y}} &= -\frac{g}{z} \Delta y - \frac{D_\beta}{m} \Delta \dot{y} \\ \Delta \ddot{y} &= \frac{1}{T_y} \dot{\tilde{y}} - \frac{g}{z} \Delta y - \left(\frac{D_\beta}{m} + \frac{1}{T_y} \right) \Delta \dot{y} - \frac{K_y}{T_y} u_y \\ \ddot{z} &= -\frac{1}{T_z} \dot{z} + \frac{K_z}{T_z} u_z \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

この簡略化モデルを検証するため、式(13)の荷位置モデルとの比較シミュレーションを図3で用いた搬送経路で行った。斜行搬送、曲線搬送の結果を図8,9に示す。実線は荷位置モデル、破線は簡略化モデルを表す。なお、式(16)は式(15)と本質的に全く同じものである。結果から簡略化モデルと荷位置モデルの時間応答は良好に一致しており、簡略化モデルの妥当性を明らかにした。式(15)あるいは式(16)の形は式(13)と比べ、はるかに簡単な構造となっており、これを用いて制御系の設計が可能となる。

Fig.8 Comparison between original model and simplified model for straight trajectory

4. 結言

3次元空間を走行する天井クレーンの搬送制御系を構築するため、本報では次のことを行った。

- (1) 荷位置に着目し、荷の搬送区間内の位置を状態量とし、クレーンの振れを荷の座標で表すモデルを力の釣り合いから求めた。実験により振れ角0.3rad以内でその妥当性を明らかにした。
- (2) 導出した荷位置モデルと前報で提案した投影モデルとの比較を行った。その結果、本報で提案した荷位置モデルの適応範囲が広く有効であることがわかった。
- (3) 荷位置を目標軌道とし、その軌道に追従する制御系を構築するための簡略化モデルを導出し、そのモデルの妥当性を示した。

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.

Fig.9 Comparison between original model and simplified model for curve trajectory

- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) I.Morishita and K.Deguchi, Microcomputer Control of Overhead Travelling Cranes for Grab swing Suppression at the Goal Position, ACTA IMEKO, (1979), 403-410.
- (6) 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.
- (7) 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), 1321-1328.
- (8) 大坪・久村, 可変ロープ長振子の振動制御, 計測自動制御学会論文集, 19-9, (1982), 77-79.
- (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), 1318-1326.
- (10) 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.
- (11) 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.
- (12) 兼重・北岡・宗利・寺嶋, 巻き上げ, カーブ軌道を有する天井クレーンの搬送制御, 機論, 63-607, C(1997), 921-928.