天井クレーンにおける搬送物の障害物回避と荷振れ抑制を考慮した軌道計画 および初期軌道設計による軌道計画の高速化

猪 股 聖*・野 田 善 之*

Trajectory Planning with Obstacle Avoidance of Transfer Object and Load Sway Suppression in
Overhead Traveling Crane, and Fast Solution of Trajectory Planning by Designing Initial Trajectory

Akira INOMATA* and Yoshiyuki NODA*

This paper is concerned with an advanced transfer trajectory planning method of an overhead traveling crane. In the overhead traveling crane, it is required to reach the target position in a short time, avoid the obstacles, and suppress the load sway. Therefore, the trajectory planning method using the optimization problem with considering input and state constraints in the overhead traveling crane, obstacle avoidance and vibration suppression is proposed in this paper. In the proposed approach, the trajectory optimization for 2-Dimensional transfer machine proposed by the authors in the previous study is applied to the trajectory planning of the overhead traveling crane. And, it is discussed how to give the cost function in the trajectory optimization with reducing the fluctuating cart motion. In the previous study, it takes a long time to derive the reference trajectory because of many variables in the trajectory optimization. Therefore in this study, we also proposed the fast solution for optimizing the trajectory by giving a feasible initial trajectory. The effectiveness of the proposed transfer trajectory planning method is verified by simulations and experiments of the overhead traveling crane.

Key Words: overhead traveling crane, obstacle avoidance, vibration suppression, trajectory optimization

1. 緒 言

製造業や流通業では、屋内外での荷役運搬作業にクレーンシステムを活用している。その中で、屋内の搬送作業では、主に天井クレーンが多用されている¹⁾。また、近年では作業者の負荷軽減を目的に天井クレーンの自動化が進められている^{2),3)}。天井クレーンの自動走行では、荷振れ抑制を行ないつつ、素早く目的位置まで荷物を搬送することが求められている。

従来研究では上述に示す背景に対して、数多くのクレーン搬送制御システムが提案されている⁴⁾。天井クレーンの荷振れ抑制制御では、最適制御を用いた制振制御手法⁵⁾や極配置法によるフィードバック制振制御と位置進み補償によるフィードフォワード制御を併合した2自由度制御⁶⁾、クレーンフックに可動エフェクターを導入し、外乱推定を伴う2自由度制御を適用した制振制御⁷⁾、ゲインスケジュールによる荷振れ抑制制御⁸⁾などが提案されている。これらの研究は、主に1次元搬送を対象とした荷振れ抑制と高速搬送を実現する制御

システムの開発であった。

しかしながら、天井クレーンの多くは前後左右方向への走行が可能な平面搬送機械であり、平面搬送機械では障害物への衝突回避を考慮した経路計画が求められる。天井クレーンの障害物回避を考慮した経路計画に関する従来研究として、操作者が障害物回避が可能な台車通過位置を複数点指示し、その通過点付近を通過するように時間多項式で軌道計画する手法が提案されている⁹⁾。また、ポテンシャル法を用いて障害物衝突回避を考慮した経路を導出し、振動抑制可能な台車搬送軌道へ整形する手法が提案されている¹⁰⁾。これらの軌道計画法は、障害物衝突回避が可能な経路を導出し、台車の動特性や振動抑制を考慮した軌道へ整形する手法である。したがって、障害物衝突回避が可能な経路に急激な経路変化が含まれている場合、経路を短絡するなど障害物回避経路と大幅に異なる経路へ整形される可能性があり、その結果、障害物に衝突する恐れがあった。このような場合の対策として、障害物衝突を回避する方策を個別に論じる必要があった。一方で、近年、著者らによって平面搬送機械を対象に、駆動系の入力・状態制約や周波数変動を有する振動の抑制、搬送空間中の障害物回避を考慮した軌道計画法が提案されている^{11),12)}。この手法では、障害物回避、駆動系の制約、周波数変動を有する振動の抑制を最適化問題として定式化し、搬送軌道を一元的に計画している。また、この軌道計画が2次制約を含む

* 山梨大学大学院機械システム工学専攻 甲府市武田 4-3-11

* Graduate School of Department of Mechanical System Engineering, University of Yamanashi, 4-3-11 Takeda, Kofu (Received March 25, 2016)
(Revised July 15, 2016)

Fig. 1 Photo of laboratory-type overhead traveling crane

Table 1 Specifications of crane system shown in Fig. 1

Maximum Transfer Distance on x -axis	1.050 [m]
Maximum Transfer Distance on y -axis	0.400 [m]
Maximum Rope Length	0.60 [m]
Limitations of Velocities on x - and y -axes	± 0.22 [m/s]
Limitations of Hoisting Velocity	± 0.5 [m/s]
Limitations of Accelerations on x - and y -axes	± 0.5 [m/s ²]
Limitations of Hoisting Acceleration	± 1.0 [m/s ²]
Limitation of Control Input Voltage	± 10 [V]

2 次計画問題に帰着できることを示している。

そこで、本研究では平面搬送機械の軌道計画法¹²⁾を用いて、天井クレーンに指向した軌道計画法を提案する。また、従来手法¹²⁾では搬送機械の軌道に揺動的な運動が含まれ、投入エネルギーの増大を招いていることが確認されている。そこで、本研究では、この揺動運動の低減を考慮した評価関数を有する軌道計画法を提案する。具体的には、従来手法¹²⁾では、目標値までの積分 2 乗誤差を最小にする搬送軌道の高速化と、離散フーリエ変換を用いた周波数領域でのエネルギー積分の最小化による振動の抑制を評価関数で定義していた。本研究では、この評価関数に制御入力エネルギーを抑制する項を加えることで、台車の揺動運動を抑制する。さらに、従来手法¹²⁾では軌道計画で用いる最適化問題での設計変数が多いことから軌道導出に多大な時間を要していた。そこで、本研究では、実行可能な初期軌道を与えることによる搬送軌道計画の高速演算手法を提案する。提案する搬送軌道計画法の有用性は、天井クレーンのシミュレーションおよび実機実験によって検証される。

2. 天井クレーンの概要と数理モデル

本研究で対象とする天井クレーンの概要を Fig. 1 に示す。また、Fig. 1 の天井クレーンの仕様を Table 1 に示す。Fig. 1 に示す天井クレーンでは、台車が x 軸、 y 軸方向それぞれに設置されたサーボモータへ指令電圧を与えることで走行する。また、 z 軸方向のサーボモータに指令電圧を与えることで搬送物が巻き上げおよび巻き下げられる。台車の x 軸および y 軸方向の位置、搬送物の z 軸方向の位置は各軸のサーボモータ

Fig. 2 Illustration of load sway in crane

Fig. 3 Cart transfer system as controlled object on an axis

タに取り付けられたロータリーエンコーダにより計測される。荷振れ角度は、台車下面に設置されたレーザ測域センサより検出されたロープ位置から算出される。そして、Fig. 1 のように、搬送物の搬送空間内に障害物が設置される。

ここで、台車走行における荷振れ挙動を Fig. 2 に示す。Fig. 2 より、荷振れモデルは次式のように表現される。

$$\begin{cases} ml^2\ddot{\theta}\cos\phi - 2ml^2\dot{\phi}\dot{\theta}\sin\phi = -mgl\sin\theta + mla_y\cos\theta, \\ ml^2\ddot{\phi} + ml^2\dot{\theta}^2\sin\phi\cos\phi = -mgl\sin\phi\cos\theta - ml(a_x\cos\phi + a_y\sin\phi\sin\theta), \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 m は搬送物の質量、 g は重力加速度、 l はロープ長、 θ と ϕ は荷振れの角度、 a_x と a_y は x 軸、 y 軸の搬送台車の加速度である。(1) 式に対して、 $\theta \ll 1$ 、 $\phi \ll 1$ 、 $\dot{\phi} \approx 0$ 、 $\dot{\theta}^2 \approx 0$ 、 $\phi\theta \approx 0$ と仮定すると、つぎの線形化モデルが得られる。

$$\begin{cases} ml^2\ddot{\theta} + mgl\theta = mla_y, \\ ml^2\ddot{\phi} + mgl\phi = -mla_x, \end{cases} \quad (2)$$

(2) 式に示すように θ 軸と ϕ 軸の荷振れが分離されていることが確認できる。文献 13) より天井クレーンの平面搬送において、一般的に用いられる搬送状態では、(2) 式の線形化モデルでも荷振れを精度良く表現できることが示されている。

台車の搬送制御には Fig. 3 に示すように台車の位置フィードバック制御システムを x 軸、 y 軸それぞれに構成する。また、フィードバック制御器には比例制御を適用する。したがって、 x 、 y 軸それぞれの台車搬送モデルは次式のように示される。

$$\begin{cases} \ddot{x}_{cm} = -\frac{1}{T_m}\dot{x}_{cm} + \frac{K_m}{T_m}u_m, \\ u_m = K_{pm}(r_m - x_{cm}), \end{cases} \quad (m = x, y), \quad (3)$$

ここで, x_{cm} , u_m , r_m はそれぞれ x 軸, y 軸方向の台車位置, 制御入力, 目標軌道である. T_m , K_m はそれぞれ x 軸, y 軸方向のモータの時定数とゲイン定数である. K_{pm} は各軸の位置フィードバック制御器の比例ゲインである. 本研究では, モータの時定数とゲイン定数の値は, それぞれ $T_x = 0.008$ s, $T_y = 0.036$ s, $K_x = K_y = 0.037$ m/s/V と同定実験によって得られた. 比例ゲインは $K_{px} = K_{py} = 100$ とする. また, 台車搬送制御システムには, 制御入力制約および速度, 加速度の状態制約が課せられる. 本研究でのこれらの制約は Table 1 に示される.

3. 搬送軌道計画法

前章に示した台車搬送モデルに対して, 障害物回避, 荷振れ抑制, 駆動系の入力・状態制約を考慮した台車軌道を導出する. ここで, 台車の搬送軌道計画は, 文献 12) を参照して導出される. したがって, 搬送軌道計画の詳細は文献 12) を参照されたい.

3.1 台車搬送の表現

台車の搬送軌道計画問題に対して, (3) 式に示す台車搬送モデルを次式のように離散化モデルで表現する.

$$\begin{cases} x_{dm}(k+1) = A_{clm}x_{dm}(k) + B_{clm}r_m(k), \\ z_m(k) = C_{zclm}x_{dm}(k) + D_{zclm}r_m(k), \\ z_{um}(k) = C_{uclm}x_{dm}(k) + D_{uclm}r_m(k), \\ y_m(k) = C_{yclm}x_{dm}(k) + D_{yclm}r_m(k), \end{cases} \quad (4) \quad (m = x, y),$$

ここで, x_{dm} は (3) 式に示す状態変数 x_{cm} を離散化した状態変数であり, z_m は制御量として, 台車位置, 速度, 加速度を示す. z_{um} は制御入力, y_m は観測量として, 台車位置を示す. A_{clm} , B_{clm} は (4) 式の位置フィードバック制御システムの離散化モデルの状態方程式におけるシステム行列と入力ベクトルをそれぞれ示す. また, C_{zclm} , D_{zclm} , C_{uclm} , D_{uclm} , C_{yclm} , D_{yclm} は, それぞれの出力方程式における出力行列および直達ベクトルを示す. (4) 式に示す台車の運動は $t = k\Delta T$ として離散時間系で表現されたものであり, t は時間, ΔT はサンプリングタイム, k はサンプル番号である.

3.2 評価関数

搬送軌道計画における評価関数を定義する. 従来手法¹²⁾では, 導出された台車搬送軌道が揺動するなどの無駄な運動が含まれることが確認されている. そこで, 台車の揺動運動を低減する目的で, 評価関数に制御入力エネルギーの抑制に関する項を加える. 本研究で提案する評価関数を次式に示す.

$$\begin{aligned} \min_{r_x, r_y} J &= \min_{r_x, r_y} \{w_1(J_{1x} + J_{1y}) + w_2(J_{2x} + J_{2y}) \\ &\quad + w_3(J_{3x} + J_{3y})\}, \quad (5) \\ J_{1m} &= \sum_{k=0}^{N-1} |r_{0m}(k) - y_m(k)|^2, \\ J_{2m} &= \sum_{k=0}^{N-1} |z_{um}(k)|^2, \\ J_{3m} &= \int_{v_1}^{v_2} |z_{um}(v)|^2 dv, \quad (m = x, y), \end{aligned}$$

ここで, r_{0x} , r_{0y} はそれぞれ x 軸, y 軸の目標位置である. v は角周波数であり, v_1 と v_2 は周波数領域におけるエネルギー評価を行なう帯域の角周波数の最小値と最大値をそれぞれ示す. (5) 式において, $J_{1x} + J_{1y}$ は, 搬送軌道を高速化する目的で与える目標位置と台車軌道の積分二乗誤差であり, $J_{2x} + J_{2y}$ は, 台車の揺動運動を低減する目的で与える制御入力の二乗積分値を示す. $J_{3x} + J_{3y}$ は, 振動要素である搬送物の荷振れを抑制する目的で与える制御入力の周波数領域における区間 $v_1 - v_2$ の二乗積分値である. そして, $w_1 \geq 0$, $w_2 \geq 0$, $w_3 \geq 0$ は重み係数を示す. ここで, 従来研究¹²⁾で示された評価関数は (5) 式において, $w_2 = 0$ としたものと等価である.

(5) 式の評価関数を行列表現する. そこで, 入力, 制御量のベクトルはそれぞれ次式で表わされる.

$$\begin{aligned} Z_{um} &= [z_{um}(0) \ z_{um}(1) \ \cdots \ z_{um}(N-1)]^T, \\ Z_m &= [z_m(0) \ z_m(1) \ \cdots \ z_m(N-1)]^T, \quad (m = x, y). \end{aligned} \quad (6)$$

R_m , R_{0m} , Y_m も同様に $r_m(k)$, $r_{0m}(k)$, $y_m(k)$, ($k = 0, 1, \dots, N-1$) から定義すると, 制御入力, 制御量, 観測量は次式で表わされる.

$$Z_m = M_{zm}R_m, \quad Y_m = M_{ym}R_m, \quad (m = x, y), \quad (7)$$

ここで, M_{zm} , M_{ym} は次式となる.

$$\begin{aligned} M_{zm} &= \begin{bmatrix} D_{zclm} & 0 & \cdots & 0 \\ C_{zclm}B_{clm} & D_{zclm} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ C_{zclm}A_{clm}^{n-2} & \cdots & C_{zclm}B_{clm} & D_{zclm} \end{bmatrix}, \quad (8) \\ M_{ym} &= \begin{bmatrix} D_{yclm} & 0 & \cdots & 0 \\ C_{yclm}B_{clm} & D_{yclm} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ C_{yclm}A_{clm}^{n-2} & \cdots & C_{yclm}B_{clm} & D_{yclm} \end{bmatrix}, \quad (9) \\ &\quad (m = x, y). \end{aligned}$$

(6)~(9) 式の行列表現を用いて, (5) 式の評価関数内の $J_{1x} + J_{1y}$ を行列表現すると次式となる.

$$\begin{aligned} J_{1x} + J_{1y} &= (R_x^T M_{yx}^T M_{yx} R_x - 2R_x^T M_{yx}^T R_{0x}) \\ &\quad + (R_y^T M_{yy}^T M_{yy} R_y - 2R_y^T M_{yy}^T R_{0y}), \end{aligned} \quad (10)$$

ここで, $R_{0x}^T R_{0x}$ と $R_{0y}^T R_{0y}$ は定数であることから, (10) 式に示す評価関数ではすでに省略されている. つぎに, (5) 式の評価関数内の $J_{2x} + J_{2y}$ を行列表現すると次式となる.

$$J_{2x} + J_{2y} = (R_x^T M_{zu}^T M_{zu} R_x) + (R_y^T M_{zy}^T M_{zy} R_y). \quad (11)$$

つづいて, (5) 式の評価関数内の J_{3x} は離散フーリエ変換

Fig. 4 Cart trajectory with obstacle avoidance

によって、次式のように表現され得る.

$$\begin{aligned}
 J_{3x} &= \int_{v_1}^{v_2} |z_{ux}(v)|^2 dv \\
 &= \int_{v_1}^{v_2} \left| \sum_{k=0}^{N-1} z_{ux}(k) e^{-jv\Delta T k} \right|^2 dv \\
 &= \int_{v_1}^{v_2} \sum_{k=0}^{N-1} z_{ux}(k) e^{-jv\Delta T k} \\
 &\quad * \sum_{k=0}^{N-1} e^{jv\Delta T k} z_{ux}(k) dv. \quad (12)
 \end{aligned}$$

(5) 式の評価関数内の J_{3y} も (12) 式と同様に表わすことができる. したがって, $J_{3x} + J_{3y}$ を (6)~(9) 式を用いて行列表現すると次式となる.

$$\begin{aligned}
 J_{3x} + J_{3y} &= R_x^T M_{zux}^T \bar{M}_e M_{zux} R_x \\
 &\quad + R_y^T M_{zuy}^T \bar{M}_e M_{zuy} R_y, \quad (13)
 \end{aligned}$$

ここで, $\bar{M}_e$ は次式で表わされる.

$$\bar{M}_e = \begin{bmatrix} v_2 - v_1 & & & & \\ \frac{\sin v_2 \Delta T - \sin v_1 \Delta T}{\Delta T} & & & & \\ \vdots & & & & \\ \frac{\sin v_2 \Delta T(N-1) - \sin v_1 \Delta T(N-1)}{\Delta T(N-1)} & & & & \\ \frac{\sin v_2 \Delta T - \sin v_1 \Delta T}{\Delta T} & \cdots & & & \\ v_2 - v_1 & & \ddots & & \\ \vdots & & \vdots & & \\ \cdots & \frac{\sin v_2 \Delta T - \sin v_1 \Delta T}{\Delta T} & & & \\ \frac{\sin v_2 \Delta T(N-1) - \sin v_1 \Delta T(N-1)}{\Delta T(N-1)} & & \vdots & & \\ \frac{\sin v_2 \Delta T - \sin v_1 \Delta T}{\Delta T} & & & & \\ v_2 - v_1 & & & & \end{bmatrix}. \quad (14)$$

(10), (11), (13) 式の行列表現を用いて, (5) 式の評価関数を行列表現すると次式となる.

$$\begin{aligned}
 \min_{R_x, R_y} J &= \min_{R_x, R_y} \{w_1(J_{1x} + J_{1y}) + w_2(J_{2x} + J_{2y}) \\
 &\quad + w_3(J_{3x} + J_{3y})\}
 \end{aligned}$$

Fig. 5 Relationship of position between cart and transfer object

$$\begin{aligned}
 &= \min_{R_x, R_y} \{-2w_1(R_x^T M_{yx}^T R_{0x} + R_y^T M_{yy}^T R_{0y}) \\
 &\quad + R_x^T (w_1 M_{yx}^T M_{yx} + w_2 M_{zux}^T M_{zux}) R_x \\
 &\quad + w_3 M_{zux}^T \bar{M}_e M_{zux}) R_x \\
 &\quad + R_y^T (w_1 M_{yy}^T M_{yy} + w_2 M_{zuy}^T M_{zuy}) R_y \\
 &\quad + w_3 M_{zuy}^T \bar{M}_e M_{zuy}) R_y\}. \quad (15)
 \end{aligned}$$

3.3 台車搬送における入力・状態制約

台車搬送における入力・状態制約を行列表現すると次式で表わされる.

$$\begin{aligned}
 |M_{zxm} R_m| &\leq Z_{xmc}, \\
 |M_{zum} R_m| &\leq Z_{umc}, \quad (m = x, y), \quad (16)
 \end{aligned}$$

ここで, Z_{xmc} と Z_{umc} は入力・状態制約であり, それぞれ次式で与えられる.

$$\begin{aligned}
 Z_{xmc} &= \begin{bmatrix} z_{mc} & \cdots & z_{mc} \end{bmatrix}^T, \\
 Z_{umc} &= \begin{bmatrix} z_{umc} & \cdots & z_{umc} \end{bmatrix}^T, \quad (m = x, y), \quad (17)
 \end{aligned}$$

ここで, z_{mc} , z_{umc} はそれぞれの制約の境界値を示す.

本研究では, 有限時間区間における軌道計画問題である. したがって, 終端時刻で目標位置 (r_{0x}, r_{0y}) に搬送物を搬送し, 台車を静止させるために, 次式の等式制約を課す.

$$M_{fm} R_m = Z_{fm}, \quad (m = x, y), \quad (18)$$

ここで, M_{fm} , Z_{fm} は次式で与えられる.

$$\begin{aligned}
 M_{fm} &= \begin{bmatrix} C_{yclm} A_{clm}^{N-2} B_{clm} & \cdots & C_{yclm} B_{clm} & D_{yclm} \\ C_{zclm} A_{clm}^{N-2} B_{clm} & \cdots & C_{zclm} B_{clm} & D_{zclm} \end{bmatrix}, \\
 Z_{fm} &= \begin{bmatrix} r_{0m} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (m = x, y). \quad (19)
 \end{aligned}$$

3.4 障害物回避のための台車軌道制約

平面搬送では, 搬送空間中の障害物を回避する必要がある. 本研究では, Fig. 4 に示すように, 障害物を楕円で包含し, その楕円の内部は, 軌道計画において回避しなければならない領域として定義する. したがって, 次式に示す台車の位置に関する不等式制約を課す.

Fig. 6 Time series of feasible initial trajectory

Fig. 7 Feasible initial trajectory on transfer space

$$\frac{(x-x_0)^2}{a_r^2} + \frac{(y-y_0)^2}{b_r^2} - 1 \geq 0, \quad (20)$$

ここで、 (x_0, y_0) は障害物を包含する楕円の中心位置である。 a_r , b_r はそれぞれ楕円形の非侵入領域における各軸方向の長さであり、次式で与えられる。

$$a_r = a + r, \quad b_r = b + r, \quad (21)$$

ここで、 a , b は障害物を包含する楕円の軸方向の長さに対応している。そして、 r は次式で表わされる。

$$r = r_e + d_{max}, \quad (22)$$

ここで、 r_e は Fig. 5 に示すように、搬送物を包含する円の半径である。 d_{max} は、台車加減速時に生じる台車と搬送物の偏差の最大値である。振動が抑制されている場合には、台車の最大加速度とロープの傾き角の静的な関係は、(2) 式を用いて次式のように導出できる。

$$\phi_{max} = \frac{|a_x|_{max}}{g}, \quad (23)$$

ここで、 ϕ_{max} は、ロープの最大傾き角、 $|a_x|_{max}$ は台車の最大加速度である。したがって、台車と搬送物の最大偏差 d_{max} は次式となる。

$$d_{max} = \frac{l_{max}|a_x|_{max}}{g}, \quad (24)$$

ここで、 l_{max} は天井クレーンにおける台車走行時の最長ロープ長である。従来研究¹²⁾では、平面搬送機械全般を対象とした搬送軌道計画法であったため、台車と搬送物の偏差は考慮されていなかった。天井クレーンにおける障害物回避を考慮した軌道計画の場合、搬送物がロープで吊り下げられている構造から、Fig. 5 に示すように台車位置と搬送物位置に差異が生じる。したがって、天井クレーンでは (22)~(24) 式の考慮が必要となる。

(20) 式の障害物回避に関する不等式の行列表現は次式となる。

$$\begin{aligned} & R_x^T \left(\frac{1}{a_r^2} M_{yx}^T E M_{yx} \right) R_x + R_y^T \left(\frac{1}{b_r^2} M_{yy}^T E M_{yy} \right) R_y \\ & - \left(\frac{2}{a_r^2} X_0^T E M_{yx} \right) R_x - \left(\frac{2}{b_r^2} Y_0^T E M_{yy} \right) R_y \\ & + \frac{1}{a_r^2} X_0^T E X_0 + \frac{1}{b_r^2} Y_0^T E Y_0 - \eta \geq 0, \quad (25) \end{aligned}$$

ここで、 $E = [e_1^T e_1 \cdots e_k^T e_k \cdots e_n^T e_n]^T$, $\eta = [e_1 e_1^T \cdots e_k e_k^T \cdots e_n e_n^T]^T$ である。また、 e_i は i 番目の要素のみが 1 を示すベクトルであり、 $e_i = [0, \dots, 0, 1, 0, \dots, 0] \in R^{1 \times n}$ のように示す。そして、 $X_0 = [x_0, x_0, \dots, x_0]^T \in R^{1 \times n}$, $Y_0 = [y_0, y_0, \dots, y_0]^T \in R^{1 \times n}$ である。

したがって、(15), (16), (18), (25) 式に示すように、本研究で示す天井クレーンの軌道計画問題は 2 次制約を含む 2 次計画問題に帰着する。本研究では、この 2 次制約を含む 2 次計画問題を逐次 2 次計画問題で求解する。

4. 実行可能な初期軌道による軌道計画の高速解法

搬送軌道は前章で示された最適化問題により得ることができる。しかし、本研究で用いる軌道計画のための最適化問題では、設計変数が多数であるため、軌道の導出に多大な時間を要する。従来研究¹²⁾では、最適化問題における初期軌道 $R_{ini} \in R^{1 \times n}$ を次式のように与えている。

$$R_{inim} = [r_{0m} \ r_{0m} \ \cdots \ r_{0m}]^T, \quad (m = x, y), \quad (26)$$

ここで、 r_{0m} は目標位置である。したがって、従来研究¹²⁾における初期軌道は (16), (18), (25) 式に示す制約を満たしておらず、実行可能な解ではない。この場合、最適化された

Fig. 8 Simulation results using model of overhead traveling crane

Fig. 9 Simulation results of cart trajectory

Fig. 11 Simulation results of swaying angle, $l = 0.3$ m

Fig. 10 Power spectrum of acceleration of cart

Fig. 12 Simulation results of swaying angle, $l = 0.6$ m

軌道を得るためには多大な時間を要する。そこで、最適化問題に対して実現可能な初期軌道を与えることにより、計算時間を短縮する手法を提案する。実行可能な初期軌道は、(16), (18), (25) 式によって定義される制約条件を満たすように設計する。本研究では、簡易に実行可能な初期軌道を導出することを目的に以下の手順で設計する。

1. 目標位置 (r_{0x}, r_{0y}) において、搬送距離が長い軸では、最大速度と最大加速度を用いた台形速度カーブで目標位置までの初期軌道を設計する。

2. 搬送距離が短い軸では、障害物回避と駆動系の制約を満たす中で、台形速度カーブを組み合わせる目標位置までの初期軌道を設計する。

例として、実行可能な初期軌道の時系列データを Fig. 6 に示し、平面搬送空間上での初期軌道の軌跡を Fig. 7 に示す。Fig. 6(a), (b) は、 x 軸、 y 軸の実行可能な初期軌道の時系列データをそれぞれ示す。ここで、目標位置は $(x, y) = (1.0, 0.4)$ [m] とする。搬送速度と加速度、制御入力の制約条件は Table 1 に示す天井クレーンの仕様から与えられる。

Fig. 13 Simulation results of cart and transfer object trajectory with vibration suppression, $l = 0.6$ m

障害物の中心座標は $(x, y) = (0.5, 0.25)$ とし、障害物の大きさは $H0.24 \times W0.1$ m とする．そして、障害物を包含する楕円の短軸および長軸の長さをそれぞれ $a = 0.071$ m, $b = 0.170$ m とする．また、天井クレーンの最大ロープ長を $l_{max} = 0.6$ m, 最大加速度を $a_{max} = 0.5$ m/s² とする．よって、台車加減速時に生じる台車と搬送物の最大偏差は (24) 式から、 $d_{max} = 0.03$ m となる．さらに、搬送物を包含する円の半径を $r_e = 0.01$ m とすると、(22), (23) 式より楕円の非侵入領域の各軸方向の長さは、 $a_r = 0.111$ m, $b_r = 0.210$ m となる．

Fig. 6, Fig. 7 に示す実行可能な初期軌道を前章に示した最適化問題に与えて、短時間での搬送軌道の導出を図る．

5. シミュレーションによる検証

提案手法の有用性を天井クレーンのシミュレーションにより検証する．シミュレーションによる検証では、Fig. 7 に示す搬送空間中の障害物と実行可能な初期軌道を用いて軌道計画を実施する．台車搬送中のロープ長の取り得る範囲は 0.3 m $\sim$ 0.6 m の範囲とする．よって、荷振れの固有角振動数は 4.04 rad/s $\sim$ 5.72 rad/s の範囲に存在する．したがって、(5) 式の評価関数における振動抑制のための周波数帯を 3.5 rad/s $\sim$ 6.0 rad/s の範囲に設定する．また、搬送時間は 5.5 s, サンプルングタイムを $\Delta T = 0.1$ s とする．

評価関数の重み係数は $w_1 = 10$, $w_2 = 0.1$, $w_3 = 1$ とし、提案手法により搬送軌道を導出する．ここで、重み係数は w_3 を 1 とし、 w_1 , w_2 を変えながらシミュレーションを行なうことで得られた試行錯誤的に決定した値である．また、台車の揺動運動の抑制の効果を検証する目的で、従来手法¹²⁾と等価な評価関数の重み係数 $w_1 = 10$, $w_2 = 0$, $w_3 = 1$ を与え、目標位置 r_{0m} , ($m = x, y$) を要素とする (26) 式に示す初期軌道を用いて搬送軌道を導出する．さらに、振動抑制効果の検証として、振動抑制を考慮しない軌道計画である評価関数の重み係数 $w_1 = 10$, $w_2 = 0.1$, $w_3 = 0$ とした場合の軌道計画を行なう．

シミュレーション結果を Fig. 8 $\sim$ Fig. 14 に示す．

Fig. 14 Simulation results of cart and transfer object trajectory without vibration suppression, $l = 0.6$ m

Table 2 Calculation time of proposed and conventional approaches

	Calculation time [s]
Proposed approach	112
Conventional approach	508

Fig. 8(a), (b) は、それぞれ x 軸、 y 軸方向の台車搬送のシミュレーション結果の時系列データである．Fig. 8(a), (b) それぞれの左上は台車搬送の加速度、右上は速度、左下は台車位置、右下は制御入力グラフを示す．実線は提案手法、破線は従来手法、一点鎖線は振動抑制を考慮しない場合のシミュレーション結果を示す．Fig. 9 は平面搬送空間での台車の搬送軌跡を示す．Fig. 10(a), (b) は、それぞれ x 軸、 y 軸の台車搬送の加速度のスペクトルであり、線種は Fig. 8 と同様である．Fig. 11 はロープ長 l が 0.3 m のときのロープの振れ角であり、Fig. 12 はロープ長 l が 0.6 m のときのロープの振れ角である．Fig. 11 と Fig. 12 の (a), (b) はそれぞれ x 軸、 y 軸方向のシミュレーション結果であり、線種は Fig. 8 と同様である．また、Fig. 13 では、平面空間上における提案手法による台車の軌道と搬送物の軌道のシミュレーション結果を示す．線種は、実線が台車の軌道、破線が搬送物の軌道である．Fig. 14 は、平面空間上における振動抑制を考慮しない場合の台車の軌道と搬送物の軌道のシミュレーション結果である．線種は Fig. 13 と同様である．ここで、Fig. 13 と Fig. 14 では、台車の軌道と搬送物の軌道の偏差が最大となるロープ長 0.6 m のときの結果を示している．これらのシミュレーション結果からわかるように、提案手法を用いることで、荷振れが抑制できていること、障害物を回避し、クレーンシステムにおける制約条件を満たしながら、搬送物を短時間で搬送できていることが確認できる．さらに、提案した評価関数を適用することにより、台車の揺動的な運動が低減されていることがわかる．

また、Table 2 に提案手法と従来手法の軌道計画の計算時間を示す．Table 2 より、提案された高速演算手法を用いることによって軌道を短時間で導出できることが確認された．

Fig. 15 Experimental results of cart and transfer object trajectory, $l = 0.3$ m

Fig. 16 Experimental results of cart and transfer object trajectory, $l = 0.6$ m

6. 実機実験による検証

Fig. 1 に示す天井クレーン装置を用いて搬送実験を行なう。提案手法を用いた搬送シミュレーションによって得られた搬送軌道と実験結果を比較し、実際の台車搬送においてもシミュレーションと同様に障害物回避と荷振れ抑制が行なえていることを確認する。実験の条件は前章に示すシミュレーション条件と同様である。

実験結果を Fig. 15～Fig. 18 に示す。Fig. 15 は、平面搬送空間での台車の軌跡とロープ長 l が 0.3 m のときの搬送物の軌跡である。実線は実験での台車軌道、破線は搬送物の軌道を示す。Fig. 16 は、平面搬送空間での台車の軌跡とロープ長 l が 0.6 m のときの搬送物の軌跡を示す。線種は Fig. 15 と同様である。Fig. 17 はロープ長 l が 0.3 m のときのロープの振れ角である。Fig. 18 はロープ長 l が 0.6 m のときのロープの振れ角である。これらの実験結果から、実際の台車搬送においてもシミュレーションと同様に高速搬送しつつ、障害物回避および荷振れ抑制がなされていることが確認された。

7. 結 言

本研究では、天井クレーンにおける搬送軌道計画法を提案した。具体的には、従来の平面搬送機械の軌道計画を天井ク

Fig. 17 Experimental results of swaying angle, $l = 0.3$ m

Fig. 18 Experimental results of swaying angle, $l = 0.6$ m

レーンの軌道計画に指向した手法へ改良し、評価関数に制御入力エネルギーの抑制を考慮することで、台車の揺動的な運動を低減する手法を提案した。また、実行可能な初期軌道を与えることによって、搬送軌道を最適化するための高速演算手法を提案した。そして、提案手法の有用性を天井クレーンの搬送シミュレーションおよび実機実験によって確認した。シミュレーションと実機実験検証により、提案手法を用いることで、障害物回避と荷振れ抑制が可能な搬送軌道が導出され、かつ従来手法と比較して短時間で軌道を導出できることが確認された。

参 考 文 献

- 1) ボイラ・クレーン安全協会：クレーン運転の特別教育テキスト，ボイラ・クレーン安全協会 (2011)
- 2) 元田貴之：銅電解用天井クレーン，住友重機械技報，**182**, 19/20 (2013)
- 3) 星名，村田，国光，岡井，吉川：搬送機器における画像処理技術の開発と適用，三菱重工技報，**31**-5, 300/305 (1994)
- 4) E.M. Abdel-Rahman, A.H. Nayfeh and Z.N. Masoud: Dynamics and Control of Cranes: A Review, Journal of Vibration and Control, **9**-7, 863/908 (2003)
- 5) A.Z. Al-Garni, K.A.F. Moustafa and S.S.A.K. Javeed Nizami: Optimal control of overhead cranes, Control Engineering Practice, **3**-9, 1277/1284 (1995)
- 6) 佐藤，佐藤：2 自由度制御による天井クレーンの制振搬送，ロボティクス・メカトロニクス講演会，2A1-S04, 11/14 (2014)
- 7) O. Sawodny, H. Aschemann and S. Lahres: An automated

- gantry crane as a large workspace robot, Control Engineering Practice, **10**-12, 1323/1338 (2002)
- 8) 高木, 西村: タワークレーンの吊り荷ロープ長変動を考慮したゲインスケジュールド制御, 日本機械学会論文集 (C 編), **64**-626, 113/120 (1998)
 - 9) H. Osumi, M. Kubo, S. Yano and K. Saito: Development of tele-operation system for a crane without overshoot in positioning, Proceedings of the 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and System, 5799/5805 (2010)
 - 10) 鈴木, 寺嶋: 天井クレーンのポテンシャル法を用いた三次元パスプランニング, 日本ロボット学会誌, **18**-5, 728/736 (2000)
 - 11) J. Nakajima and Y. Noda: 2-D Load Transfer Control Considering Obstacle Avoidance and Vibration Suppression, Proceedings of 11th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics, 653/660 (2014)
 - 12) Y. Noda and J. Nakajima: Trajectory Planning for Vibration Suppression and Avoidance of Angularly Postured Obstacles in a 2-D Transfer System, Mechanical Engineering Journal, **2**-4, 15-00038, DOI:10.1299/mej.15-00038 (2015)
 - 13) 猪股, 野田: 天井クレーンにおける搬送物の障害物回避および荷振れ抑制を考慮した搬送制御, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2015 概要集, 2P1-K01 (2015)

=====

[著 者 紹 介]

猪 股 聖

2015 年山梨大学工学部機械システム工学科卒業。同年山梨大学医学工学総合教育部修士課程機械システム工学専攻入学, 現在に至る。搬送システムの軌道計画問題の研究に従事。

野 田 善 之 (正会員)

2006 年豊橋技術科学大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年豊橋技術科学大学工学部生産システム工学系助手, 2011 年より山梨大学大学院総合研究部准教授, 現在に至る。2005 年メルボルン大学客員研究員, 2010~2011 年シュトゥットガルト大学客員研究員, 鋳造設備の自動化, 制振制御, パーソナルビークルの研究に従事。IEEE, 日本機械学会, 日本鋳造工学会, 日本ロボット学会などの会員。博士 (工学)。

=====