

旋回クレーンの簡便な軌道計画法の提案

旭川工業高等専門学校 専攻科 ○野呂田 龍之介, 阿部 晶
要旨

工業分野における搬送システムの機構の1つとして挙げられる旋回クレーンには、位置決め後に荷揺れが発生し、作業効率が低下するという問題がある。本研究では、最適化手法の一つである PSO を用いた、わずか2, 3個のパラメータのチューニングのみで、位置決め後の荷揺れが抑制される旋回クレーンのブームの動作軌道を求める手法を提案する。

1. はじめに

工業分野における搬送システムの機構の1つとして旋回クレーンが挙げられる。旋回クレーンとは、ブームの一端を中心に円弧上の軌道を描きながら旋回運動する機構である。しかし、旋回クレーンは、位置決め後に旋回方向と遠心力の影響による半径方向の2つの方向に揺れが発生する。故に、旋回クレーンのブームを旋回させると吊り荷には、円錐状の荷揺れが発生することになり、これにより作業効率が低下するという問題がある。本研究では、位置決め後の荷揺れが抑制されるブームの動作軌道を求めることを目的とする。提案手法の特長は、高度な制御理論を用いることなく制御系を構築できる点である。数値シミュレーションを実施し、提案手法の有効性及び妥当性を検証する。

2. 運動方程式

本研究では、図1のモデルを旋回クレーンのモデルとして扱う。このモデルでは、振り子は剛体棒、吊り荷は集中質量である。ここで、 m は集中質量、 M は振り子の質量、 L_0 は振り子の長さ、 L は回転支点から集中質量までの距離、 L_1 は旋回クレーンのブームの長さであり、値は以下に示す。

$$m=35 \text{ g}, M=127 \text{ g}, L_0=0.608 \text{ m}, L_1=0.51 \text{ m}$$

なお、 L は0から0.5mの範囲で可変であり、 $L=0$ は集中質量なしと等価である。また、 φ は旋回クレーンのブームの旋回角、 θ_1 は動作軌道の半径方向に関する揺れ角、 θ_2 は旋回方向に関する振り子の揺れ角である。図1のモデルの運動方程式は式(1)、式(2)で与えられる。また、これらの式の係数 $\alpha_1 \sim \alpha_4$ は式(3)で定義される。なお、運動方程式は実験機も想定しており、 ΔI_ξ 、 ΔI_η は ξ 軸、 η 軸に関する慣性モーメントの補正值、 c 、 k はそれぞれケーブルの干渉を考慮した粘性減衰係数およびばね定数である。それらの値は表1に示す。

表1 定数の値

ΔI_ξ	$3.140 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
ΔI_η	$-3.470 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
c	$3.206 \times 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$
k	$5.349 \times 10^{-2} \text{ N}/\text{m}$

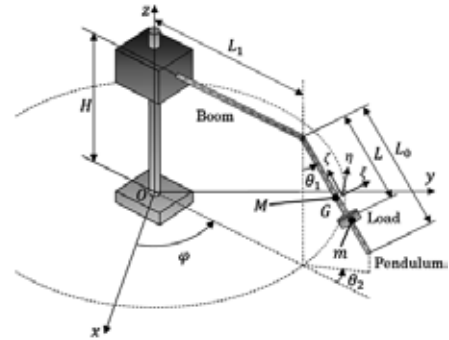


図1 旋回クレーンのモデル

$$\begin{aligned} & (a_1 + \Delta I_\eta) \ddot{\theta}_1 - \{ (a_4 - \Delta I_\eta) + a_2 \sin \theta_1 \} \sin \theta_2 \ddot{\varphi} \\ & + (a_1 + \Delta I_\xi) \cos \theta_1 \sin \theta_1 \dot{\theta}_2^2 \\ & - \{ a_2 + (a_1 + \Delta I_\xi) \sin \theta_1 \cos^2 \theta_2 \} \cos \theta_1 \dot{\varphi}^2 \\ & + a_3 \sin \theta_1 \cos \theta_2 - \{ 2(a_4 - \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 - (\Delta I_\xi - \Delta I_\eta) \} \cos \theta_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \\ & = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & (a_1 + \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 \ddot{\theta}_2 + \{ a_2 + (a_4 - \Delta I_\xi) \sin \theta_1 \} \cos \theta_1 \cos \theta_2 \ddot{\varphi} \\ & - \{ (a_1 + \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 - (\Delta I_\xi - \Delta I_\eta) \} \cos \theta_2 \sin \theta_2 \dot{\varphi}^2 \\ & + a_3 \sin \theta_2 \cos \theta_1 - 2(a_1 + \Delta I_\xi) \cos \theta_1 \sin \theta_1 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\ & + \{ 2(a_4 - \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 + (\Delta I_\xi - \Delta I_\eta) \} \cos \theta_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 \\ & + c \dot{\theta}_2 + k \theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{1}{3} M L_0^2 + m L^2 & \alpha_2 &= \left(\frac{1}{2} M L_0 + m L \right) L_1 \\ \alpha_3 &= \left(\frac{1}{2} M L_0 + m L \right) g & \alpha_4 &= \frac{1}{6} M L_0^2 + m L^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

3. 残留振動抑制軌道

時間 T_E でブームを φ_S から φ_E まで回転させる動作軌道 $\varphi_{opt}(t)$ を次式のサイクロイド関数で表す。

$$\varphi_{opt}(t) = (\varphi_E - \varphi_S) [u(t) - \sin \{ 2\pi u(t) \} / 2\pi] + \varphi_S \quad (4)$$

ここで $u(t)$ はサイクロイド関数の入力であり、以下の関係が成り立つ。

$$\begin{aligned} \varphi_{opt} &= \varphi_S, \quad \dot{\varphi}_{opt} = \ddot{\varphi}_{opt} = 0 \text{ at } u=0 \\ \varphi_{opt} &= \varphi_E, \quad \dot{\varphi}_{opt} = \ddot{\varphi}_{opt} = 0 \text{ at } u=1 \end{aligned}$$

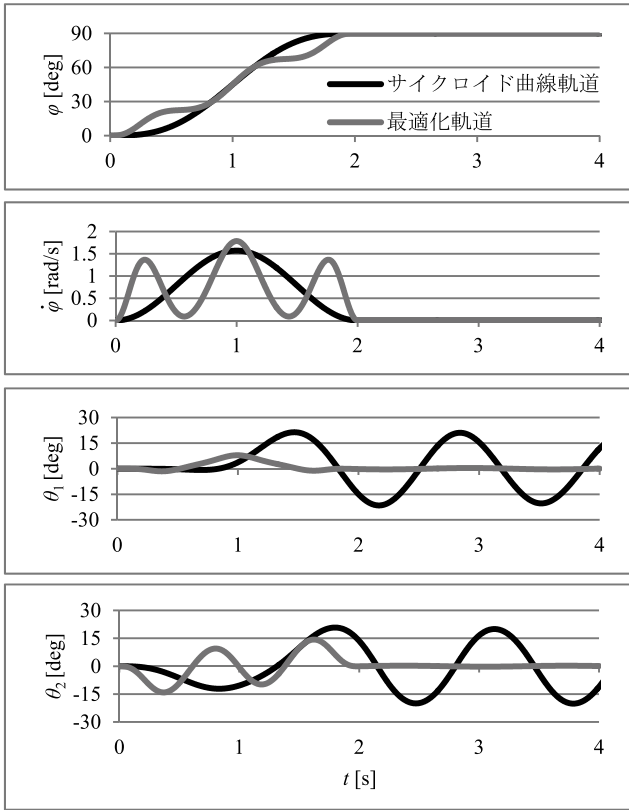


図 2 サイクロイド曲線軌道と最適化軌道の比較
($L = 0.5 \text{ m}$, $\varphi_S = 0$, $\varphi_E = 90 \text{ deg}$, $T_E = 2.0 \text{ s}$, $N = 2$)

これにより $u(t)$ は $u(0) = 0$, $u(T_E) = 1$ を満たす関数であればよい。本研究では、次式の正弦波関数を用いる^[1]。

$$u(t) = t/T_E + \sum_{n=1}^N a_n \sin(2n\pi t/T_E) \quad (5)$$

ここで、係数 a_n がすべて 0 のとき、 $u(t)$ は t/T_E となり、式(4)から生成される動作軌道はサイクロイド曲線軌道となる。式(4)から生成される動作軌道は式(5)の係数 a_n に依存する。そこで、この係数 a_n を最適化手法の一種である Particle Swarm Optimization(PSO)を用いてチューニングすることによって、2つの方向の荷揺れが抑制されるブームの動作軌道を求める。PSOの評価関数 F は旋回開始から位置決め後 2s 間までの揺れ角の絶対値の総和を用いる。

$$F = \sum_{i=1}^I |\theta_{1i}| + \sum_{i=1}^I |\theta_{2i}|, \quad I = (T_E + 2)/\Delta t \quad (6)$$

4. シミュレーション結果

以下に示すシミュレーションでは、PSOの個体数を 20、反復回数を 100 とし、最適化されるパラメータの範囲を

$$a_n \in [-1.0, 1.0], \quad (n=1, 2, \dots, N)$$

と設定した。駆動条件として、 $\varphi_S = 0$, $\varphi_E = 90 \text{ deg}$, $T_E = 2.0 \text{ s}$ を採用し、回転支点から集中質量までの距離を $L = 0.5 \text{ m}$ とした。

図 2 にサイクロイド曲線軌道と最適化軌道のシミュレーションの比較を示す。最適化軌道の生成の際に、式(5)の正

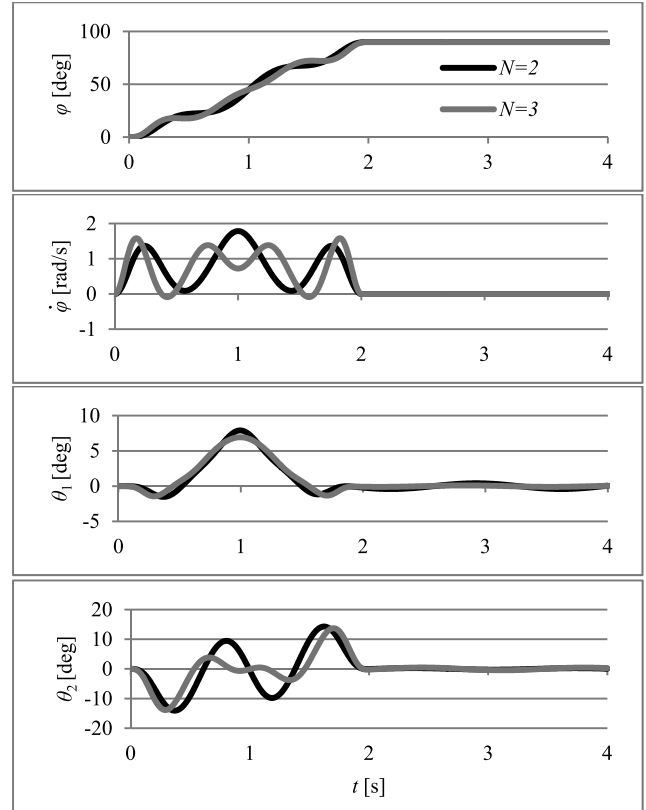


図 3 最適化軌道における項数 N の比較
($L = 0.5 \text{ m}$, $\varphi_S = 0$, $\varphi_E = 90 \text{ deg}$, $T_E = 2.0 \text{ s}$)

弦波関数の項数を $N=2$ としている。サイクロイド曲線軌道では 2 つの方向で荷揺れが生じている。一方、本手法の最適化軌道では残留振動がしっかりと抑制されている。式(5)のわずか 2 個の係数 a_n をチューニングすることでこれが実現されている。

最適化軌道は式(5)の正弦波関数の項数 N にも依存する。そこで、項数を $N=2, 3$ としたときの比較結果を図 3 に示す。ブーム旋回中の荷揺れ角 θ_2 に着目すると、 $N=3$ のものが $N=2$ のものよりも減少している。これは、評価関数(6)で旋回中の荷揺れ角も考慮しているためである。これより、正弦波関数の項数の増加より、残留振動を抑制しつつ旋回中の振動も抑制されることがわかる。

5. おわりに

本研究では、位置決め後の荷揺れが抑制される旋回クレーンのブームの動作軌道を求める簡便な手法を提案した。ここで、正弦波関数とサイクロイド関数を結合させてブームの軌道を表現した。シミュレーションを実施し、わずか 2, 3 個の正弦波関数の係数をチューニングすることで、残留振動抑制軌道が生成されることを確認した。今後は、実験機を用いた動作実験を通して、提案手法の実現性を示していき、搬送システムの技術向上に寄与したい。

参考文献

- [1] 阿部品, 久保田響, 進化計算を用いた機械システムのロボスト振動制御, 計測自動制御学会論文集, 50-7, 553/555(2014)