

ガウス関数を利用した旋回クレーンのフィードフォワード制御

旭川工業高等専門学校 専攻科 ○玉井 翔太, 阿部 晶
要旨

本研究では、旋回クレーンの PTP(Point-to-Point)制御問題を扱い、パラメータ変動に対するロバストなフィードフォワード制御法を提案する。ここで扱う旋回クレーンは、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し、旋回方向と遠心力の影響による半径方向の2つの方向に荷揺れが発生する機構である。進化計算に基づく軌道生成法を適用し、パラメータ変動として荷の位置が変化しても位置決め後に2つの方向の荷揺れが抑制されるようなロバストなクレーンブーム軌道の生成法の確立を目指す。

1. はじめに

工業分野、建築現場および湾港等における荷物の搬送システムとしてクレーンが幅広く利用されている。しかし、クレーンシステムにおいては旋回動作中及び旋回終了後に吊り荷の揺れが発生する。クレーンの位置決め後、一定以上の荷揺れが発生すると、作業効率の低下や重大な事故の原因になりうる。したがって作業効率及び安全性の向上のため、旋回クレーンの振動制御法の確立が必須である。しかしながら、旋回クレーンのような複雑な非線形微分方程式で表現されるクレーンに対して、システムのパラメータ変動に対応したフィードフォワード制御に関する研究は充分になされていない。そこで、本研究では、旋回クレーンの PTP 制御問題を扱い、クレーンに搭載された積荷の位置の変動に対するロバスト性を付加させたフィードフォワード制御を提案する。

2. 数学モデル

研究で扱う旋回クレーンのモデル図を図1に示す。この旋回クレーンは、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し、旋回方向と遠心力の影響による半径方向の2方向に荷揺れが生ずる機構である。図1において、 φ はブームの旋回角、 θ_1 および θ_2 はそれぞれ荷の半径方向ならびに旋回方向の揺れ角である。ここで L は回転支点から集中質量までの距離である。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。この系の運動方程式は次式によって与えられる^[1]。

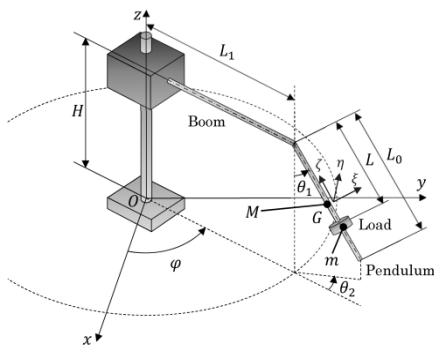


Fig.1 Schematic diagram of a rotary crane.

$$\begin{aligned} & (\alpha_1 + \Delta I_\eta) \ddot{\theta}_1 \{ (\alpha_4 - \Delta I_\eta) + \alpha_2 \sin \theta_1 \} \sin \theta_2 \ddot{\varphi} + (\alpha_1 + \Delta I_\xi) \cos \theta_1 \sin \theta_1 \\ & - \{ \alpha_2 + (\alpha_1 + \Delta I_\xi) \sin \theta_1 \cos^2 \theta_2 \} \cos \theta_1 \dot{\varphi}^2 + \alpha_3 \sin \theta_1 \cos \theta_2 \\ & - \{ 2(\alpha_4 - \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 - (\Delta I_\xi - \Delta I_\eta) \} \cos \theta_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & (\alpha_1 + \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 \ddot{\theta}_2 + \{ \alpha_2 + (\alpha_4 - \Delta I_\xi) \sin \theta_1 \} \cos \theta_1 \cos \theta_2 \ddot{\varphi} \\ & - \{ (\alpha_1 + \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 - (\Delta I_\xi - \Delta I_\eta) \} \cos \theta_2 \sin \theta_2 \dot{\varphi}^2 \\ & + \alpha_3 \sin \theta_2 \cos \theta_1 - 2(\alpha_1 + \Delta I_\xi) \cos \theta_1 \sin \theta_1 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\ & + \{ 2(\alpha_4 - \Delta I_\xi) \cos^2 \theta_1 + (\Delta I_\xi - \Delta I_\eta) \} \cos \theta_2 \dot{\varphi} \dot{\theta}_1 + c \dot{\theta}_2 + k \theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

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

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_1 は旋回クレーンのブームの長さであり、これらの値は $m=35\text{g}$ 、 $M=127\text{g}$ 、 $L_0=0.608\text{m}$ 、 $L_1=0.51\text{m}$ である。なお、運動方程式は実験機も想定しており、 ΔI_ξ 、 ΔI_η は z 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り、値は $\Delta I_\xi = 3.140 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 、 $\Delta I_\eta = -3.470 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 、 $c = 3.206 \times 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 、 $k = 5.349 \times 10^{-2} \text{ N/m}$ である。

3. 最適軌道生成法

本研究では、時間 T_E でクレーンのブームを角度 φ_E 旋回させる PTP 制御問題を扱う。そして、荷の位置が $L \in [0, 0.5]\text{m}$ の範囲で変動しても位置決め後に2つの方向の荷揺れが抑制される旋回軌道 $\varphi_{opt}(t)$ の生成を試みる。この軌道を次式のサイクロイド関数

$$\varphi_{opt}(t) = \varphi_E \left\{ u(t) - \frac{\sin[2\pi u(t)]}{2\pi} \right\} \quad (4)$$

とガウス関数

$$u(t) = \frac{t}{T_E} + (1 - T^2) \sum_{n=1}^N W_n \exp \left[-\frac{(T - c_n)^2}{\sigma_n^2} \right] \quad (5)$$

の結合で表現する。ここで、 $T = -1 + 2t/T_E$ と定義されており、 t は時間を表している。式(4)から生成される軌道 $\varphi_{opt}(t)$ は式(5)のガウス関数のパラメータ W_n 、 c_n ならびに σ_n に依存することとなる。本研究では、式(4)の項数を $N=4$ 、パラメー

$W_1 = -W_2$, $W_3 = -W_4$, $c_1 = -c_2$, $c_3 = -c_4$, $\sigma_1 = \sigma_2$, $\sigma_3 = \sigma_4$ と設定した. この場合, 6 個のパラメータ, W_1 と W_3 , c_1 と c_3 , σ_1 と σ_3 を用いて軌道を表現することができる. そして, 集中質量までの距離 $L \in [0, 0.5]$ m の範囲で残留振動抑制を実現するために, この 6 個のパラメータをチューニングする. このアルゴリズムの詳細を以下に示す. 式(4)の軌道に基づいて $L=0.029, 0.249, 0.358$ m および 0.5 m と設定した運動方程式を数値積分し, 4 パターンの残留振動を求める. この 4 パターンの残留振動の総和が最小となるようにガウス関数の 6 個のパラメータに粒子群最適化を適用してチューニングする. このチューニングから最適軌道が生成される.

4. シミュレーション結果

図 2 は駆動条件 ($T_E=2.5$ s, $\varphi_E=\pi/2$ rad) において荷の位置を $L=0.029, 0.249, 0.358$ m および 0.5 m にした際のシミュレーション結果である. 図(a), (b), (c) はそれぞれ旋回角速度, 半径ならびに旋回方向の荷揺れ角である. 図(b) および (c) より, 各荷の位置において, 位置決め後, すなわち, $t=2.5$ s 以降で残留振動が十分に抑制できていることがわかる.

図 3 は荷の位置 L をパラメータにとり, 位置決め後の荷揺れ角の最大値を比較したものである. 破線および実線はそれぞれサイクロイド曲線, 本手法の軌道であり, ブームを回転させた結果である. この図より, サイクロイド曲線では $L=0.5$ m で最大 10 deg 程度の残留振動が発生してしまう. 一方, 提案手法の最適軌道においては, 位置 $L \in [0, 0.5]$ m の全域で残留振動が 3 deg 程度に抑制されており, サイクロイド曲線に対しての優位性が明らかになる. 以上により, ガウス関数を利用した軌道生成法においてパラメータ変動に対するロバスト性が付加された最適軌道を生成できることを明らかとした.

5. おわりに

本研究では, 旋回クレーンのような複雑な非線形微分方程式で表現されるクレーンに対して, システムのパラメータ変動に対応したフィードフォワード制御の手法を提案した. 提案手法では, クレーンブームの旋回軌道をサイクロイド関数とガウス関数の結合で表現し, ガウス関数のパラメータに粒子群最適化を適用し, クレーン位置決め後の残留振動が抑制されるようにチューニングして最適軌道を生成させた. シミュレーションを実施し, ガウス関数を利用した軌道生成法においてパラメータ変動に対するロバスト性が付加された最適軌道を生成できることを明らかとした. 本研究成果はクレーンシステムの制御性能の向上とともに安価な制御系の構築に貢献できる. さらに, 提案手法は粒子群最適化に基づく発見的学習に基づくものであり, 制御対象の数学モデルが得られれば, システムの線形・非線形を問わずに適用可能であるという特長を有している. ゆえに, あらゆる位置決め機構の振動制御に応用可能であり, それらの自動化並びに高精度化に寄与することもできると考えられる.

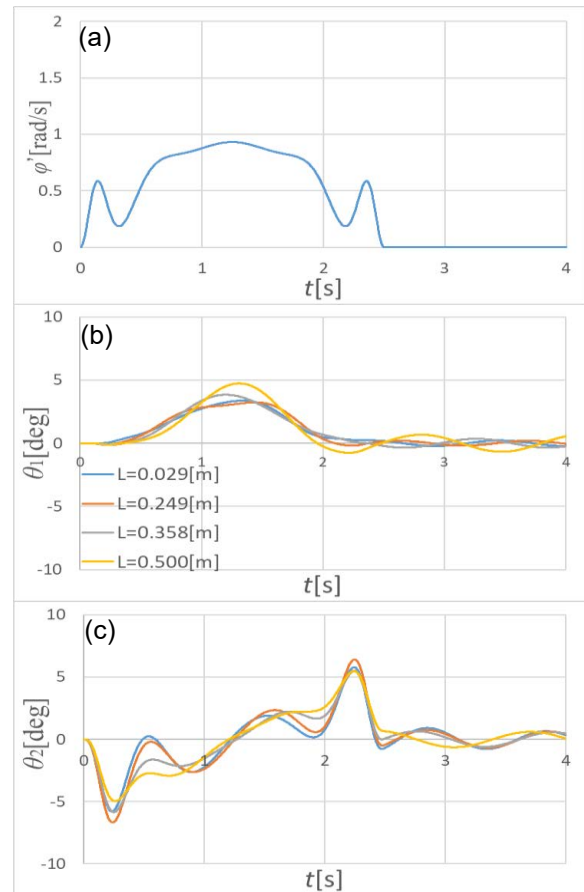


Fig.2 Simulation results (optimization for the position $L=0.029, 0.249, 0.358$ and 0.500 m): (a) angular velocity, (b) sway angle θ_1 , (c) sway angle θ_2 .

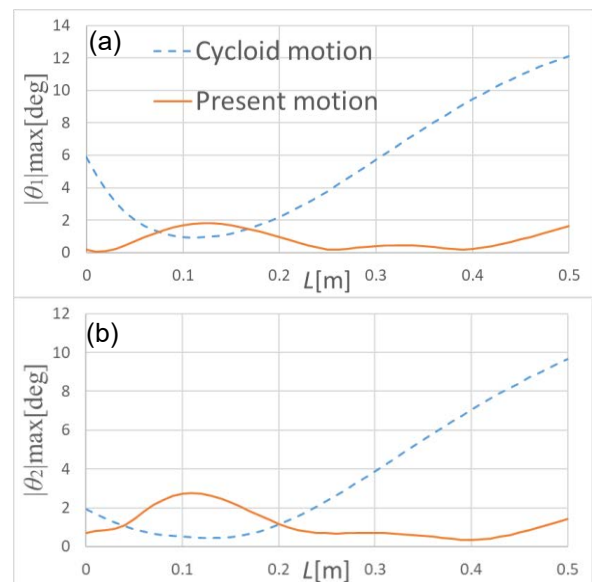


Fig.3 Maximum sway angles obtained by simulations and experiments: (a) radial direction and (b) tangential direction.

参考文献

- [1] Abe, A. and Okabe, K., "Antisway control for a rotary crane by using evolutionary computation", Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.28, No.5 (2016), pp. 646-653.