カム式位置決め装置の残留振動の抑制を考慮した
カム曲線の最適化*丘 華^{*1}, 林 長 軍^{*2}, 黎 子 柳^{*3}
尾崎 弘 明^{*2}, 久保 明 雄^{*1}An Optimal Approach of Cam Curves to Control the Residual Vibration
with Indexing Cam MechanismHua QIU^{*4}, Chang-Jun LIN, Zi-Ye LI,
Hiroaki OZAKI and Akio KUBO^{*4} Department of Mechanical Engineering, Kyushu Sangyo University,
2-3-1 Matsukadai, Higashi-ku, Fukuoka-shi, Fukuoka, 813-8503 Japan

This paper proposes an optimal approach of cam curves to control the residual vibration with indexing cam mechanisms. The cam curve is described with a uniform B-spline and then the values of B-spline control points are optimized through minimizing the performance value of index function. A practical dynamic model of indexing cam mechanism, which has been experimentally identified in reference (10), is accepted in the approach. The index function combines one strict limitation with other two non-strict restrictions so that no residual vibrations happen with the obtained cam curves after the end of indexing motion, and both the maximum acceleration and transient vibration of the follower output within the indexing action are kept in a lower level. Through some performance comparisons, it is sufficiently illustrated that the obtained cam curves are superior in respects to those applied in engineering practices. The algorithm is simple and the programming is easy together with enough calculation efficiency for engineering applications.

Key Words: Cam Curve, Indexing Cam Mechanism, Optimal Design, Uniform B-Spline, Residual Vibration Control, Robustness, Complex Method

1. 結 言

産業用自動機械の分野において間欠割出機構として古くから各種のカム機構は数多く使用されている。最近の研究によれば、一定の加減速を繰り返す間欠運動の場合、エネルギー消費や高速化、負荷の保持剛性などの面でメカトロニクスを応用したサーボ系よりもカム機構の方が優れたとされている⁽¹⁾。特に、インデックスカム装置は、高速性、高剛性、高精度、構造のコンパクト性などの特性をもっているため、現在種々の自動機械に広く使用されている^{(2), (3)}。

インデックスカム機構の運動特性を向上させるには、割出し直後の停留区間に発生した従節の残留振動の抑制が非常に重要である⁽⁴⁾。そのために、フライホイールやばね力によるトルク補償機構などを利用して入力

軸のトルク変動を平準化する方法⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾と、カム機構の動特性を考慮して残留振動の生じにくいカム曲線を採用する方法^{(4), (10), (11)}が提案されている。前者の方法では、負荷による加振作用を有効に抑制することができるが、機構の動特性と併せてカム曲線の運動特性に起因する残留振動を完全に取り除くことができない。一方、カム機構の力学モデルに基づいてその動特性を表すパラメータを一定値に設定し、それに対する残留振動を生じないカム曲線の生成法、いわゆるポリダインカム曲線の設計法は提案されている⁽¹²⁾⁻⁽¹⁴⁾。これらのカム曲線設計法は、もとより高速プリンタのタイプヘッド送り装置や自動車のエンジンのバルブ機構のようなきわめて高速な機械に使用するカム曲線を設計する目的で開発された手法なので、それによるカム曲線は、残留振動を有効に抑制できる速度の区間が通常比較的狭い領域に制限されており、特定用途のカム曲線に分類されている⁽⁴⁾。また、従来の方法で得られたポリダインカム曲線は高次多項式で構成されているので、使用中に従節系出力の高周波数振動を誘発しやすいという問題が指摘されている⁽¹⁵⁾。この点を改善するために次数の低いスプライン曲線を利用してカム曲線を構成

* 原稿受付 2002年10月15日。

^{*1} 正員, 九州産業大学工学部(☎ 813-8503 福岡市東区松香台2-3-1)。^{*2} 正員, 福岡大学工学部(☎ 814-0180 福岡市城南区七隈8-19-1)。^{*3} 正員, 上越教育大学教育学部(☎ 943-8512 上越市山屋敷1)。
E-mail: chiu@ip.kyusan-u.ac.jp

する設計法も提案されたが⁽¹⁶⁾、この方法を含めてポリダイナミクスカム曲線の設計には残留振動の抑制のみを目的として取り扱い、最大加速度などのカム曲線として重要な特徴を考慮に取り入れていない。したがって、応用範囲が広いインデックスカム機構の場合には、ポリダイナミクスカム曲線の採用が難しいとされており^{(4), (17)}、その代わりに特別に開発されたものも含めて現在実用されているのはほとんど取り扱いやすいパラメトリックなユニバーサル系カム曲線⁽¹⁸⁾である^{(10), (11)}。

最近、著者らは、ユニフォームBスプラインを用いてカム曲線を記述し、コンプレックス法を利用して使用目的に応じてBスプラインの制御点、すなわち、カム曲線を最適化する手法を提案した。また、この手法を無次元カム曲線の運動学的な最適化問題に適用した結果、性能の優れたカム曲線を簡単に設計することも確認した⁽¹⁹⁾。そこで、本研究では、実機実験によってその妥当性がよく確認されたインデックスカム機構の動力学モデルを上記の最適化手法に組み込み、インデックスカム機構従節の残留振動を抑制するとともに、従節出力の最大加速度値と割出し動作中の過渡振動レベルを抑えることができるカム曲線の最適設計方法を提案する。さらに、現在インデックスカム機構によく使用されたカム曲線と比較しながら、種々の角度から提案した方法によるカム曲線の最適化効果について検討し、その結果から提案した方法の有効性を示す。

2. 最適化方法

2-1 インデックスカム機構の動力学モデル 実験結果から、インデックスカム機構（以下単にカム機構と略す）の基本動力学特性は図1に示す1自由度モデルでよく表現できることが確認された⁽¹⁰⁾。ここで、 m は従節を含む負荷系の等価質量であり、 k は伝達系のばね定数、 c は出力軸の粘性減衰係数である。停留—上昇—停留のような位置決め（割出し）動作の場合、カム機構の出力変位 y は一般的に図2に示すようになる。図中には、 t_1 はカムの割出し時間であり、 t_1 以後は停留区間になる。また、カムのストロークを h_c 、時間 t におけるカムの入力変位を y_c とすると、カム機構の運動方程式は次式になる。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = ky_c \quad (1)$$

式(1)を無次元化すると、式(2)になる。

$$\frac{d^2 Y}{dT^2} + 4\zeta\pi\lambda \frac{dY}{dT} + (2\pi\lambda)^2 Y = (2\pi\lambda)^2 Y_c \quad (2)$$

ここで、

Fig. 1 Model of indexing cam mechanism

Fig. 2 Cam displacement and output displacement curves

$$Y_c = y_c / h_c, \quad Y = y / h_c, \quad T = t / t_1, \quad \zeta = c / (2m\omega_0), \quad (3) \\ \omega_0^2 = k / m, \quad t_0 = 2\pi / \omega_0, \quad \lambda = t_1 / t_0$$

2-2 ユニフォームBスプラインによるカム曲線の表現 本研究に用いる無次元カム曲線（以下カム曲線と略す）を次式で表す。

$$Y_c = Y_c(T), \quad V_c = dY_c / dT, \quad A_c = d^2 Y_c / dT^2, \\ J_c = d^3 Y_c / dT^3 \quad (4) \\ (0 \leq T \leq 1, \quad 0 \leq Y_c \leq 1, \quad Y_c(0) = 0, \quad Y_c(1) = 1, \\ V_c(0) = 0, \quad V_c(1) = 0, \quad A_c(0) = 0, \quad A_c(1) = 0)$$

T の区間 $[0, 1]$ を間隔 ΔT で N 等分し、 n 次ユニフォームBスプライン（ n は奇数）を使用してカム曲線を記述する。第 i 番目小区間 $[T_i, T_{i+1}]$ ($i=0, 1, \dots, N-1$) における曲線部分を $Y_{ci}(T)$ とすると、 $Y_{ci}(T)$ は次式で表せる。

$$\begin{cases} Y_{ci}(T) = \sum_{l=0}^n B_l(s) \hat{Y}_{c,i-(n-1)/2+l} \\ T(s) = T_i + s\Delta T \quad (0 \leq s \leq 1) \end{cases} \quad (5)$$

ここで、 $B_l(s)$ と $\hat{Y}_{c,i-(n-1)/2+l}$ はそれぞれBスプラインの基底関数と制御点である⁽²⁰⁾。したがって、制御点の値を与えれば $n-1$ 次連続のカム曲線は一意的に定まる。式(4)の境界条件を満足するようなカム曲線を式(2)に代入すると、カム機構の出力変位 $Y(T)$ は得られる。また、以下では、カム機構の無次元出力速度 V 、加速度 A とジャーク J をそれぞれ次式のように記述する。

$$V = dY/dT, \quad A = d^2Y/dT^2, \quad J = d^3Y/dT^3 \quad (6)$$

2-3 位置決めに伴う残留振動に関する評価 カム立ち上がりが終わった後の従節出力端の運動を自由運動として考えると、その振幅は $T=1$ における従節出力変位 $Y(1)$ と速度 $V(1)$ より求められる。カムのストローク h_c に対するこの自由振動の振幅比 M を使用して位置決めに伴う残留振動を評価することができる⁽¹⁰⁾。

$$M = \sqrt{\{Y(1)-1\}^2 + \left\{\frac{V(1)}{2\pi\lambda}\right\}^2} \quad (7)$$

2-4 カム曲線の一般的な評価関数の設定と最適化アルゴリズム カム曲線の最適化とは、カムの使用目的に応じてBスプラインの制御点を最適に決めることである。そのため、カム曲線を総合的に評価する指標、つまり評価関数 I を一般的に次のように定義することができる⁽¹⁹⁾。

$$I = k_{c1}I_{c1} + k_{c2}I_{c2} + \dots + k_{cp}I_{cp} + k_{r1}I_{r1} + k_{r2}I_{r2} + \dots + k_{rq}I_{rq} \quad (8)$$

ここで、 I_{cp} はカム曲線に課する p 番目 ($p=1, 2, \dots, P$) の拘束条件に対応する評価項目である。すなわち、最適化目標を満足するカム曲線であれば、それに対応するすべての拘束条件の評価値が0でなければならない。一方、 I_{rq} はカム曲線に対する q 番目 ($q=1, 2, \dots, Q$) の非拘束的评价項目であり、その値が小さいほどカム曲線が良いと評価される。また、 k_{cp} と k_{rq} はそれぞれ I_{cp} と I_{rq} にかける重み係数である。

拘束条件に対する評価項目は次式のように定義する。

$$I_{cp} = \begin{cases} h_{cp, \max} - h_{cp, \max}^* & \text{if } (h_{cp, \max} > h_{cp, \max}^*) \\ h_{cp, \min}^* - h_{cp, \min} & \text{if } (h_{cp, \min} < h_{cp, \min}^*) \\ 0 & \text{for others} \end{cases} \quad (9)$$

ここで、 $h_{cp, \max}$ と $h_{cp, \min}$ はカム曲線の定義区間にわたって、 p 番目の拘束条件に対応する評価パラメータの最大値と最小値であり、 $h_{cp, \max}^*$ と $h_{cp, \min}^*$ はそれぞれ $h_{cp, \max}$ と $h_{cp, \min}$ の制限値である。また、非拘束条件に関する評価項目は次式のように定義する。

$$I_{rq} = |h_{rq, \max}|, \quad |h_{rq, \min}|, \quad \text{or} \quad |h_{rq}| \quad (10)$$

ここで、 h_{rq} , $h_{rq, \max}$ と $h_{rq, \min}$ はカム曲線の定義区間にわたって、 q 番目の非拘束条件に対応する評価パラメータの値、最大値と最小値である。

I_{rq} にかける重み係数 k_{rq} は問題の特徴に応じて前もって与える定数である。 I_{cp} にかける重み係数 k_{cp} の値に関しては、サフィックス p の値によって計算中に優先順位付きで自動的に調整する⁽²¹⁾。

式(8)~(10)に示したように、評価関数 I はカム曲線

を定めるパラメータの極値にも関係するものであるで、その勾配の計算は非常に難しい。そのため、本研究では、文献(19)に説明した、評価関数値の計算のみで済み、勾配の計算を必要としないコンプレックス法によるアルゴリズムを使用してカム曲線を最適化する。

2-5 残留振動抑制のためのカム曲線の評価関数

本研究では、位置決めに伴う残留振動の抑制のために次式のようなカム曲線の評価関数を採用した。

$$\begin{cases} I = k_c I_c + k_{r1} I_{r1} + k_{r2} I_{r2} \\ I_c = \begin{cases} M - M^* & \text{if } M > M^* \\ 0 & \text{if } M \leq M^* \end{cases} \\ I_{r1} = \max |A(T)| \quad (0 \leq T \leq 1) \\ I_{r2} = \sum_{j=1}^{200} \{A(T_j) - A(T_{j-1})\}^2 \quad (T_j - T_{j-1} = 0.005) \end{cases} \quad (11)$$

拘束的评价項目には位置決め時の残留振動の振幅比 M を組み込み、その制限値 M^* を 10^{-10} とした(実質に残留振動が発生しないと考えられるレベル)。非拘束的评价項目はそれぞれ従節出力の最大加速度と割出し動作中の過渡振動を抑えるために設けたものである。評価関数にこれらの非拘束的评价項目を取り入れたのは次の理由からである。入力軸のトルク変動の平準化をはかるトルク補償機構の設計において、入力軸のトルク補償量は従節出力の加速度に比例するので、従節出力の最大加速度と割出し動作中の過渡振動レベルが小さければ小さいほど、トルク補償機構をよりコンパクトに設計することができる⁽⁶⁾。本研究では、カム曲線の記述に5次ユニフォームBスプラインを用いた。また、各評価項目の初期値に応じて、重み係数をそれぞれ $k_c=1$, $k_{r1}=5$, $k_{r2}=0.5$ にした。

3. カム曲線の最適化結果及びその検討

本章では、前章で提案した方法を使用して求めたカム曲線を示しながら、種々の角度からそれらの最適化の効果について検討を加える。

3-1 得られたカム曲線の最適化効果 運動方程式(2)にカム機構の動特性を表すパラメータ λ と ζ をそれぞれ $\lambda=20$, $\zeta=0.035$ にし、また、Bスプラインの分割数 N をそれぞれ 6, 10, 18 にして求めたカム曲線と従節出力の変位、速度、加速度とジャーク曲線を図3~5に示す。これらの図からわかるように、最適化の第一の目的である従節出力の残留振動は完全に抑えられた(評価関数における拘束的评价項目)とともに、第2と第3の目的、つまり、従節出力の最大加速度の値と割出し動作中の過渡振動のレベルをできるだけ小さく抑えることも、Bスプラインの分割数 N の増加につれて、より良い評価結果になっている。これは、図

Fig.3 Obtained cam curve and follower output with $N=6$ Fig.5 Obtained cam curve and follower output with $N=18$ Fig.4 Obtained cam curve and follower output with $N=10$

示した範囲内に N の増加につれて B スプラインによるカム曲線の表現がより柔軟になり最適化効果が向上されたからである。また、得られたカム曲線はいずれも非対称性を持つものであるが、 N の増加につれて非対

Fig.6 The acceleration curves of follower output corresponding to the cam curves in reference (11)

称性の程度が緩やかになっている。他の N の値による結果からも同じ傾向が見られる。これは、位置決めにおける残留振動の抑制に非対称カム曲線が有利である従来の結論と一致しているが^{(10), (17)}、非対称性の程度に関して最適的な領域が存在することを意味している。

さらに、図 3～5 の最適化効果を明確にするために、これらの結果を文献(11)の結果と比較してみる。文献(11)に示した、現在インデックスカム機構によく使用されている 4 種類のカム曲線の従節出力の加速度曲線を図 6 にまとめている (解析条件: カム機構の運動方程式は式(2)、パラメータは $\lambda=20$, $\zeta=0.035$)。図中の MS 曲線は変形正弦カム曲線であり、曲線 1～3 はそ

れぞれ代数多項式系対称パラメトリックなユニバーサルカム曲線, 三角関数系対称パラメトリックなユニバーサルカム曲線, 三角関数系非対称パラメトリックなユニバーサルカム曲線である。図6からわかるように, これらの曲線はいずれも位置決めに伴う残留振動が発生している。また, 残留振動と割出し動作中の過渡振動レベルが比較的小さな曲線3(文献(11)ではこの曲線の制振性能がもっとも優れたとされている)の場合, 従節出力の最大加速度の値は8よりも大きくなっている。図6の結果を図3~5, 特に図5の結果と比較すると, 本論文に提案した方法によるカム曲線の最適化効果, つまり, 位置決めに伴う残留振動を抑制するとともに従節出力の最大加速度と割出し動作中の過渡振動のレベルをできるだけ抑えることがよく確認されたと考えられる。

3-2 最適化効果に及ぼす初期カム曲線の影響

提案した方法を使用してカム曲線を最適化するとき, 初期カム曲線を与える必要がある⁽¹⁹⁾。図7に異なる初期カム曲線による結果の比較例を示す($\lambda=20$, $\zeta=0.035$, $N=10$)。この図からわかるように, 二つの初期カム曲線の形状が大きく違うものの, 得られたカム曲線による従節出力の二つの曲線は加速度レベルでも非常に一致しており(最大差は0.05程度), 図示スケールでは互いに識別できない。ほかの種々の初期カム曲線を使って得られた結果も図7の結果と類似している。

3-3 最適化効果に及ぼすBスプラインの分割数 N の影響

N を6から20まで, $\lambda=20$, $\zeta=0.035$ の条件でカム曲線を求めた。得られたすべてのカム曲線による従節出力の残留振動の振幅比は制限値 M^* ($=10^{-10}$)以下になっている。また, 3-1節の説明にもふれたように, ある範囲内では N の増加につれてBスプラインによるカム曲線の表現はより柔軟性をもつので, それによる従節出力の最大加速度の絶対値が小さくなり, 割出し動作中の過渡振動レベルも小さくなる(図3~5を参照)。ここで, 最適化効果の向上に関する N の値の有効領域を検討してみる。図8に N の増加に対する従節出力の最大加速度の変化を示す。この図からわかるように, N の値は16を超えると, それ以上 N の増加による従節出力の最大加速度の減少効果はほとんど見られなくなる。これは, $N=16$ の場合に求めたカム曲線はすでに評価関数(式(11))に対応する最適解に十分近づいており, これ以上Bスプラインの分割数を増やしてもカム曲線の最適化効果は望めないことを意味している。

3-4 得られたカム曲線のロバスト性について

カム機構の運動方程式におけるパラメータ λ と ζ の

Fig.7 Initial cam curves and obtained acceleration curves of follower output

Fig.8 Maximum acceleration values of follower output with N

Fig.9 The change of both the amplitude of residual vibration and maximum acceleration of follower output in a range of $\lambda=5\sim 25$ corresponding to the obtained cam curves under the conditions of $\lambda=20$ and $\zeta=0.035$

値を一定にして求めたカム曲線を実際の機構に使用する場合, λ と ζ の値が計算に使ったものと違うことがあり得る。この場合, カム曲線の残留振動抑制の特性がどう変わるかは実用上重要な問題である。以下, これをカム曲線のロバスト性と名付けて検討を加える。

$\lambda=20$, $\zeta=0.035$ の条件で, N をそれぞれ6, 10, 18にして求めたカム曲線をカム機構の運動方程式(式(2))に代入して, λ の異なる値に対する従節の出力を求めた。その結果を図9に示す。なお, 比較のため, 文献(11)に示した4種類のカム曲線について同じ条件

Fig.10 The change of the both amplitude of residual vibration and maximum acceleration of follower output in a range of $\lambda=5\sim 25$ corresponding to the cam curves in reference (11)

Fig.11 The change of both the amplitude of residual vibration and maximum acceleration of follower output in a range of $\lambda=5\sim 25$ corresponding to the obtained cam curve under the conditions of $\lambda=5$, $\zeta=0.035$ and $N=10$

Fig.12 The change of both the amplitude of residual vibration and maximum acceleration of follower output in a range of $\zeta=0.02\sim 0.05$ corresponding to the obtained cam curve under the conditions of $\lambda=20$, $\zeta=0.035$ and $N=18$

で求めた結果を図 10 に示す。これらの図からわかるように、機構の λ の実際値が計算に使った λ の値と異な

ると、提案した方法で求めたカム曲線でも文献(11)のカム曲線でも位置決め時の残留振動が発生するが、図示した λ 領域の大部分にわたって前者の方は残留振動の大きさが小さい。特に、 λ の計算値付近 ($\lambda=15\sim 25$ の領域) では、提案した方法によるカム曲線に対応する残留振動の大きさは文献(11)のカム曲線のそれに比べると $1/10\sim 1/5$ の程度に過ぎない。また、図 9 と図 10 に示したように、機構の λ の実際値が大きくなればなるほど、従節出力の最大加速度は小さくなる。ただし、図示した λ 領域にわたって、提案した方法で求めた $N=18$ のカム曲線による従節出力の最大加速度は、文献(11)の曲線 1 のそれとほぼ同じ値になっているが、文献(11)に残留振動と過渡振動抑制性能がもっとも優れたとされた曲線 3 より全般的に小さくなっている。

一方、 $\lambda=5$, $\zeta=0.035$, $N=10$ の条件で得られたカム曲線をカム機構の運動方程式に代入して、 λ の異なる値に対する従節の出力を求めた結果を図 11 に示す。図 9 に示した結果と同じように、機構の λ の実際値が計算に使った λ の値と異なると、位置決め時の残留振動が発生するが、比較的小さな λ の領域、たとえば、 $\lambda < 7$ の領域において残留振動と従節出力の最大加速度の値は図 9 に示した結果より小さくなっている。また、 $\lambda=20$, $\zeta=0.035$, $N=18$ の条件で得られたカム曲線をカム機構の運動方程式に代入して、 ζ の異なる値に対する従節の出力を求めた結果を図 12 に示す。この図からわかるように、機構の ζ の実際値が計算に使った ζ の値と異なると、位置決め時の残留振動と従節出力の最大加速度とも増加するが、計算に使った値より ζ の実際値の小さな側には大きな側の方よりこの増加の程度は大きい。したがって、図 11 と 12 の結果を合わせて考えると、実際の λ と ζ の値の変動領域が前もってわかる場合にカム曲線的设计にあたっては、 λ と ζ の計算値として変動領域の中間値よりも小さな値を使うべきであることがわかる。

本節の結果をまとめると、文献(11)に示した 4 種類のカム曲線と比べると、提案した方法によるカム曲線はより優れたロバスト性を持っていることが確認された。また、3・1～3・4 節において主に $\lambda=20$, $\zeta=0.035$ の条件で求めた結果を示したが、 λ と ζ の値を種々に変えて求めた結果からも、同じ傾向と結果が見られたので、上述の結論は一般性を持っていると考えられる。

3・5 計算時間について 提案した方法のプログラムを DIGITAL Visual Fortran 5.0 言語で作成し、計算に Epson EDiCube TP1040RV (Pentium III CPU, 1 GHz, 64 MB) パソコンを使用した。各例にかかった計算時間を図 13 にまとめた。一般的に B スプラインの分割

Fig.13 Calculation time with N

数 N の増加につれて計算時間は長くなるが、コンプレックス法を使用したゆえに、計算条件が変わると同じ N の場合でも計算時間のばらつきは見られる。また、図 13 からわかるように、 $N=20$ の場合でも計算時間が 30 分程度であるので、提案した方法は設計現場においても十分実用可能なものと考えられる。

4. 結 言

実機実験によってその妥当性が確認されたインデックスカム機構の動力学モデルを既報のカム曲線の最適化手法⁽¹⁹⁾に組み込み、インデックスカム機構の位置決めに伴う従節の残留振動を抑制することができるカム曲線の最適設計方法を提案した。また、現在インデックスカム機構によく使用されたカム曲線と比較しながら、種々の角度から提案した方法によるカム曲線の最適化効果について検討した。以下、本研究の結果をまとめる。

(1) 提案した方法では、Bスプラインを使用してカム曲線を表現するので、得られたカム曲線の次数を低く抑えることができる。

(2) 得られたカム曲線は、従節の位置決めに伴う残留振動の抑制だけでなく、従節出力の最大加速度値と割出し動作中の過渡振動レベルに対しても抑制効果があるので、入力軸のトルク変動を平準化するためのトルク補償機構のコンパクトな設計にもプラス効果が期待できる。

(3) 現在インデックスカム機構によく使用されたカム曲線と比べると、提案した方法によるカム曲線は残留振動の抑制効果、従節出力の最大加速度値と割出し動作中の過渡振動レベル、機構動力学パラメータ変動に対する制振効果のロバスト性などの面に優れている。

(4) 提案した方法のアルゴリズムは簡単で定式化しやすい。計算効率から見ると設計現場においても実用可能である。また、本文にはカム機構の運動方程式として式(2)を使ったが、異なる形の運動方程式の場合でも運動方程式の解の部分さえ修正すれば提案した方法をそのまま利用可能である。

最後に、本研究に比較例として利用した文献(11)に

おける曲線 1～3 の解析式について親切に御教示して頂いた (株) 三共製作所の高村素夫氏に心から感謝致します。

文 献

- (1) 正津正利・関啓明・神谷好承・立矢宏・野村久直, 間欠運動の高速化に関する考察 (サーボ系とカム機構の性能比較), 機論, **68-668**, C(2002), 1191-1197.
- (2) 増田一也, カム, 機械設計, **44-9**(2000), 41-50.
- (3) <http://www.sankyo-seisakusho.co.jp/>.
- (4) 西岡雅夫, 機械の高速化とカム機構設計, 機械設計, **42-1**(1998), 58-64.
- (5) 西岡雅夫, フライホイールカム機構の研究, 機論, **49-446**, C(1983), 1781-1788.
- (6) 西岡雅夫・内野光雄, カム式位置決め装置の入力軸トルク補償機構の研究, 機論, **59-562**, C(1993), 1913-1919.
- (7) 西岡雅夫, カム式位置決め装置の入力軸トルク補償機構の研究 (第 2 報, 理論の検証), 機論, **60-569**, C(1994), 338-342.
- (8) G. Teng, H. Fu and W. Zhou, A New Method of Torque Compensation for High Speed Indexing Cam Mechanism, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, **121-2**(1999), 319-323.
- (9) C. Wu and J. Angeles, The Optimum Synthesis of an Elastic Torque-Compensating Cam Mechanism, *Mechanism and Machine Theory*, **36**(2001), 245-259.
- (10) 荒川政司・西岡雅夫・森田信義, カム式位置決め装置の残留振動に関する研究 (第 1 報, カム曲線の評価基準), 機論, **64-627**, C(1998), 4345-4352.
- (11) 荒川政司・西岡雅夫・森田信義, カム式位置決め装置の残留振動に関する研究 (第 2 報, 一般化されたカム曲線の動特性), 機論, **66-642**, C(2000), 621-626.
- (12) 板生清・神崎一男, ポリダインカムによるタイプヘッドの高速位置決め, 精密機械, **37-3**(1971), 204-211.
- (13) 板生清・神崎一男, 任意の残留振動特性を持つカムの設計法, 精密機械, **38-3**(1972), 289-296.
- (14) M. Chew and C. H. Chuang, Minimizing Residual Vibrations in High-Speed Cam-Follower Systems over a Range of Speeds, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, **117-1**(1995), 166-172.
- (15) Q. J. Ge and L. N. Srinivasan, C^2 Piecewise Bézier Harmonics for Motion Specifications of High-Speed Cam Mechanisms, *Proceedings of 1996 ASME Design Engineering Technical Conferences*, 96-DETC/MECH-1173, Irvine California, (1996).
- (16) L. N. Srinivasan and Q. J. Ge, Designing Dynamically Compensated and Robust Cam Profiles with Bernstein-Bézier Harmonic Curves, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design*, **120-1**(1998), 40-45.
- (17) 牧野洋・高野政晴, 機械運動学, (1978), 101-122, コロナ社.
- (18) 牧野洋, ユニバーサルカム曲線とその応用, 山梨大学工学部研究報告, **28**(1977), 48-58.
- (19) 林長軍・丘華・尾崎弘明・下川哲司, Bスプラインによるカム曲線の最適生成, 機論, **68-666**, C(2002), 708-711.
- (20) 中嶋孝行・大野敏則, CAD・CG技術者のための NURBS 早わかり, (1994), 84-94, 工業調査会.
- (21) 尾崎弘明・林長軍, コンプレックス法による動力学を考慮したマニピュレータの障害物回避軌道生成, 日本ロボット学会誌, **15-1**(1997), 139-144.