

ハイブリッド動力式搬送機構*
(第2報)加藤 尚之*¹, 大滝 英征*²
石川 義雄*², 西郷 宗玄*³Hybrid Type Transfer Mechanism
(2nd Report)Naoyuki KATO, Hideyuki OTAKI,
Yoshio ISHIKAWA, and Muneharu SAIGO

We described in the previous report a new transfer mechanism which has two motors; one is the main motor for conveying materials and the other is an auxiliary motor for controlling tensile force and chain slack. But, when we use generally conveying system, it can be foreseen that vibration often occurs by the outer load and the performances decrease. So to decrease the vibration, we investigate the controlling method to hold constant the tensile force of chain and improve the efficiency. In this report, we use modern control theory for the hybrid type transfer mechanism and discuss the performance of controlling system.

Key Words: Application of Control, Torque Control, Modern Control Theory, Decrease Vibration, Conveying System

1. はじめに

前報では、搬送機構の高性能、高効率化を図るため、チェーンの駆動用に主原動機を、張力制御用に補助原動機を用い、原動機の回転数、トルクに影響を及ぼさず、外乱に対処しうるハイブリッド動力式搬送機構を考案した。そして、その機構の静的駆動時における各軸まわりのトルクなどを理論的に求め、実験的に導いた値と比較検討し、機能上の特性を把握した。

そこで本報では、実際的な使用状況下では、被搬送体によりチェーンに生じる振動が搬送効率などに影響を及ぼすであろうことを勘案し、振動を抑制する目的でなみに、チェーンの張力を一定とする制御方法を、現代制御理論を用いて試みた。

2. 現代制御理論の適用

2-1 現代制御理論の適用手順 現代制御理論では、制御を目的とする系の運動方程式を立てることができれば、系が安定に応答する最適条件を求めうる。

そこで、本研究の対象としているハイブリッド動力式搬送機構についても、運動方程式をたて、駆動制御に対して現代制御理論を適用することを試みた。

図1は本機構に対する、現代制御理論の適用手順を示したものである。この手順は、一般的に知られているものである。そのため、これらすべての解法を示す必要性はないと思われる。そこで本論文では、本機構の特徴を示す運動方程式および、パラメータの評価に重点を置き、他は、一部省略することとした。

以下、このフローチャートに従い、制御に必要な諸

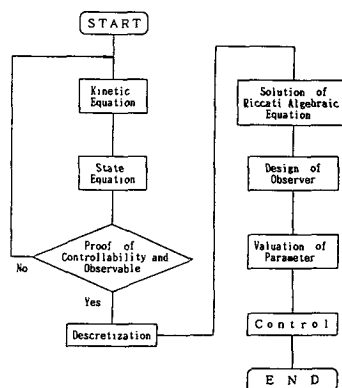


図1 現代制御理論の適用手順

* 昭和63年3月18日 関西支部第63期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年7月24日。

*¹ 学生員、埼玉大学大学院 (〒338 浦和市下大久保255)。

*² 正員、埼玉大学工学部。

*³ 正員、機械技術研究所 (〒305 つくば市並木1-2)。

事項を求めていくこととする。

2・2 搬送機構の運動方程式 図2はハイブリッド動力式搬送機構の概略図であるが、前報において、負荷変動があっても、軸Dと軸Aとが互いに影響を及ぼさずに互いに独立して駆動制御できることを述べた。そこで、いま主原動機は常に定常運転しているものとし、負荷の変動に対しては補助原動機のみで対処することとする。それゆえ、補助原動機と負荷間の運動方程式をたててみる。簡単のため図2中にA軸から出力軸までの動力の伝わりかたを示した。これに従い、計算を行った⁽¹⁾。

A軸に入力されたトルク T_{in} は、慣性モーメント J_a 、粘性抵抗 C_a の歯車Aと軸Aを駆動し、その結果歯車Bには、 T_a のトルクを伝える。歯車Bは、歯車Aによって伝えられたトルク T_a により、 $T_b (= T_a Z_b / Z_a)$ のトルクが生じる。以下他の歯車についても同様に動力伝達が行われるとすると

$$T_{in} = J\ddot{\theta}_a + C\dot{\theta}_a + UT_{out} \dots\dots\dots(1)$$

ただし

$$\begin{aligned} J &= J_a + U_{ba}^2 J_{bc} + U_{ba}^2 U_{fb}^2 J_{ff'} \\ &\quad + U_{ba}^2 U_{fb}^2 U_{hf'}^2 J_{hi} + U_{ba}^2 U_{fb}^2 U_{hf'}^2 U_{mi}^2 J_{mp} \\ C &= C_a + U_{ba}^2 C_{bc} + U_{ba}^2 U_{fb}^2 C_{ff'} \\ &\quad + U_{ba}^2 U_{fb}^2 U_{hf'}^2 C_{hi} + U_{ba}^2 U_{fb}^2 U_{hf'}^2 U_{mi}^2 C_{mp} \\ U &= U_{ba} U_{fb} U_{hf'} U_{mi} \\ U_{ba} &= \frac{\theta_b}{\theta_a} = \frac{Z_a}{Z_b} \end{aligned}$$

となる。

これより、 T_{in} と T_{out} とは一義的に関係づけられ、 $\ddot{\theta}_a$ と $\dot{\theta}_a$ をフィードバックし、 T_{in} を制御すれば、 T_{out} を変化させることがわかる。以下この運動方程式をもとに状態方程式が誘導される。

2・3 状態方程式と出力式の算出 いま、電流とトルクの関係式から補助原動機側からの入力トルクを求めると

$$T_{in} = KI \dots\dots\dots(2)$$

ただし、 K_I : トルク定数

I : 電流

となる。式(1)、(2)より、

$$KI = J\ddot{\theta}_a + C\dot{\theta}_a + UT_{out} \dots\dots\dots(3)$$

ただし、 T_{out} : 搬送機構の出力トルク

いま、チェーンの張力が一定値に制御されているものとする、 T_{out} は一定とみなしてもよい。

したがってこの場合における状態式と出力式は、

$$\text{状態式: } J\ddot{\theta}_a + C\dot{\theta}_a = KI \dots\dots\dots(4)$$

$$\text{出力式: } \theta_p = \alpha\theta_a$$

ただし、 θ_a : 軸Aにおける変位角

α : θ_p に対する θ_a の出力係数

で与えられる。

なお本機構の諸元は、表1に示したとおりである。

この式から、チェーンの張力を一定とするには、変位角 θ_a および角速度 $\dot{\theta}_a$ を適切に制御すればよいことがわかる。そこで、 $x_1 = \theta_a, x_2 = \dot{\theta}_a$ において上式をマトリックス形式で書くと

$$\text{状態式: } \frac{d}{dt} X = AX + bu \dots\dots\dots(5)$$

$$\text{出力式: } Y = CX$$

ただし、

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} 0, & 1 \\ 0, & -\frac{1}{J} \end{bmatrix}, b = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_I}{J} \end{bmatrix}$$

$$C = [\alpha, 0]$$

となる。

2・4 状態方程式の離散化 デジタル制御系という観点に立てば、本研究で対象とした搬送機構は、連続時間系の搬送機構部が、D-A、A-D コンバータなどを介してマイクロコンピュータの離散時間系と結合されているものといえる。そこで、前者の連続時間系を等価な離散時間系で置きかえれば、制御系全体を離散時間系とすることができ、計算を進めることができる⁽²⁾⁽³⁾。一般に、式(5)に示した連続時間系に対応する離散時間系の状態方程式および出力式は、次式で示される。

$$\begin{aligned} \text{状態式: } X(k+1) &= DX(k) + qu(k) \dots\dots\dots(6) \\ \text{出力式: } Y(k) &= CX(k) \end{aligned}$$

表1 制御機構の主要諸元

Moment of Inertia	J (kgm ²)	8.810 × 10 ⁻³
Coefficient of Viscosity	C (Nms/rad)	1 × 10 ⁻³
Torque Constant	K _I (Nm/A)	2.786

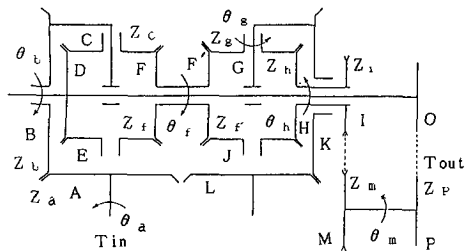


図2 入力軸Aと出力軸Pの関係

また、 D, q と A, b の関係は、

$$D = e^{At}$$

$$q = \int_0^t e^{A\eta} b d\eta \dots\dots\dots (7)$$

といわれている。

ここで、本機構の諸元、表1をもとに、サンプル周期 $t = 0.01 \text{ s}$ として、 D, q を計算すると、

$$D = \begin{bmatrix} 1, 9.994 \times 10^{-3} \\ 0, 0.9989 \end{bmatrix}$$

$$q = \begin{bmatrix} 0.01581 \\ 3.161 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (8)$$

となり、式(5)が離散化できた。2.5節では、この結果を利用してリカッチ式を解く。

2.5 リカッチ方程式の解法⁽²⁾ 本論文においては、式(6)中の変数名を用いて、次の二次系の評価関数を使用した。

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} [W_x X^2(k+1) + w u^2(k)] \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 W_x, w : 重み係数

$X(k+1)$: 状態変数

$u(k)$: 電流値

とした。

これから行列リカッチ式は、

$$H(k+1) = D' H(k) D - D' H(k) q [w + q' H(k) q^{-1} q' H(k) D + W_x]$$

$$H(0) = W_x$$

$$W_x = C' C \dots\dots\dots (10)$$

であり、最適ゲインベクトル G は、

$$G = (w + q' H q)^{-1} q' H D \dots\dots\dots (11)$$

となる。

また、最適制御量 $u(k)$ は、

$$u(k) = -G X(k) \dots\dots\dots (12)$$

となる。

重み w を変化させ、式(8)、(11)、(12)を用いると最適ゲインベクトルは、表2のごとく求まる。

2.6 パラメータの評価 最適ゲインベクトルを用いたシミュレーションにより、重み w を選定する。この重みの選択が最も重要であり、これによって、応答の速さ、振動の抑制などの制御特性が決定される。

さて、この評価に際し、フィードバックする状態変数の速度成分 x_2 は、加振点の変位を実測し計算により求めることとした。なお、式(12)は、目標値が含まれないため、本シミュレーションではそのまま使用することはできない。そこで前式を z 変換し、目標値を考慮すると、

$$u(z) = \frac{k_0}{\alpha} [\theta_R(z) - \theta_P(z)] - k_1 \dot{x}_2(z) \dots\dots\dots (13)$$

ただし、

$$\dot{x}_2(z) = [\theta_P(z)\{k\} - \theta_P(z)\{k-1\}]/t$$

t : サンプルタイム 0.01 s

$\theta_R(z)$: 目標値, $\theta_P(z)$: 現在値

となる。

さて、この式を用いて張力一定のシミュレーションを行う。これにより、あるパラメータを使用した場合のオーバシュートの程度、収束の程度を把握することができる。重みは、0.1, 0.01, 0.001, 0.0001, 0の5種類について検討した。この結果選択された重みを、後に実験において使用することとした。

図3は、チェーンを加振した場合に、張力が常に33.3 Nで一定となる変位 θ_R を実験により求めた結果である。図4は、重み w が0.1の場合についてのシミュレーション結果である。重み w が0.1より小さな値では、発散してしまったため、図は省略した。これから、実測による角度フィードバックは、電流の上下が激しいものの、目標値に対してほぼ良好な追従性をみせている。そこで本研究では、制御のため状態ベクトル x_2 を実測値をもとに算出し、重み w を0.1とし、フィードバックを行うこととした。

ここで一般に、モータは、静止摩擦があるため、ある電流値が与えられ、摩擦力を超える動力を発生した

表2 最適ゲインベクトル

Weight w	Gain G
0.1	(13.98, 0.2970)
0.01	(27.96, 0.4202)
0.001	(43.95, 0.5269)
0.0001	(55.18, 0.5905)
0	(63.27, 0.6323)

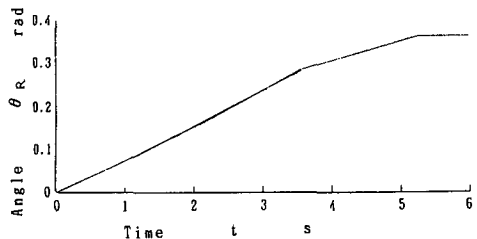


図3 目標値 θ_R

場合に初めて動き始める。そこで、この駆動初期に必要なとする電流値を基準電流値とすると、図4中の u の値は、基準電流値からの変動分を示している。

3. 実験装置

3.1 搬送機構 図5は、搬送機構外観を示したものである。チェーンの加振は、カムを利用したシーソ機構により行っており、動力は、ACモータを用いている。モータが回転すると、カムの形状により、シーソの先端が搬送部下側のチェーンに押しつけられ、振動を加える。加振の周期は、モータの回転数を制御することにより、行われている。

3.2 モータ制御方式⁽⁴⁾⁽⁵⁾ チェーンの張力は、DCモータへの通電電流を16ビットマイクロコンピュータによるPWM方式で制御し、DCモータのトルクを調整して行く。

図6は、その制御方法を示したものである。DCモータへの通電電流値の制御は、10msごとに、軸Pの現在位置 θ_P をサンプリングし、角速度 $\dot{\theta}_P$ を求める。そしてこの θ_P 、 $\dot{\theta}_P$ を用いて式(13)により最適制御量 u を算出し、 u に基準電流値を加えた値を現在のDCモータ電流値と比較し、その結果によって、パルス幅設定命令を調整することで行っている。

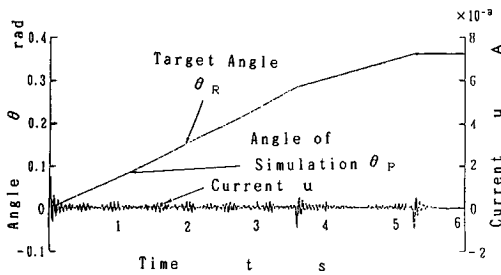


図4 シミュレーション結果

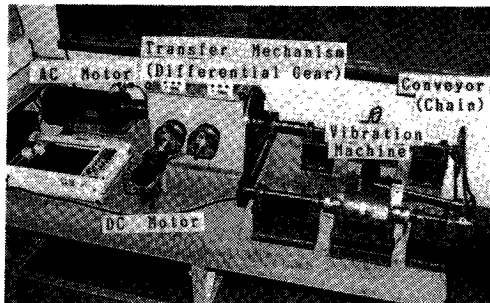


図5 搬送機構外観

4. 実験結果および考察

図7は、制御した場合の加振点の変位 Y と軸Pのトルク T_P をX-Yレコーダに記録した結果と加振状態を対応させたものである。図7中の点aは、加振する前の初期状態を示している。加振器によりチェーンを加振すると、チェーンの下側に張力が加わる。マイクロコンピュータにはあらかじめ目標張力を設定しておき、張力が目標値を超えると、マイクロコンピュータが制御を開始する。点bは開始時の状態を示している。点cは制御中を示しており、点dは、制御終了の状態を示している。図7よりわかるように、軸Pに加わる初期トルクは、2.5 N・mである。図7中のa~b間は、張力が、目標値まで達していないため、P軸のトルクは上昇している。点bの直後は、チェーンが目標

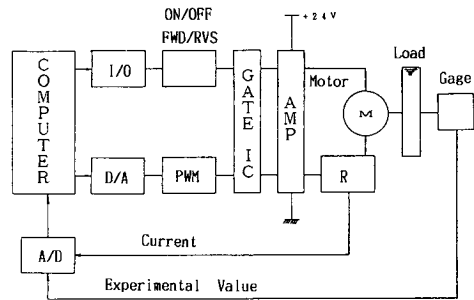
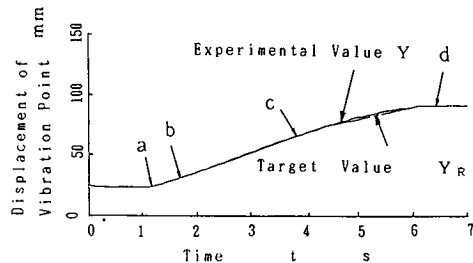
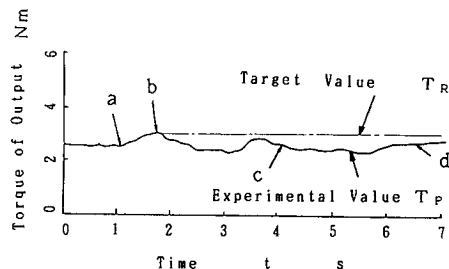


図6 DCモータ制御方法

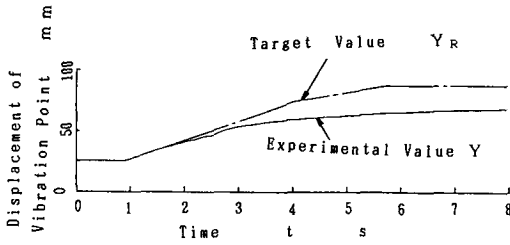


(a) 加振点の変位

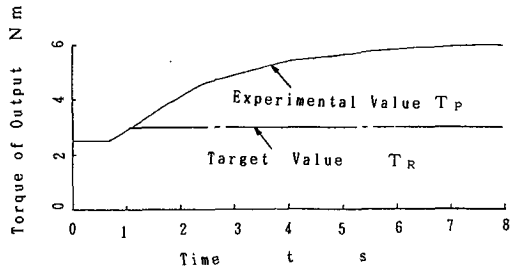


(b) P軸トルクの変動

図7 制御中のP軸トルクと加振点の変化

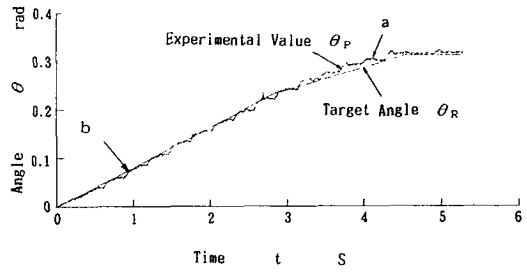


(a) 加振点の変位

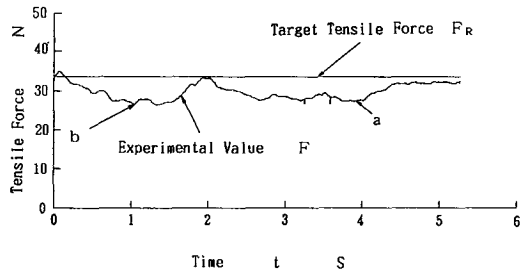


(b) P軸トルクの変動

図8 基準電流値が低い場合

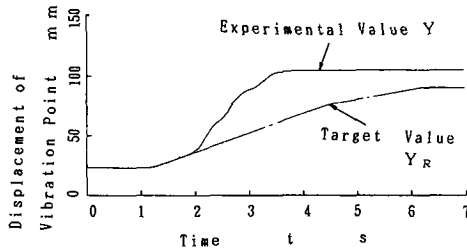


(a) 出力軸Pの角度

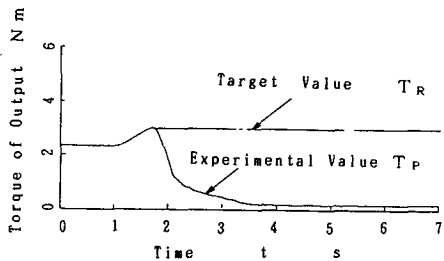


(b) チェーンの張力

図10 制御結果



(a) 加振点の変位



(b) P軸トルクの変動

図9 基準電流値が高い場合

張力を超えたため、モータが動き、そのためトルクがいくぶん下がっているのがわかる。b~dの間は、制御により軸トルクが安定していることがわかる。

さて電流値は本来、基準電流値からの off-set として求めておけばよいのだが、実際に制御を行う場合には、基準電流値が必要となる。そこで、基準電流値を試

行錯誤的に求めた。

図8および図9は、基準電流値 u の値が不適当なため、制御が適切に行われなかった例である。

図8は、基準電流値が低かった例である。これは、張力が設定値を超えたにもかかわらず、モータに十分な電流が流れず、加振点に適切な変位が生じることなく、チェーンには過大な張力がときとともに加わっていくようすがわかる。

図9は、基準電流値が高過ぎたため、DCモータが過度に回転した例である。これは、張力が設定値を超えると同時に、モータに大きな電流が流れ、加振点に大きな変位が生じ、張力が大きく減少していることがわかる。図7~9とを比べると図7は良好な結果が得られていることがわかる。

さて図7の制御結果を制御開始後から10msのサンプリングタイムでマイクロコンピュータに取り込み、加振点の変位を、軸Pの角変位 θ_P に、トルク T_P を、チェーンの張力に変換し直して表示すると、図10になる。図10(a)には、目標値 θ_R と実験値 θ_P を示している。実験値の変動は、外乱による振動状態を表している。図10(b)は、目標張力 F_R 、測定張力 F を示している。これから、a点のように θ_P の値が、 θ_R の値より大きい場合には、チェーンがたるんだ状態となり、目標張力より小さな値となる。しかしその偏差は全体的に小さく、図4のシミュレーションとほぼ同様の結果を得ている。このことから、 θ_P に対する制御は満足

したものと言えるが、張力 F はフィードバックしていないために、b点のように目標角変位と測定値との差がない場合でも、目標張力と測定張力の間に差が生じているところがある。これは機構部の摩擦抵抗などの影響が、複雑に絡み合っているためであろうと考えられる。

5. ま と め

一般に搬送機構では、搬送物の負荷変動により、搬送部に振動が生じ、搬送物体の位置決めなどに影響を及ぼす。そのため、振動を極力抑制するよう搬送部の張力を制御する必要がある。そこで、本研究では、搬送部に生じる振動の抑制をする目的で、前報で考案した、2組の差動機構を組み込み、主原動機と補助原動機とにより、回転数とトルクとをそれぞれ独立に伝達し、チェーンの駆動および張り具合の制御方法を検討した。すなわち現代制御理論を適用して、補助原動機

に通電する電流値を制御することで、チェーンの張力を一定に制御する場合のシミュレーションを行った。また、実験的に搬送部に振動を加えた場合の挺送部に加わる張力制御を行い、ほぼ良好な結果を得ることができた。

以上の点から、例えば搬送中に振動が生じた場合でも、補助原動機により張力を制御し振動を抑制することができることが示され、種々の搬送分野での利用が考えられる。

文 献

- (1) 増淵, 自動制御例題演習, (昭46), 234, コロナ社.
- (2) 高橋, デジタル制御, (昭60), 岩波書店.
- (3) 雨宮・高木, デジタル制御入門, (昭61), オーム社.
- (4) トランジスタ技術編集部, センサイインターフェーシング, NO.2 (昭58), 187, CQ 出版.
- (5) 谷腰, DC モータの制御回路設計, (昭60), CQ 出版.