

## ハイブリッド動力式搬送機構\*

加藤 尚之\*<sup>1</sup> 大滝 英征\*<sup>2</sup>  
石川 義雄\*<sup>2</sup>, 西郷 宗玄\*<sup>3</sup>

## Hybrid Type Transfer Mechanism

Naoyuki KATO, Hideyuki OTAKI, Yoshio ISHIKAWA, and Muneharu SAIGO

In a chain conveyor system, tensile force and chain slack have a significant effect on a material's vibration and transferring efficiency. Therefore it becomes an important problem for the chain conveyor to control tensile force and chain slack, Nowadays, most chain conveyor drive sprockets are driven by a motor, and the driven sprocket is controlled by a brake to give a moderate tensile force. However, it is difficult to adequately control the tensile force, because the brake has a tendency to influence the torque and revolution of the driving motor. We then developed a new driving system which has two motors; one is the main motor for conveying materials and the other is an auxiliary motor which is used to control tensile force and chain slack without influencing torque and revolution of the main motor. In this report, we describe the performance of this system.

**Key Words:** Mechanism, Transfer Mechanism, Differential Gear, Tensile Force, Torque Control, Torque Addition

## 1. はじめに

現在、搬送装置には、種々の機構のものが使用環境、使用条件に応じて使用されてきている。とりわけ、スプロケットを介してチェーンにより搬送する機構は、はん用性があり、食品機械など多方面に利用されている。この機構では、搬送物の負荷変動に起因するチェーンの張力やたるみが、省エネルギー効果、振動抑止効果、効率などに大きな影響を及ぼす。そこで、スイングベルトコンベヤ<sup>(1)</sup>の例でもみられるように、チェーンの張力あるいはたるみを随時制御することにより、搬送効率の向上、搬送物体への振動伝達の遮断などを期待する。さて、チェーンによる搬送機構には、主動側のスプロットのみを原動機で駆動させる機構をはじめ、駆動側に原動機を従動側にブレーキを設け、負荷に応じてチェーンの張り具合をブレーキにより調整するものなど、各種考察されている。しかし例えば後者の機構では、負荷に応じて張力を調整すると、主動側

のモータの回転数、トルクにまで影響がおよび、制御はかなり難しいものとなる。そこで本研究では、主原動機のほか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、外乱に対処するハイブリッド動力式伝達機構を新たに考案した。以下にこの機構の特性について検討したので報告する。

## 主な記号

$N$ : 歯車の回転数  
 $Z$ : 歯車の歯数  
 $T$ : 軸にかかるトルク  
 $u_{bd}$ : 歯車 F に対する B と D の相対回転数の比  
 $U$ : 歯車 A と B の速比  
 添字: 歯車軸を表す

## 2. 搬送機構

**2.1 回転数** 図1は、試作したハイブリッド動力式搬送機構の概略およびその外観を示したものである。この機構では、入力軸として A, D, L の 3 軸を、出力軸として O, I の 2 軸を任意に選択しうる。本報では、A, D の 2 軸を入力とし、O, I 軸を出力軸とした。I 軸はタイミングベルトを介して軸 P とも連結されている。また I と M の速比は 1:1 に選び、O, P 軸には

\* 昭和 62 年 3 月 4 日 東北支部第 22 期総会講演会において講演、原稿受付 昭和 61 年 10 月 13 日。

\*<sup>1</sup> 学生員、埼玉大学大学院 (〒338 浦和市下大久保 255)。

\*<sup>2</sup> 正員、埼玉大学工学部。

\*<sup>3</sup> 正員、工業技術院機械技術研究所 (〒305 茨城県新治郡桜村並木 1-2)。

スプロケットを取付け、チェーンを掛け搬送部を構成した。ここで動力伝達の主要部は、2組の差動機構を組合せている。いま、この差動機構を検討し、本機構の回転数特性を求めると

$$N_b = u_{bd}^a N_a + u_{bf}^a N_f \dots\dots\dots (1)$$

$$N_k = u_{kf}^a N_f + u_{kh}^a N_h \dots\dots\dots (2)$$

となる。

いま  $N_f = N_{f'}$  であることより、式(1)、(2)は

$$N_h = -\frac{u_{hf}^a}{u_{bf}^a u_{kh}^a} N_b + \frac{u_{hf}^a u_{bd}^a}{u_{bf}^a u_{kh}^a} N_a + \frac{1}{u_{kh}^a} N_k \dots\dots\dots (3)$$

となる。

本機構では歯車 D, F, F', H の歯数が  $Z_d = Z_f = Z_{f'} = Z_h$  のように設計されていることを考慮すると

$$N_p = N_h = -2UN_a + N_d + 2UN_i \dots\dots\dots (4)$$

$$U = \frac{Z_a}{Z_b} = \frac{Z_l}{Z_k}, \quad N_b = \frac{Z_a}{Z_b} N_a, \quad N_k = \frac{Z_l}{Z_k} N_i$$

と整理しなおされる。

式(4)より、出力軸の回転数  $N_p$  は、入力回転数  $N_d$  に A 軸からの回転数  $N_a$  あるいは L 軸からの回転数  $N_i$  が加算あるいは減算されることがわかる。

2.2 伝達トルク 次に、伝達トルクの関係について検討する。図1に示した変速機構内部における伝

達トルクの力の釣合いを考慮すると、2組の差動機構間におけるトルクの関係式は

$$T_b = T_d + T_f \dots\dots\dots (5)$$

$$T_k = T_{f'} + T_h \dots\dots\dots (6)$$

$$T_d = -T_d + T_o \dots\dots\dots (7)$$

となる。いま  $T_f = T_{f'}$ ,  $T_h = T_p$  であることを考慮すると、式(5)~(7)より

$$T_p = -\frac{1}{U} T_a + \frac{1}{U} T_l - T_d + T_o \dots\dots\dots (8)$$

を得る。

ここで歯車 D から歯車 C に伝わるトルクを  $T_{dc}$  とすると  $T_{dc}$  は  $T_d$  と  $T_o$  との差に等しく、さらには図1よりもわかるように  $T_p$  と等しい。これより

$$T_{dc} = T_d - T_o = T_p \dots\dots\dots (9)$$

式(8)、(9)より  $T_p$  を求めると

$$T_p = -\frac{1}{2U} T_a + \frac{1}{2U} T_l \dots\dots\dots (10)$$

これより  $T_p$  は入力トルク  $T_a$  に関係なく、A 軸からの入力  $T_a$  と L 軸からの入力  $T_l$  のみで決まることがわかる。さて次に式(9)と式(10)から  $T_o$  を求めると

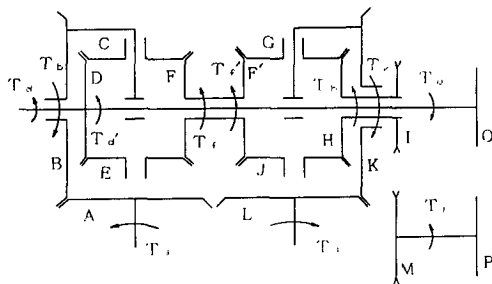
$$T_o = \frac{1}{2U} T_a - \frac{1}{2U} T_l + T_d \dots\dots\dots (11)$$

これよりトルク  $T_o$  は D 軸からの入力  $T_d$  に A 軸からの入力  $T_a$  および L 軸からの入力  $T_l$  が加算、あるいは減算されることとなる。ここで式(10)と式(11)の第1項目と第2項目のトルクに留意すると、加算されるトルクが互いに逆となる。この特性をうまく利用し、 $T_a$ ,  $T_l$  の値を調整すれば、搬送部を構成するチェーンの負荷変動に対処させることができる。この場合の  $T_d$  と  $T_a$ ,  $T_l$  とは、互いに独立して扱うので、主搬送力は、常時一定トルク  $T_d$  で与えておき、負荷変動に対処しうる補助動力は、 $T_a$ ,  $T_l$  により与えるものとした。

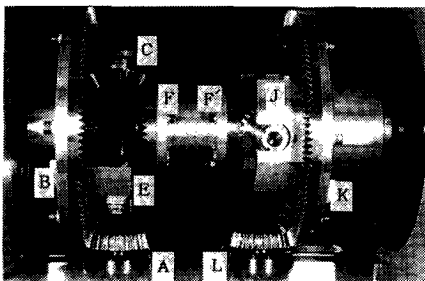
### 3. 実験装置および制御装置

3.1 搬送機構 図2は、試作した機構の全体構成を示したものである。主原動機には、0.4 kW の AC モータを図1の D 軸に相当する軸に取付けた。補助原動機には、25 W の DC モータを使用し、A 軸に相当する軸に取付けた。L 軸に相当する軸は、電磁クラッチにより固定した。モータのトルクは、通電電流値から換算し、O, P 軸の出力トルクは、トルクメータにより測定することにした。

3.2 モータ制御方式 チェーンの張力は、DC モ



(a) 搬送機構の構成および伝達トルク



(b) 変速機構

図1 機構図

ータへの通電電流を16ビットマイコンによるPWM方式で制御し、DCモータのトルクを調整して行う。図3は本装置の制御方法を示したものである。マイクロコンピュータによりパルス幅設定命令が出力されると、信号はD/Aコンバータによりアナログ化され、PWM発生回路に入る。次いでモータのON/OFF、正/逆転用信号がマイクロコンピュータから制御回路に入ると、ゲート回路が開き、図のモータに対して配置された4個のトランジスタのうち対角上に配置された2個をPWM発生部からのパルスによってスイッチングし、モータ電流を制御する。

#### 4. 実験結果

**4.1 補助原動機の印加電流** 図4は、主原動機でチェーンを駆動するとともに、補助原動機によりその張り具合を制御した状態の一例を示したものである。張り具合は、補助原動機から加算されるトルクの方向、および大きさによって決まる。

この際、制御を容易にするには、補助原動機に印加される電流、ひいてはA軸からのトルクが、出力軸であるP軸に線形的に伝達される必要がある。また、上側あるいは下側チェーンに張力を加え、たわみのない状態にした場合には、DCモータは回転せずトルクのみを伝達している状態となる。その場合の印加電流

とトルクの特性を知ることは、チェーンの張り具合の制御性を検討するうえで重要である。

そこで、チェーンの負荷変動を想定し、補助原動機に流れる電流を徐々に大きくしていった場合について、流れる電流とP軸出力トルクとの関係を求めた。図5はその結果を示したものである。 $T_a$ は補助原動機により発生したトルクを示している。 $T_b$ に関する理論値は実験的に求めた $T_a$ の値を利用し、式(10)により $U=0.24$ として計算したものである。これより補助動力源の電流とP軸出力トルクは比較的良好な線形関係を有していることがわかる。また、入、出力トルクは、式(10)の関係が満たされており、動力の還流などによる損失分がほとんどないことがわかる。それゆえ、補助原動機の電流を線形的に増減することにより、張力の制御を容易に行うことができる。

**4.2 補助原動機からのトルク加算** 次に、主原動機D軸からの入力トルクに補助原動機からの入力トルクを加算し、O、P軸に出力しうるかどうかを検討する。ここで、O、P軸に取付けたスプロケットのうち、O軸のスプロケットには主原動機からのトルクが加わる。そこへ補助原動機からの張力調整トルクが加わると、スプロケットの回転方向が同一でありながら

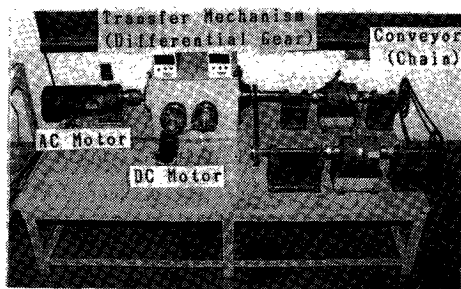


図2 実験装置

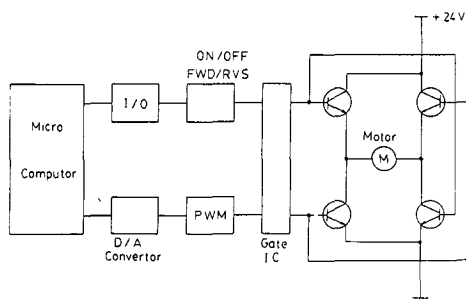


図3 DCモータ制御方法

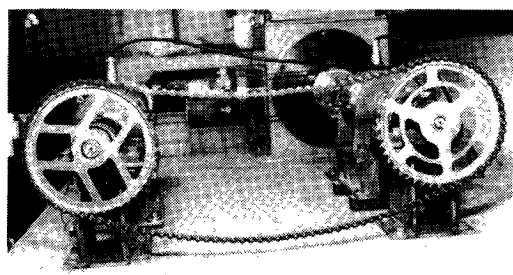


図4 張力の加え方

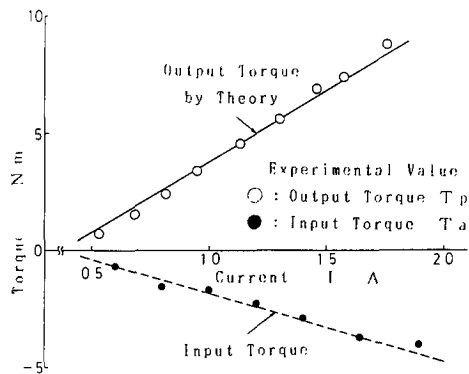


図5 電流とトルク

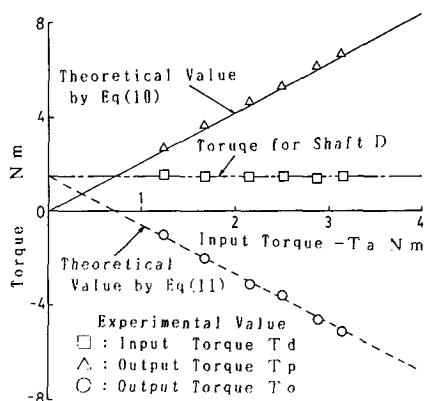


図 6 入出力トルク

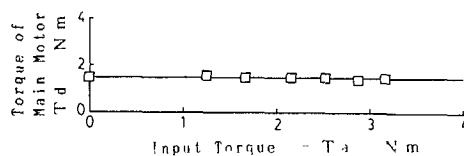
もトルクの向きが逆であるため、上側チェーンが張り側となる場合と下側が張り側となる場合が生じる。すなわち式(10)、(11)にて  $T_a$  と  $T_d$  との値のかかり具合により、 $T_o > T_p$  となったり、 $T_p > T_o$  となり主駆動力を受けつつスプロケットが異なることとなるためである。実験では装置の関係上、実際に物体を取付けて搬送させるわけにはいかなかったので、上側チェーンで搬送する場合は上側を張り側とし、さらに軸 P に負荷を加えた場合と同等と見なし、下側チェーンで搬送する場合には下側を張り側とし、O 軸に負荷を加えた場合と同等であると見なし実験を実施した。図 6 は、例として上側チェーンに張力を加えた場合の補助原動機のトルクおよび P 軸あるいは D 軸のトルクとの関係を示したものである。この場合、主原動機からは搬送力として  $1.5 \text{ N}\cdot\text{m}$  の一定負荷を加えている。

図 6 中の理論計算値は、主原動機および補助原動機の入力トルクを利用し、式(10)、(11)により計算したものである。これにより計算値と実験値とはほぼ一致し、D 軸の入力トルクに A 軸からの補助トルクが加算され、O、P 軸に出力されていることがうかがい知れる。

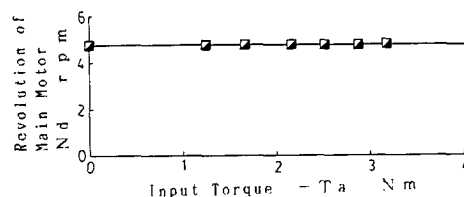
かくして本機構にて、トルクに加減が補助原動機により容易にできることが確認できた。

4.3 主原動機と補助原動機の関係 次に、主原動機のトルクと回転数に対する補助原動機の駆動に際しての乱について検討する。

図 7 (a) は、チェーンの上側に張力を加えた状態下



(a) トルクへの影響



(b) 回転数への影響

図 7 主原動機への影響

での補助原動機入力トルクと主原動機入力トルクの関係、(b)は、主原動機入力回転数の関係を示したものである。図 7 からわかるように、補助原動機からの入力トルクが変化した場合でも、主原動機の回転数および負荷トルクは初期設定値のまま変動しない。そのため本機構では、主原動機に何ら影響を及ぼすことなく、負荷状況に応じて補助原動機によりチェーンの張力を制御できることがわかる。このような、負荷側トルクが、時間的に変動する場合の制御法については、別の機会に報告する。

## 5. ま と め

本研究では、2組の差動機構を組み込んだチェーンの張り具合を容易に制御しうるハイブリッド動力式搬送機構を考案した。そして、その機構における各軸のトルクと補助原動機のトルクなどを求め、理論的に導いた値と比較検討した。この機構では、主搬送力とそこへ加える張力とを直接、独立的に制御しうる。そのため、例えば搬送途中で振動が生じたような場合でも、補助原動機により張力を制御し振動を抑制することもできる。

## 文 献

- (1) 三木・小林, 機械設計, (昭 54), 93, 日刊工業新聞社.
- (2) Schmitt, J. C., SAE, 821028(1983), 3223.
- (3) 仙波, 歯車, 10, (昭 42), 3809, 日刊工業新聞社.
- (4) Mal'tsev, V. F., ほか 1 名, Russ. Eng. J., 56-8 (1977), 23.