

# トルク補償カムを用いた軸トルク平準化手法の開発

職業能力開発総合大学校

佐藤 晃 平

港湾職業能力開発短期大学校横浜校

波多江 茂 樹

Development of axis torque leveling technique with torque compensation cam

Kohei SA TO, Shigeki HATAE

**要約** 工作機械、包装機械等には、クランク機構、リンク機構、カム機構が多用されている。しかし、構造または特性上、入力軸には大きな変動を伴うトルクがかかる。それが原因で駆動源のモータの回転速度まで影響を及ぼし、運動の滑らかさを欠き、他の動きとタイミングのズレを生じることが経験的に知られている。

そこで本研究では、入力軸に発生するトルク変動が入力軸の回転速度にどのように影響するかを実験的に調べ、そのトルク変動を平準化すると共に回転速度を安定化する一対策としてトルク補償カムの装着による効果について実験的に検討した。その結果、入力軸トルクが平準化し、入力軸の回転速度が安定し、さらに消費電力が減少した。

## はじめに

回転運動を直線運動に変換する代表的な機構としてクランク機構、リンク機構、カム機構がある<sup>1)2)</sup>。これらの機構において、負荷側の質量や仕事の反力などで、次に示すような現象が知られている。(1)駆動軸には、大きなトルクとその変動が伴うことが多い。(2)駆動軸の大きなトルク変動は駆動系を巡ってモータの回転速度まで影響を与える。(3)その結果として、運動の滑らかさを欠き、他の動きとのタイミングのズレを起こす。従来、これらを緩和する方法として、フライホイール、ウウォーム減速機が用いられてきた。しかし、フライホイールを用いる方法は、慣性モーメントの大きい円盤を高速回転させる必要があり、それを取り付けるスペースを作り出すのは困難である。ウォーム減速機を用いる方法は、平歯車減速機に比べ機械効率が悪いことからエネルギー節約には好ましくない<sup>3)4)</sup>。

従って、これらに代わる方法で入力軸の速度を安定化することが望まれる。そこで本研究では、発生する

トルク変動とは逆のトルクを発生させるトルク補償カム機構(カム-ボールベアリング-レバー-ばね)を機械装置の入力軸に装着する方法について検討した。そこで次に示す手順で研究を実施した。

- 第一段階 一般に使用されている軸トルク変動を発生させるカム「Aカム」を設計する。
- 第二段階 軸トルクデータを基にトルク補償カム(「Bカム」と呼ぶ)を設計・製作する。
- 第三段階 実感装置にAカムとBカムを装着し、トルク変動、回転速度変動、消費電力をそれぞれウォーム減速機および平歯車減速機で駆動して測定する。

以下、トルク補償カムの設計技法、実験装置、実験結果などについて述べる。

## トルク補償カムの簡易な設計技法

図1はトルク補償カムの簡易な設計技法の流れを示している。図1(a)はAカムが仕事をしたときに駆動軸一回転当たりのトルク変動の波形で、正側はカムが

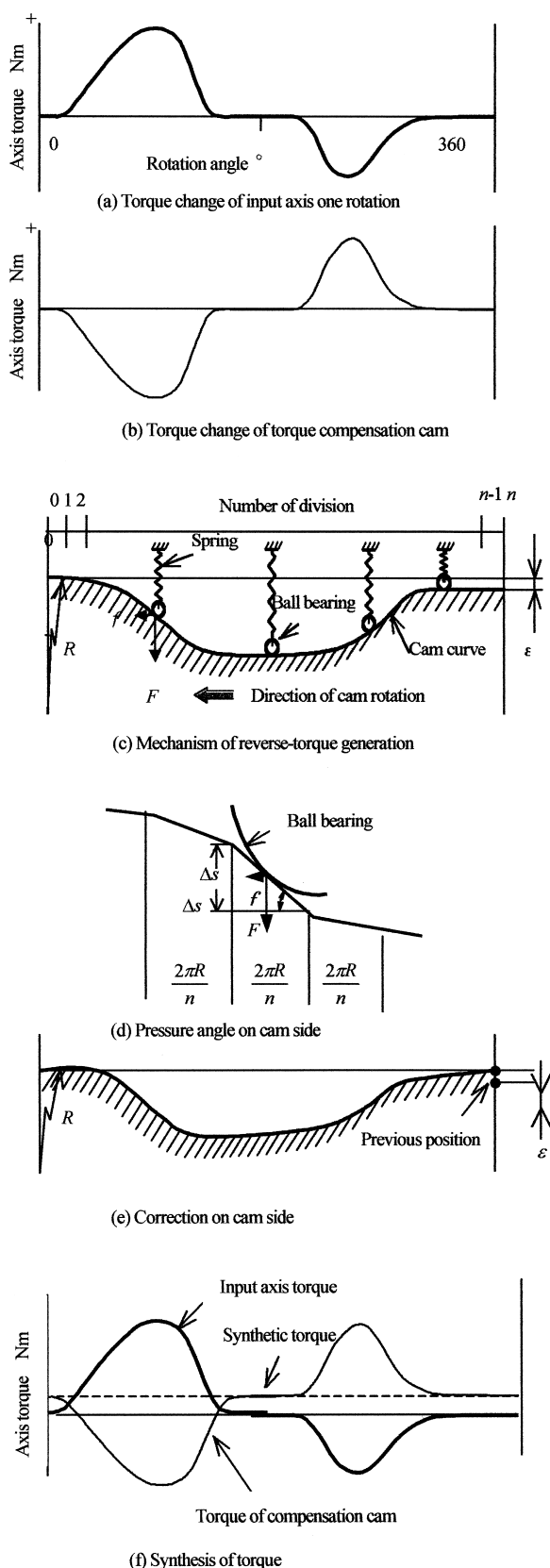


Fig. 1 Design technique of torque compensation cam

従動部を動かしている状態で、負側は従動部からカムがあおられている状態を示している。本研究では、このトルク変動を平準化することを目的とし、図 1(b)に示すように図 1(a)とは逆のトルクを作り出すバネ押し付け式の B カムを設計することを目標としている。

ここでまず最初に、初期設定を行う。それらは圧縮コイルバネの押し付け力  $F$ 、カムの輪郭最大半径  $R$ 、およびカムの 1 回転 360 度の分割数  $n$  を決定することである。最初の段階では、カムの変位が輪郭最大半径  $R$  に対して非常に小さく、力  $F$  および接触点の半径は一定 ( $R$ ) と仮定している。

逆トルク発生の仕組みを考えると、図 1(c)に示すように、バネ押し付け力がボールベアリングを介してカムプロフィールに働くとカムに回転力が生じ、逆トルクが発生する。そのときの接線方向の力  $f$ 、およびトルク  $T$  は次式で表される。

$$f = F \tan \theta \quad (1)$$

$$f = RF \tan \theta \quad (2)$$

補償カムの軸トルク  $T$  と入力軸トルク  $T$  の絶対値が等しくなるように圧力角  $\theta$  を決定すればよい。

なお圧力角  $\theta$  は図 1(d)の関係から次式で示される。

$$\tan \theta = \Delta s \frac{n}{2\pi R} \quad (3)$$

つまり増分値  $\Delta s$  の変化により任意の  $\theta$  を求めることができるため、補償カムの軸トルク  $T$  と入力軸トルク  $T$  の絶対値が等しくなるように  $\Delta s$  を順次決めていけばよいことになり、次式のようになる。

$$\Delta s_i = \frac{2\pi T_i'}{nF} \quad (i = 1 \dots n) \quad (4)$$

ここで、 $\Delta s_i$ 、 $\Delta T_i'$  は分割数である  $n$  個に相当する各箇所を増分値とトルクを表す。

各箇所の半径  $R_i$  は次式のように求められる。

$$R_i = R - \sum_{j=1}^i \Delta s_j \quad (i = 1 \dots n) \quad (5)$$

カムの形状を求めるためには、式(5)で求めた各箇所の半径値の点を結んだ包絡線を作成すればよいことになる。上記手法に基づき実際にカムを製作すると図 1(c)のようになり、カムが一回転したところで、段が付いてしまう。

これまでの手法は合成トルクをゼロにするもので<sup>4)</sup>、入力軸が一回転未満の正逆回転運動をする場合には有効な手段であるが、連続回転運動をする場合に

は不適切である。その解決策として平均化（積分）する手法を採用することにした。つまり図 1(c)に示すズレ量  $\varepsilon$  に相当する距離分だけ図 1(e)に示すようにカムの輪郭最大半径  $R$  上までカム曲線の右端を左端中心に移動させる方法であり、ズレ量  $\varepsilon$  は次のようになる。

$$\varepsilon = \frac{2\pi}{nF} (T_1' + T_2' + \dots + T_n') \quad (6)$$

このことにより各分割部分の増分値  $\Delta s$  はすべて均等に  $\varepsilon/n$  だけ減少し、その結果、各増分値は次のようになる。

$$\Delta s_i' = \Delta s_i + \frac{\varepsilon}{n} \quad (i=1 \dots n) \quad (7)$$

ここで求めた補償カムのトルクは図 1(f)の細い実線のようになり、合成すると破線で示す直線的成分のトルクになる。この手法を用いて実際にカムを設計製作し実験した結果、トルク変動は約80%減少することが確かめられた。

上述した補償カム設計の手法では、カムフォロアがカムに接触するときの半径  $R$  および、バネの押し付け力  $F$  を一定と設定していた。しかし実際にはカムの回転により半径やバネの押し付け力は逐次変化することになる。より平準化した直線的成分の合成トルクを発生する補償カムを設計するには、真実に近い押し付け力を求めることと新たに増分値を決定しカム形状を補正する必要がある。

ここでカムフォロアがカムの輪郭最大半径上に位置しているときのバネによる押し付け力を  $F$ 、バネ定数を  $k$ 、バネの伸縮変位を  $s$  とすると、バネの押し付け力  $F$  は次式で求められる。

$$F' = F - Ks' \quad (8)$$

なお累積増分値  $s$  は次式から求められる。

$$s_i' = \sum_{j=1}^i \left( \Delta s_j + \frac{\varepsilon}{n} \right) \quad (i=1 \dots n) \quad (9)$$

累積増分値をそれぞれ式(8)に代入しバネの押し付け力を新たに求める。

ここで求めた  $F'$  を式(4)に代入し、再度増分値を求めることになる。以下、以前に述べたと同様な手順でズレ量  $\varepsilon'$  を求めてカム形状を決定することになる。筆者らの経験によると3回程度上記過程を繰り返すと、ズレ量はほぼゼロになる。

## 実験装置および測定方法

図 2 に本実験で製作した実験装置、図 3、図 4 に製作したカム、および表 1 にその仕様を示す。A カムはトルク変動を発生させるカムである。B カムはそのトルク変動を補償するカムであり、A カムと同軸に取り付けてある。両カムはボールベアリング(6001ZZ)を介しコイルバネで押し付けられており、A カムへの押し付け力は158.8~215.6N、B カムへの押し付け力は567~646Nである。駆動源には三相インダクションモータ(200V、200W、0.9A)を使用、減速機-トルク計-歯車を介し、60rpmでカム軸を回転させている。なお測定項目および測定器は次のようであり、図 5 に示すような接続をしている。軸トルクはトルク計(TORQUE METER 9E05-B1-1 NEC)、フィル

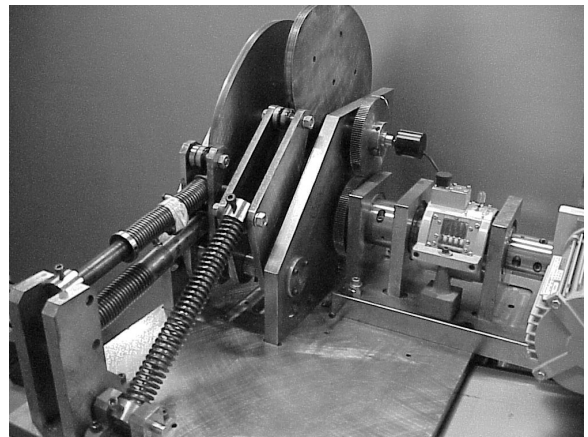


Fig 2 Experiment device

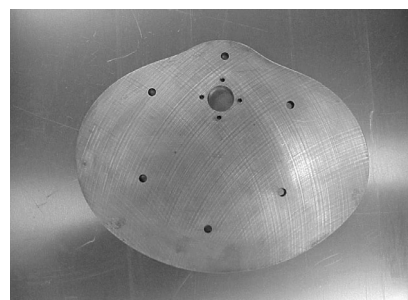


Fig 3 Manufactured A cam (Torque change cam)

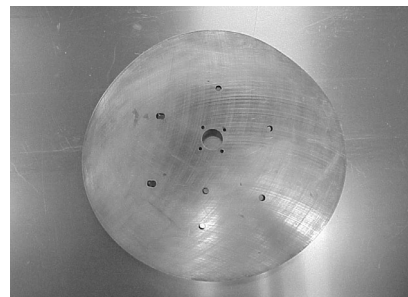


Fig 4 Manufactured B cam (Torque compensation cam)

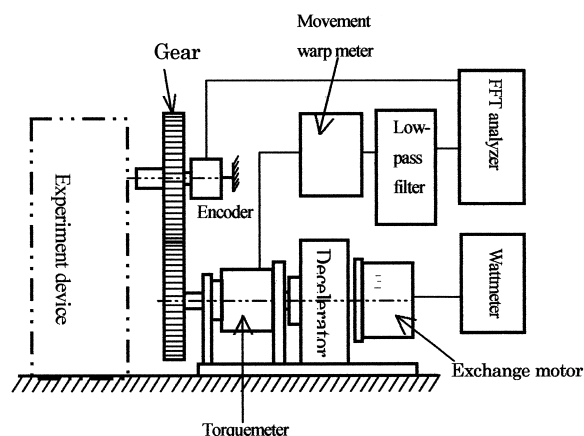


Fig 5 Measurement device

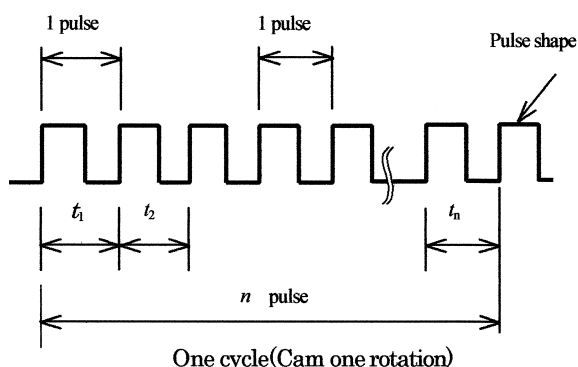


Fig 6 Measurement method at angular velocity

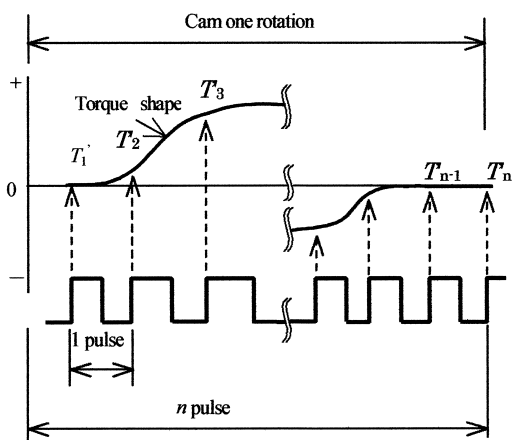


Fig 7 Measurement method at input axis torque

ター (LOW PASS FILTER 9C16三栄) 動歪計 (STRAIN AMPLIFIER 6 M84 三栄) FFTアナライザ (FFT ANALYZER CF - 900 小野測器) を用いた。回転速度変動はエンコーダ (ROTARY ENCODER E 6 B-CWZ 3C OMRON) FFTアナライザ (FFT ANALYZER CF - 900 小野測器) を用いた。

本実験での軸トルクの測定は、市販のトルク計 (同軸直列接続型) を利用し、新たに平歯車伝導形のトルク測定装置を製作した。この装置の場合、入力軸への運動は歯車でおこなっているので同心度、平行度の精

密な調整は不必要となる。また、この装置はトルク計の入出力軸へ曲げモーメントがかからないようにし、歯車とモータ軸の接続は全面拘束の形を取っており、1回転周期の外乱 (ノイズ) が皆無になるように工夫している。

駆動軸の回転速度変動の測定にはエンコーダ ( $n$  パルス/rev.) を使用し、図6に示すようFFTアナライザのメモリーに記録されたパルス波形の1パルス毎に  $n$  パルス分の時間を計測し、次式で角速度  $\omega^\circ/s$  を求め変動を調べた。

$$\omega = \frac{360 \times 100}{nt} \quad (10)$$

ただし、 $\omega$  は角速度  $^\circ/s$ ,  $n$  は分割数またはパルス数、 $t$  はパルス間の時間 ms を表す。本実験では  $n$  を150と設定した。 $n$  等分 (本実験では24おき) された各位置のトルク  $T$  の測定は図7に示す方法を採用している。FFTアナライザにカム1回転分のトルク波形およびパルス波形を同時に記録し、トルク波形とパルス波形の時間遅れ (本実験では動歪計、ローパスフィルタおよびエンコーダの出力信号のズレ) を調整後に、図示したようにパルス波形の立ち上がりのトルクを順次150個分測定していく。

### 実験結果および考察

#### 1 Aカム駆動時の軸トルク

図8はAカム駆動時の1回転分の軸トルク測定結果を表している。このトルク波形は包装機械の入力軸の代表的なトルク変動の形態であり、入力軸1回転毎に正のトルク、ゼロ近傍の一定トルクおよび負のトルクが交互に周期的に現れている。図より最大トルク大きさは約22Nmである。このトルクの測定結果がトルク補償カム設計の基礎データとなる。

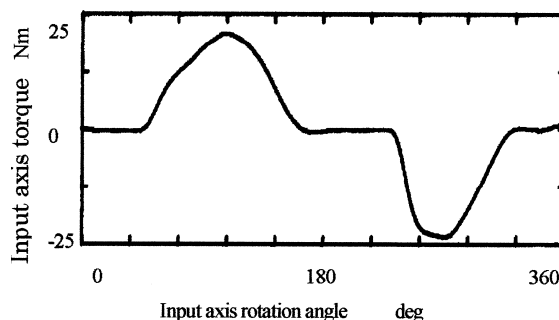


Fig 8 Axis torque when A cam is driven

Table 1 Specification of experiment device

Size of device	W700*L640*H470mm
Mass of device	123Kg
Kind of spring	Coil spring
Outside diameter of spring	28mm
Free length of spring	400mm
Spring constant	2.8N/mm
Spring for A cam	
Length at installation	285mm
Length at the maximum load	150mm
Spring for B cam	
Length at installation	180mm
Length at the maximum load	150mm
A cam	
The maximum radius	216mm
Minimum radius	85mm
B cam	
The maximum radius	205.1mm
Minimum radius	165.5mm
Motor	Three-phase induction motor AC200V50/60Hz200W0.9A 1450 / 1740rpm
Reduction ratio	
Worm decelerator	1 / 25
Number of cam axis rotations	60rpm

## 2 BカムとAカムの軸トルクとの合成トルク

図9にBカム(トルク補償カム)の軸トルクとAカムの軸トルクとの合成トルクの測定結果を示す。図9(a)はBカムの軸トルク、図9(b)はAカムの軸トルク、図9(c)はAカムとBカムを同時に駆動したときのトルクの測定結果である。図9(a)のBカムのトルク波形と図9(b)のAカムのトルク波形を比較すると、正負が逆転しそれぞれの回転位置におけるトルクの絶対値はほぼ一致していることが認められる。そこでAカムとBカムを同時に駆動すると図9(c)に示すようになり、軸トルクは顕著に平準化されていることがわかる。補償カムBを取り付けないときの正側のトルク変動振幅の大きさが約22Nmであったのに対し、トルク補償カムを取り付けると約2.4Nmと1/10程度に激減していることが認められる。この事実はモータの出力が15W程度でも装置は十分に動くことを証明している。

次に軸回転速度変動の測定結果を図10に示す。図より補償カムを取り付けた場合には、取り付けない場合に比べ軸回転速度変動の振幅の大きさは約1/5に減少していることが認められる。この速度変動はカム側面に乾性摩擦の軽いブレーキをかけると図9に示した無負荷の条件に近い速度変動を示した。このことはAカムのトルク $T$ とBカムのトルク $T$ とのバランスが

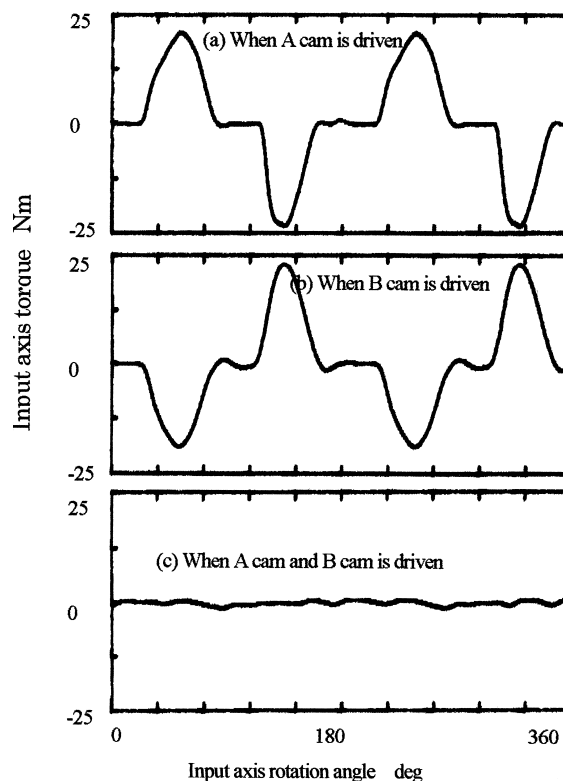


Fig. 9 Input axis torque when A cam and B cam is driven

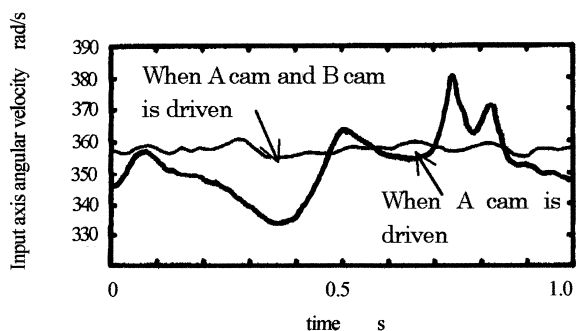


Fig. 10 Input axis angular velocity when A cam and B cam is driven

各回転位置で微妙にくずれ、駆動系のバックラッシュの隙間で浮遊している状態にあるからと考えられる。

これまでの実験結果から、トルク補償カムを装着すると入力軸トルクの平準化および入力軸回転速度の安定化が実現できることから、小容量のモータ(本実験では200V、200Wを使用した)でも装置は十分機能を果たすことになる。例えば200V、100Wのモータで平歯車減速機・Aカム・トルク補償カム装着の組み合わせと200V、200Wのモータでウオーム減速機・Aカム・トルク補償カム未装着の組み合わせの消費電力量を比較すると、計算上前者は約35Whとなり1/3の消費電力量となると推察できる。

## おわりに

本研究では、カム機構の入力軸に発生するトルク変動が入力軸の回転速度にどのように影響するかを実験的に調べ、その入力軸のトルク変動を化すると共に回転速度を安定化する一対策としてトルク補償カムの装着による効果について実験的に検討した。

得られた結果をまとめると以下ようになる。

- (1) 入力軸のトルク変動の測定データを基にトルク補償カムの形状を設計する技法を確立し、コンピュータにトルクデータを順次入力することにより、カム形状データを容易に求めることが可能になった。
- (2) トルク補償カムを装着する前、すなわち A カムのみで駆動したときの入力軸のトルク変動は -158.8~215.6Nm の幅があったのに対し、補償カムを装着すると -10~15.7Nm になり95%程度減少し、トルク補償カム採用の効果が認められた。
- (3) 入力軸のトルク変動（本実験では -158.8~215.6 Nm）が存在する場合、入力軸には顕著に回転速度の変動が発生している。つまり正のトルクの場合は減速、負のトルクの場合は増速している。それは当然駆動系を介してモータの回転速度にも影響していると推測できる。
- (4) 設計製作したトルク補償カム（Bカム）を装着し入力軸を駆動すると、回転速度の変動は両減速機の場合とも著しく減少し、軸回転速度は安定化することが認められた。
- (5) トルク補償カムを装着すると入力軸トルクの平準化および入力軸回転速度の安定化が実現できることから、消費電力量は1/3となると推察できる。

### [参考文献]

- 1) 萩原 芳彦：機構学、オーム社、(1996)。
- 2) 日本カム工業会技術委員会編：カム機構図例集、日刊工業新聞社、(1998)。
- 3) 中井 英一：包装機械設計のための実用メカニズム、日刊工業新聞社、(2001)。
- 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。