

## 611 案内面摩擦の位置決め精度におよぼす影響

正	藤井義也	(新潟大学工学部)
准	岩部洋育	(新潟大学工学部)
学	*石崎彰	(新潟大学大学院)

## 1 緒言

工作機械の送り機構に関する研究は多く行なわれているが、その大部分はしゅう動体のしゅう動中の挙動に関してであり、位置決め精度に関する研究は少ない。

本研究では工作機械の送り機構に停止命令が与えられてから、しゅう動体が完全に停止するまでの挙動を、その際に生じる案内面摩擦を考慮して明らかにしようとするものである。

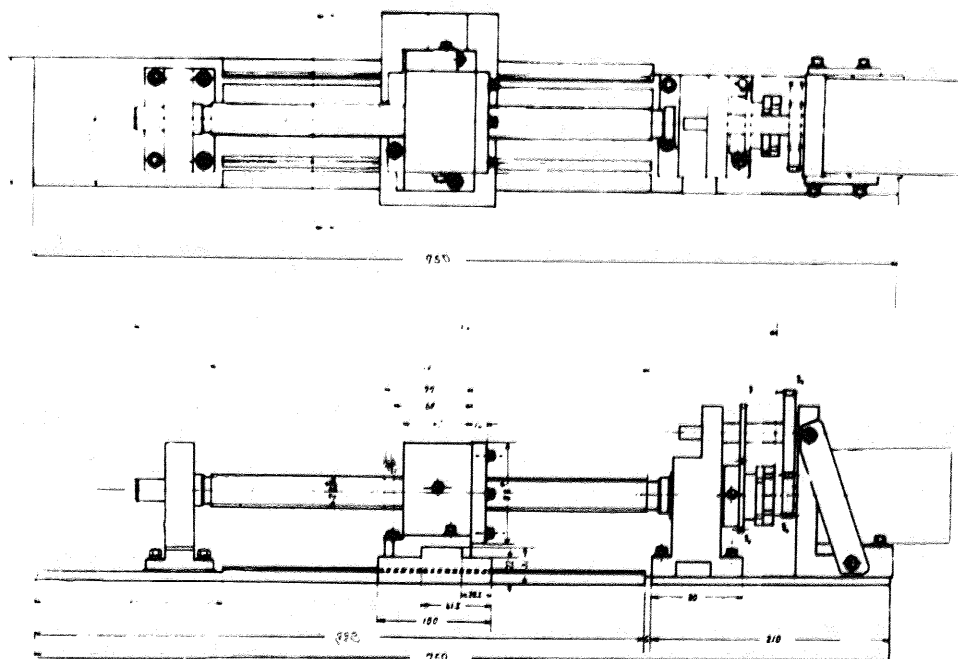
## 2. 装置の解析

本研究では工作機械の送り機構を5自由度のばね質量系に置換えて解析する。

## 2-1 装置の概要

工作機械の送り機構をFig.1に示し、Fig.2ではその概要を示してある。歯車による減速比は0.4とし、回転変位を直線変位に変換する部分はネジとナットによるものである。

Fig.1



## 2-2. 装置の解析

Fig. 2 の力学的モデルを Fig. 3 に示す。ここでは案内面摩擦に主眼をおき各部の摩擦力及び減衰は省略した。 $\theta_0$  には入力信号として既知の変位を与える。また( )で示した部分は回転変位から直線変位への、又はその逆の変換を示してある。この力学的モデルの運動方程式は次のようになる。

モーターについて

$$I_p \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + K_p (\theta_1 - \theta_0) + K_1 (\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (1)$$

モータ軸から歯車Ⅰまで

$$(I_1 + I_{g1}) \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} + K_1 (\theta_2 - \theta_1) + K_{g1} X_1 = -n_1 \{ I_{g2} \frac{d^2 \theta_3}{dt^2} + K_3 (\theta_3 - \theta_4) + K_{g1} X_2 \} \quad (2)$$

歯車Ⅰから歯車Ⅲまで

$$I_{g3} \frac{d^2 \theta_4}{dt^2} + K_3 (\theta_4 - \theta_3) + K_{g3} X_3 = -n_2 \{ I_{g4} \frac{d^2 \theta_5}{dt^2} + K_2 (\theta_5 - \theta_6) + K_{g2} X_4 \} \quad (3)$$

ボールネジについて

$$I_2 \frac{d^2 \theta_6}{dt^2} + K_2 (\theta_6 - \theta_5) = 0 \quad (4)$$

リフト動体について

$$m \frac{d^2 X_m}{dt^2} + K_s X_s + R = 0 \quad (5)$$

停止特性をあらわす  $X_s$ ,  $X_m$  は最終の式のみにより摩擦力  $R$  の関数になっていることがわかる。したがって摩擦に関するデータが必要である。

## 記 号

$\theta_0$ : 入力信号	$X_1$ : 歯車Ⅰの歯先の直線変位
$\theta_1$ : 送りモータの回転変位	$X_2$ : 歯車Ⅱの歯先の直線変位
$\theta_2$ : 歯車Ⅰの回転変位	$X_3$ : 歯車Ⅲの歯先の直線変位
$\theta_3$ : 歯車Ⅱの回転変位	$X_4$ : 歯車Ⅳの歯先の直線変位
$\theta_4$ : 歯車Ⅲの回転変位	$X_m$ : リフト動体の直線変位
$\theta_5$ : 歯車Ⅳの回転変位	$X_s$ : ナット位置の直線変位
$\theta_6$ : ナット位置の回転変位	$I_p$ : ロータの慣性モメント
$K_p$ : モータのねじり剛性	$I_1$ : モータ軸の慣性モメント
$K_1$ : モータ軸のねじり剛性	$I_{g1}$ : 歯車Ⅰの慣性モメント
$K_2$ : ねじ軸のねじり剛性	$I_{g2}$ : 歯車Ⅱの慣性モメント
$K_3$ : 歯車軸のねじり剛性	$I_{g3}$ : 歯車Ⅲの慣性モメント
$K_{g1}$ : 歯車Ⅰのねじり剛性	$I_{g4}$ : 歯車Ⅳの慣性モメント
$K_{g2}$ : 歯車Ⅱのねじり剛性	$I_2$ : ねじ軸の慣性モメント
$m$ : リフト動体質量	$R$ : 案内面摩擦力
$p$ : $\frac{1}{2\pi} \times 4$	

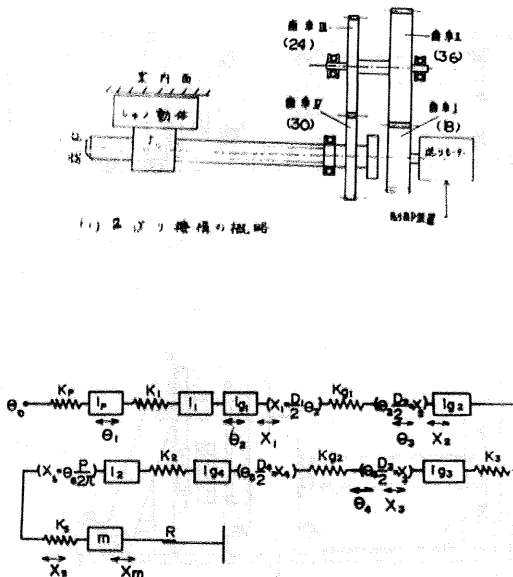


Fig. 3 力学的等価モデル

### 3. 各種油剤による摩擦力について

#### 3-1. 摩擦力及び速度の測定

案内面摩擦力および速度の測定装置を Fig. 4 に示す。Fig. 5 は案内面としゅう動体の接触状態を示している。測定は油剤のない時、マシン油（セイボルト粘度 1.38）、タービン油（0.579）、スピンドル油（0.076）、グリースの 5 種で行なう。

#### 3-2. 摩擦力について

Fig. 6 はしゅう動体荷重に対する各種油剤の摩擦力の大きさを表わしている。又、Fig. 7 はしゅう動体荷重 14.54 kg の時の各種油剤における摩擦力の変動をペン書きオシロに記録させたものである。

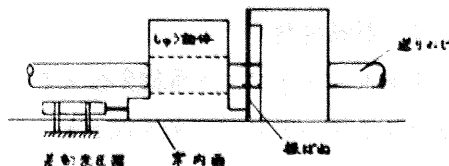


Fig. 4 摩擦力及び速度測定装置

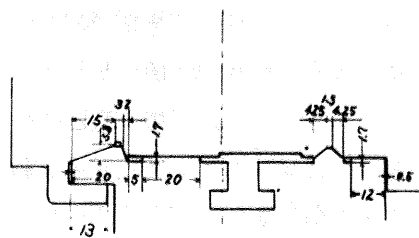


Fig. 5 案内面接触状態

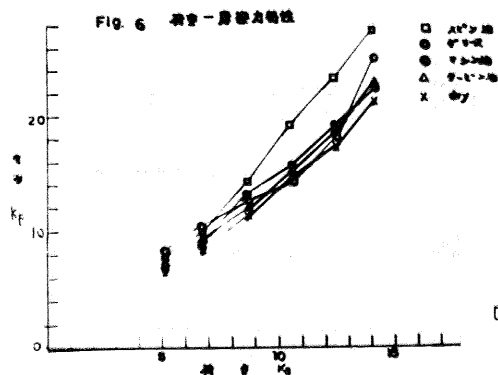


Fig. 6 においては油剤を使用しない場合に比べて使用した場合の方が大きな摩擦力を示し、特に比較的粘性の大きなマシン油が、油剤を使わない場合とほとんど摩擦力の大きさが変わらないことが注目される。

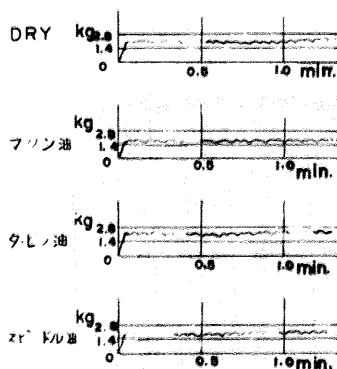


Fig. 7 案内面摩擦力（面圧 0.235 kg/cm<sup>2</sup> V=65 mm/min）

Fig. 8, 9, 10, 11 はしゅう動体速度を変化させた場合における各種油剤に対する摩擦係数の変動を表わしている。一般的には摩擦係数はある速度範囲内では速度の増加とともに増加する傾向がある。又、

速度を増加した場合にはかなり振動するのが見られる。Table 1 は摩擦係数の変動を正弦波に近似し、平均摩擦係数  $\mu_0$ 、変動率  $\Delta\mu/\mu_0$ 、波長  $\Delta X$  を示してある。

### 3-3 移動特性

ナットとボールネジとの直線変位のずれはほとんどないとして、 $X_s = X_m$  といった場合、(5) 式の解は

$$X_m = -\frac{R}{K_s} + (X_0 - 3\frac{R}{K_s}) \cos \sqrt{\frac{K_s}{m}} \cdot t$$

と表わされ、しゅう動体は摩擦力  $R$  の影響を受けることが容易に理解できる。

Table 1 においては平均摩擦係数に対する摩擦係数の振幅  $\Delta\mu$  の値がかなり大きいことが目につく。実際、Table 1 の値を使って数値計算すると、しゅう動体のしゅう動変位に 20% 程度のバラツキがあることがわかった。

### 参考文献

井川、水井 精機学会前刊

		V	65mm/min	55mm/min	40mm/min	16mm/min
スピンドル油	$\mu_0$		0.117	0.114	0.113	0.112
	$\Delta\mu/\mu_0(\%)$		14.7	18.3	18.3	21.55
	$\Delta X(\text{mm})$		10.81	2.764	5.06	14.938
マシンド油	$\mu_0$		0.124	0.122	0.121	0.121
	$\Delta\mu/\mu_0(\%)$		11.7	14.7	15.9	17.7
	$\Delta X(\text{mm})$		0.864	2.488	4.600	12.804
タール油	$\mu_0$		0.138	0.128	0.131	0.132
	$\Delta\mu/\mu_0(\%)$		11.5	14.1	15.3	17.7
	$\Delta X(\text{mm})$		0.810	2.488	4.692	19.206
DRY	$\mu_0$		0.134	0.132	0.131	0.143
	$\Delta\mu/\mu_0(\%)$		9.7	12.0	14.7	15.23
	$\Delta X(\text{mm})$		12.0	2.488	4.600	15.472

Table 1 摩擦係数の変動

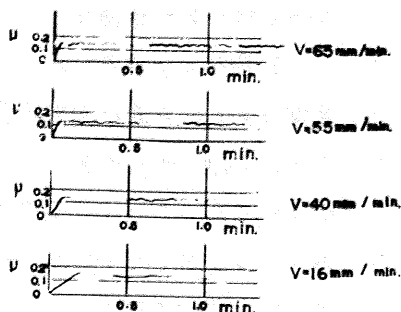


Fig. 8 マスツ係数の変動(タービン油)

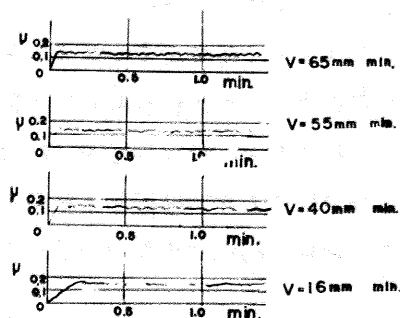


Fig. 9 マスツ係数の変動(DRY)

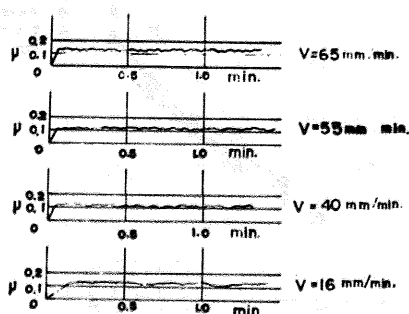


Fig. 10 マスツ係数の変動(スピンドル油)

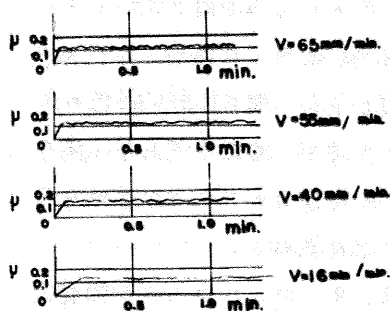


Fig. 11 マスツ係数の変動(マシン油)