

## トroidal形無段変速機に関する一考察(続報)

A Consideration on Characteristics of Traction Drive (Continued Report)

石原 智男\*・町田 尚\*・田淵 浩三\*・斉藤 誠\*

Tomo-o ISHIHARA, Hisashi MACHIDA, Kozo TABUCHI and Makoto SAITO

## 1. ま え が き

機械式無段変速機の一つであるトroidal形トラクションドライブの効率向上と耐久性向上のためには、高い接触面圧力のもとで大動力を伝達するときのトラクション係数とすべり率の関係を明らかにすることが必要である。本研究では、実験用試作機を製作し、新しい動力循環式の実験システムを用いて回転接触面におけるトラクション係数を求めた。

## 2. 実験装置と方法

トroidal形の基本構造は前報<sup>1)</sup>に示すもので、その試作機を図1に、動力循環式の実験システムを図2に示す。回転数については、入力回転数(roller Iの回転数) $N_1$ 、出力回転数(roller IIIの回転数) $N_3$ 、中間ローラ回転数(roller II, II'の回転数) $N_2$ 、 $N_2'$ を測定する。測定方法としては、各ローラに幅1mmの溝を全周6等配に設け、ギャップセンサを用いてパルスを発生させ、10秒間に発生したパルス数をカウンタで測定する。トルクについては、入力トルク $T_1^*$ 、出力トルク $T_3^*$ を抵抗線ひずみ計式トルクピックアップを用いて測定する。

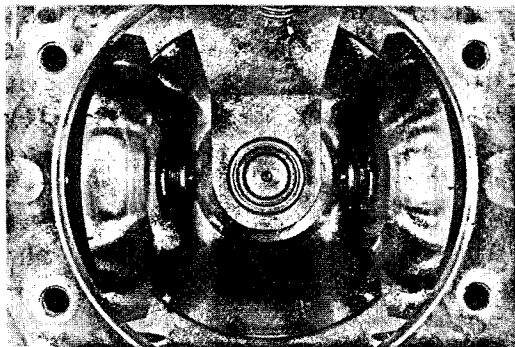


Fig. 1 Prototype of traction drive

動力吸収系には油圧ポンプと油圧モータの組合わせによる最大出力66kWの動力循環式の油圧伝動装置を用い、電気油圧サーボによって油圧ポンプおよび油圧モータの斜板角を制御し、回転数、負荷などを変化させる。

実験は中間ローラを押しつけない状態で、 $N_3 = r N_1$  ( $r$ : 変速比) となるよう回転数 $N_1$ と $N_3$ を制御したのち、油圧により中間ローラを入出力ローラに押しつけ、この状態からトルクをしだいに増加させる。各ローラの軸受けなどによる機械損失トルク $\Delta T$ は、出力軸に負荷をかけないときに入出力軸にかかるトルクから近似的に求められる。実験条件を表1に示す。試作機の変速比の幅は $r = 0.5 \sim 2$ であるが、本報告では $r = 1$ の実験について述べる。

## 3. 動力伝達効率とトラクション力、トラクション係数

トroidal形の機構を図3に示す。入力ローラIから接触点(1)に与えられる動力を $W_1$ 、接触点(1)を介して中間ローラIIに入るみかけの動力を $W_{12}$ とすると、この二つのローラ間の動力伝達効率 $\eta_1$ は次式で与えられる。

$$\eta_1 = W_{12} / W_1 = (r_2 / r_1) (N_2 / N_1) \quad (1)$$

同様に中間ローラIIと出力ローラIIIの間の動力伝達効率 $\eta_2$ は

$$\eta_2 = (r_3 / r_2) (N_3 / N_2) \quad (2)$$

となる。ここに、 $r_1$ 、 $r_2$ 、 $r_3$ は各ローラの回転軸から接触点までの半径。これより、接触面における動力伝達効率はローラ回転数の測定値から求められる。

接触点(1)、(2)における伝達トルクをそれぞれ $T_{12}$ 、 $T_{23}$ 、トラクション力を $F_{12}$ 、 $F_{23}$ とすれば、次の関係がなりたつ。

$$F_{12} = T_{12} / r_2 \quad (3), \quad F_{23} = T_{23} / r_2 \quad (4)$$

ここに、 $T_{12}$ 、 $T_{23}$ は、それぞれ入出力トルク測定値 $T_1^*$ 、 $T_3^*$ に $\Delta T_1$ 、 $\Delta T_3$ を減加することによって求められる。接触点(1)、(2)におけるトラクション係数 $\kappa_1$ 、 $\kappa_2$ は、接触面に垂直方向の押しつけ力を $F_c$ として

\* 東京大学生産技術研究所 第2部

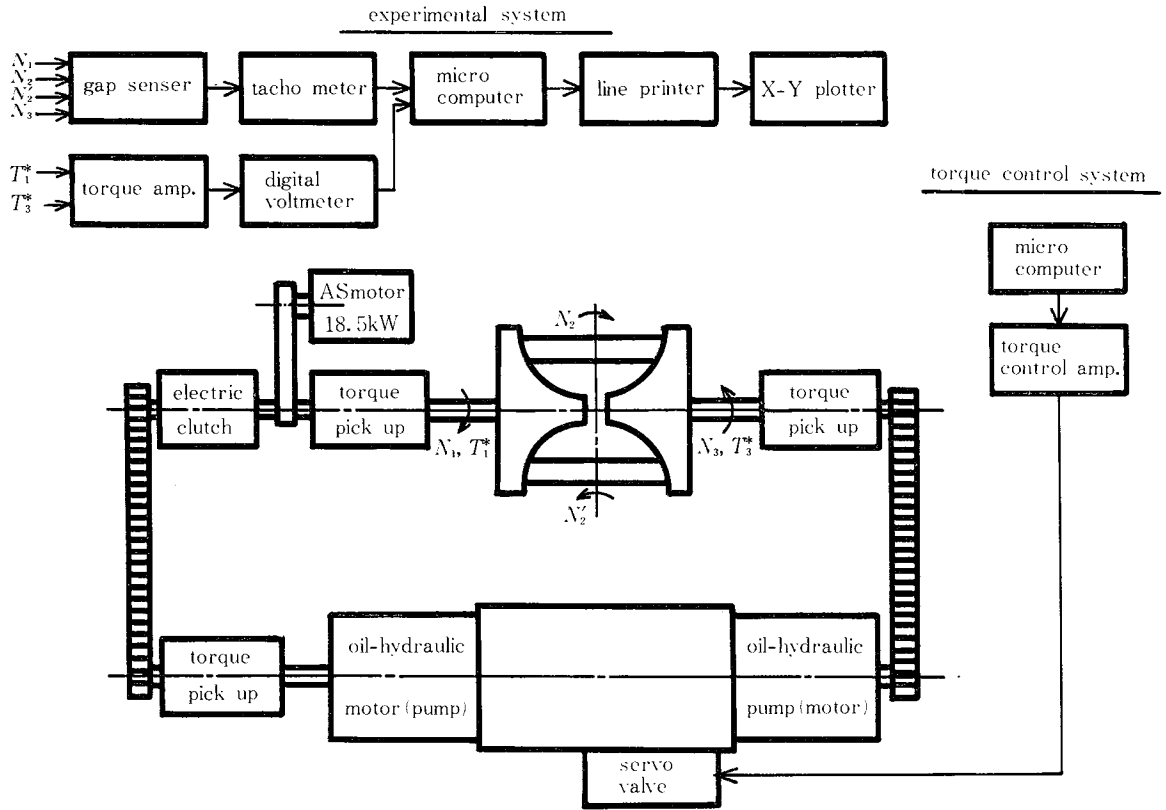


Fig. 2 Experimental system

Table 1 Parameters used in experiment

parameter	notation	dimension	specification
reduction ratio	$r$		1
angular-velocity of roller I	$\omega_1 = 2\pi N_1$	$s^{-1}$	16.7
radius of curvature for roller I	$R_{12}$	m	$5.0 \times 10^{-2}$
radius of curvature for roller II	$R_{22}$	m	4.63, 4.16, 2.68 $\times 10^{-2}$
preload	$F_c$	N	7.30, 5.61, 4.49, 3.37 $\times 10^3$
lubrication oil			santotrac #50
material of roller			SCM22

$$\kappa_1 = F_{12}/F_c \quad (5), \quad \kappa_2 = F_{23}/F_c \quad (6)$$

で与えられる。

#### 4. 実験結果

接触点(1)におけるすべり率  $S$  (%) は

$$S = \{1 - (r_2 N_2 / r_1 N_1)\} \times 100 \%$$

で示される。なお、この接触面における動力伝達効率  $\eta_1$  は

$$\eta_1 = 1 - S/100$$

で与えられる。図4に  $S$  の測定結果の1例を示す。横軸

は接触点におけるトラクション力  $F_{12}$  である。図5は中間ローラの接触面曲率半径  $R_{22}$  を一定として、押しつけ力  $F_c$  を変えたときのトラクション係数とすべり率の関係を示す。図よりトラクション係数の最大値は押しつけ力によらずほぼ一定となり、その最大値に達するまでの特性に  $F_c$  の値による違いのあることがわかる。図6は曲率半径  $R_{22}$ 、押しつけ力  $F_c$  を変えて接触面圧力  $P_m$  を一定にしたときのトラクション係数とすべり率の関係を示す。ここに、スピンの値は  $a/b = 6.75, 4.33, 1.63$  に対してそれぞれ1.8%, 1.0%, 0.4%となる。この結果から第1報で述べたように、 $a/b$  の値が1に近づくにつれて伝達効率の値に大きな影響を持つトラクション係数の値が高くなることがわかる。今回の実験ではローラの材料としてはすべて軸受鋼を用いたために、同一接触面積での実験ではないが、同一接触面圧力のもとでもスピンの大小によってトラクション係数に差が出るという一つの傾向が確かめられた。

#### 5. まとめ

以上、トロイダル形無段変速機の実験を行い、その結

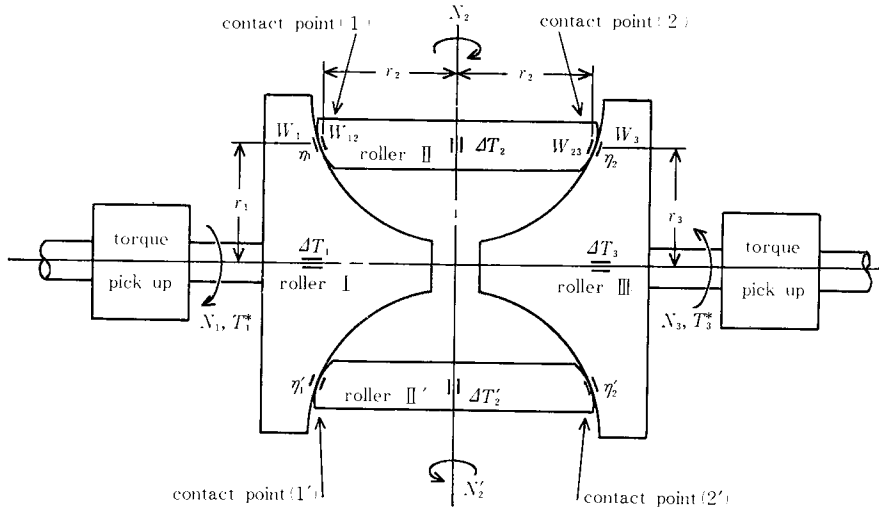


Fig. 3 Toroidal traction drive

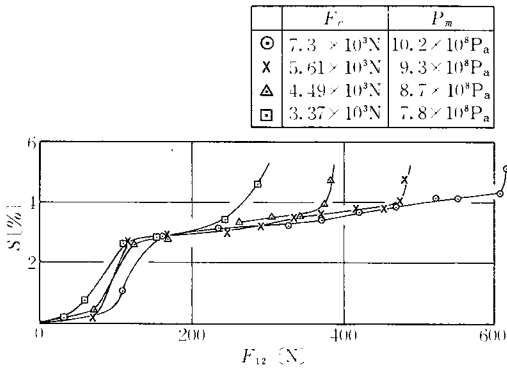


Fig. 4 Slip percent  $S$  versus traction force  $F_{12}$   
( $\omega_1 = 16.7 \text{ s}^{-1}$ ,  $R_{22} = 4.16 \times 10^{-2} \text{ m}$ )

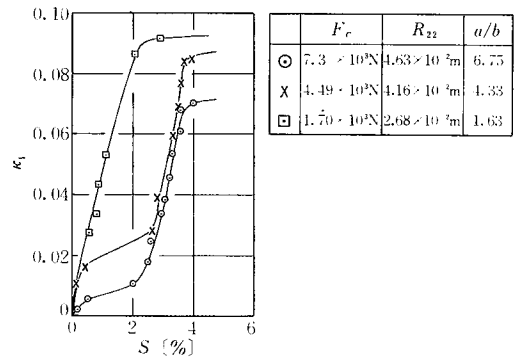


Fig. 6 Effect of  $a/b$  of contact surface area on traction coefficient  $\kappa_1$   
( $\omega_1 = 16.7 \text{ s}^{-1}$ ,  $P_m = 8.6 \times 10^8 \text{ Pa}$ )

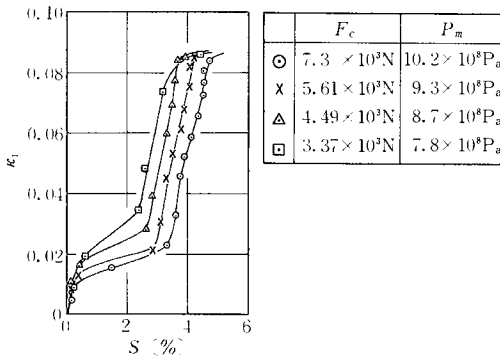


Fig. 5 Effect of preload  $F_c$  on traction coefficient  $\kappa_1$   
( $\omega_1 = 16.7 \text{ s}^{-1}$ ,  $R_{22} = 4.16 \times 10^{-2} \text{ m}$ )

果の一部を示したが、設計の基礎となるトラクション係数は単に高い接触面圧力によって高められるものではなく、接触面形状に大きく支配されることが実験より明らかになった。

(1981年6月26日受理)

文 献

- 1) 町田 尚・石原智男, トロイダル形無段変速機に関する一考察, 生産研究, Vol. 33, No. 8, 1981