

## 歯車とローラを組合せたハイブリッド形変速機に関する研究

園田, 計二

<https://doi.org/10.11501/3117327>

---

出版情報 : 九州大学, 1996, 博士 (工学), 論文博士  
バージョン :  
権利関係 :

## 第4章 ローラを用いた遊星式トラクションドライブ

本章では、ハイブリッド形変速機を開発するための基礎研究として、独自に設計・製作した2種類の遊星式トラクションドライブ（接触面においてスピンが生じるものと生じないもの）の構造と特徴およびその運転性能について述べる。

### 4.1 緒言

歯車装置は小さい容積で大きな動力を伝達するという優れた特徴を持っている。しかし、高速運転の場合に、歯車装置から発する騒音を低くすることは容易でない。最近、歯車装置では、達成できないような低騒音の動力伝達用減速機が要求される場合が生じてきた。

摩擦力で動力を伝達する装置(トラクションドライブ)は、歯車装置と異なり、歯による力の断続的な受け渡しが行なわれないので、問題となるような騒音や振動が発生しにくい。しかし、トラクションドライブは、摩擦力で動力を伝達するので、動力伝達能力が問題となる。また、トラクションドライブの転動体(ローラ)の接触面にスピンが生ずれば、動力伝達効率が低下することはよく知られている<sup>(1)(2)(3)</sup>。押付力を与えるためにローラにテーパを付けたトラクションドライブではスピンの発生する。

本研究では、動力伝達能力の高いと考えられる遊星式に着目して、2種類のトラクションドライブを設計製作した。その一種類は、運転中に押付荷重を変化できるダブルテーパローラを用いた基礎試験用の遊星式トラクションドライブ(TDT)である。もう一種類は、特別の構造を考案して円筒ローラを用いてもスピンの生じないようにした高効率で実用性の高い遊星式トラクションドライブ(TDS)である。

## 4.2 トラクションドライブの設計と製作

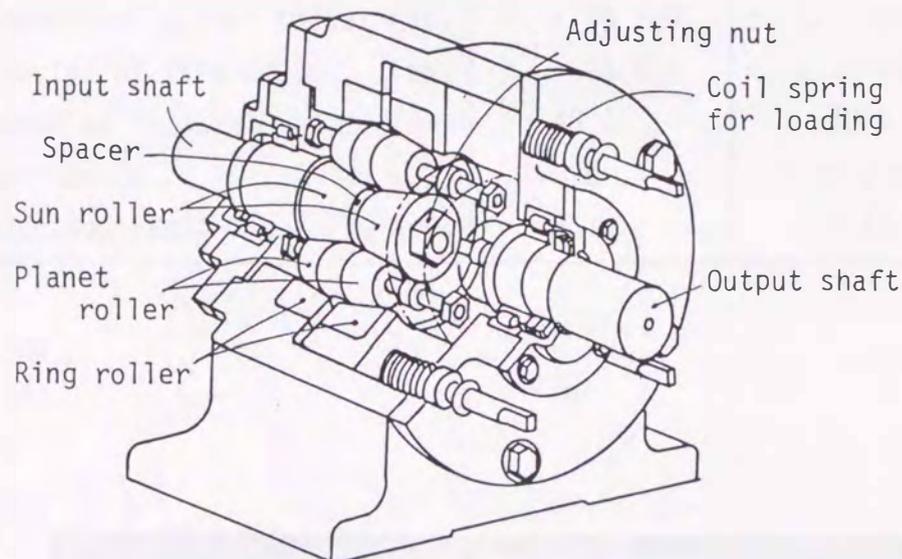
先ず最初に試作した遊星式トラクションドライブ(TDT)は、動力を伝達する転動体(ローラとリング)に作用する圧力を広範囲に変化させ得るような構造にして、応用範囲の広い基礎的試験結果が得られるようにした。次の段階で試作した遊星式トラクションドライブ(TDS)は、高効率、高負荷能力を有する実用性の高いものである。

独自に設計・製作した2種類の遊星式トラクションドライブ(TDT, TDS)の構造断面図などを図4-1から図4-5に示す。その主な設計諸元を表4-1に示す。なお、本章では主に基礎試験用の変速機TDTについて説明を行ない、変速機TDSについては、第6章の内転差動ハイブリッド形変速機のところで詳しく述べる。

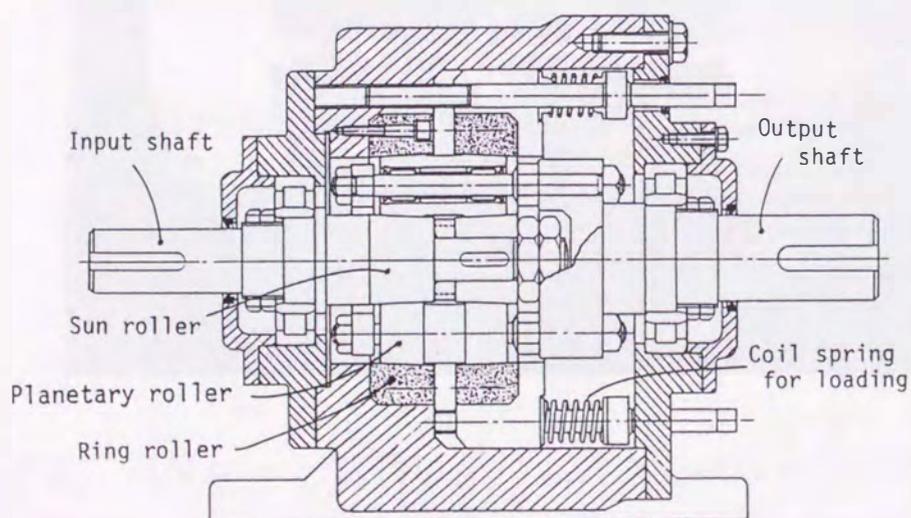
図4-1において、左側の入力軸の一部が太陽ローラとなっている(図4-4参照)。このローラは、接触圧力を変化させるためとスラストを打消すために、ダブルテーパとなっている。回転軸に対するテーパの角度は基準値として2度を採用した(比較用にテーパ角度を1度と3度にしたものについても試作した)。この太陽ローラと外側のリングローラに内接する3個の遊星ローラがある。ダブルテーパの遊星ローラは、その支持部の剛性を増すために一体構造となっているが外側のリングは、ローラ間の接触圧力を変化させるため、中央部で二つに分割されている。4本のボルトを締めることで右側のリングローラをコイルばねを介して左側に押付けくさび作用により、接触圧力を0~1600 MPa(163.3 kgf/mm<sup>2</sup>)の範囲内で変化させることができる。

試作した遊星式トラクションドライブ(TDT)は、太陽ローラと遊星ローラ間の圧力が、最大ヘルツ圧力  $p_{max1}=1550$  MPa(押付力 11.4 kN)、トラクション係数  $\mu = 0.05$ 、入力軸回転数  $n_1 = 1800$  rpm のとき、定格出力 約13 kW の動力が伝達できる。速比は  $u \approx 1/3.5$  である。

遊星式トラクションドライブ(TDS)は、太陽ローラと遊星ローラ間の圧力が、最大ヘルツ圧力  $p_{max1}=1900$  MPa (押付力 33.7 kN)、トラクション係数  $\mu = 0.05$ 、入力軸回転数  $n_1 = 1800$  rpm のとき、定格出力約 19 kW の動力が伝達できる。速比は  $u \approx 1/3.5$  である。



(a) 構造説明図

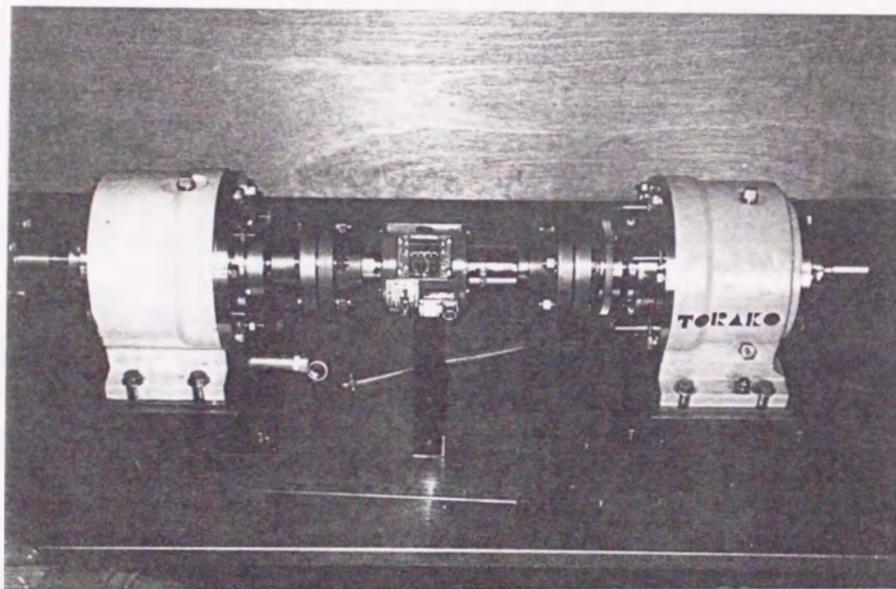


(b) 軸断面図

図 4-1 テーパーローラを用いた遊星式トラクションドライブ(TDT)

表 4 - 1 試作したトラクションドライブ (TDT, TDS) の主な諸元

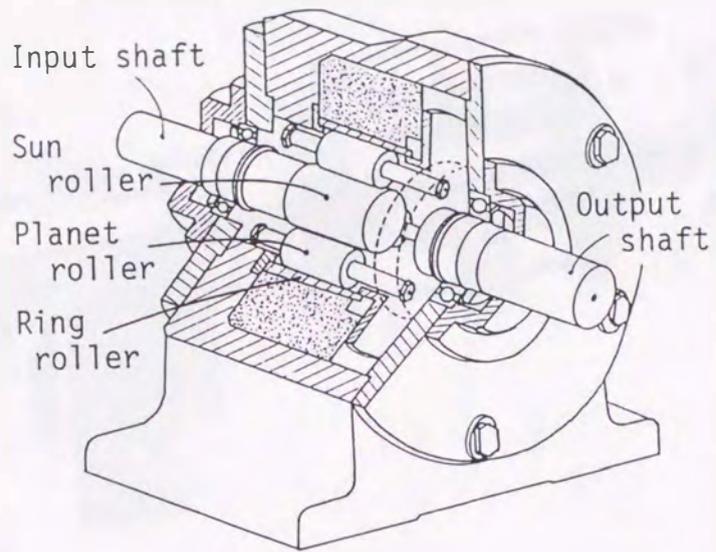
Traction drives	TDS	TDT
Diameter of sun roller (mm)	$d_s = 40.700$	$d_{s, mean} = 40.700$
Diameter of planet roller (mm)	$d_p = 29.300$	$d_{p, mean} = 29.300$
Diameter of ring roller (mm)	$d_r = 99.179$	$d_{r, mean} = 99.179$
Length of rollers $l_0$ (mm)	40.0	40.0
Taper angle $\theta$ ( $^\circ$ )	0	1 or 2 or 3
Reduction ratio $1/u_{th}$	3.44	3.44



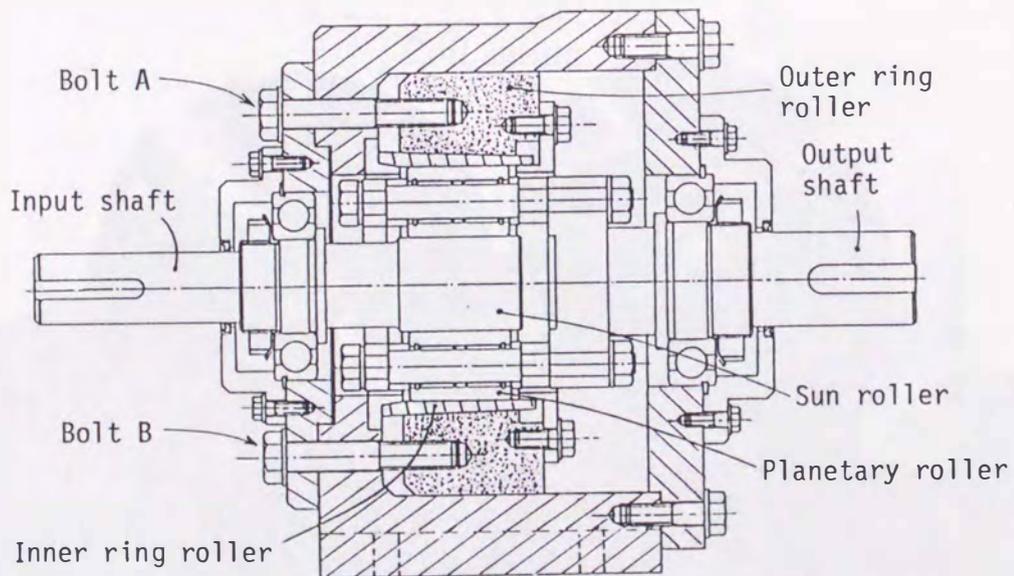
↑  
円筒ローラ式 (TDT)

↑  
テーパローラ式 (TDS)

図 4 - 2 試作した 2 種類の遊星式トラクションドライブ



(a) 構造説明図



(b) 軸断面図

図 4 - 3 スピンの生じない遊星式トラクションドライブ (TDS)

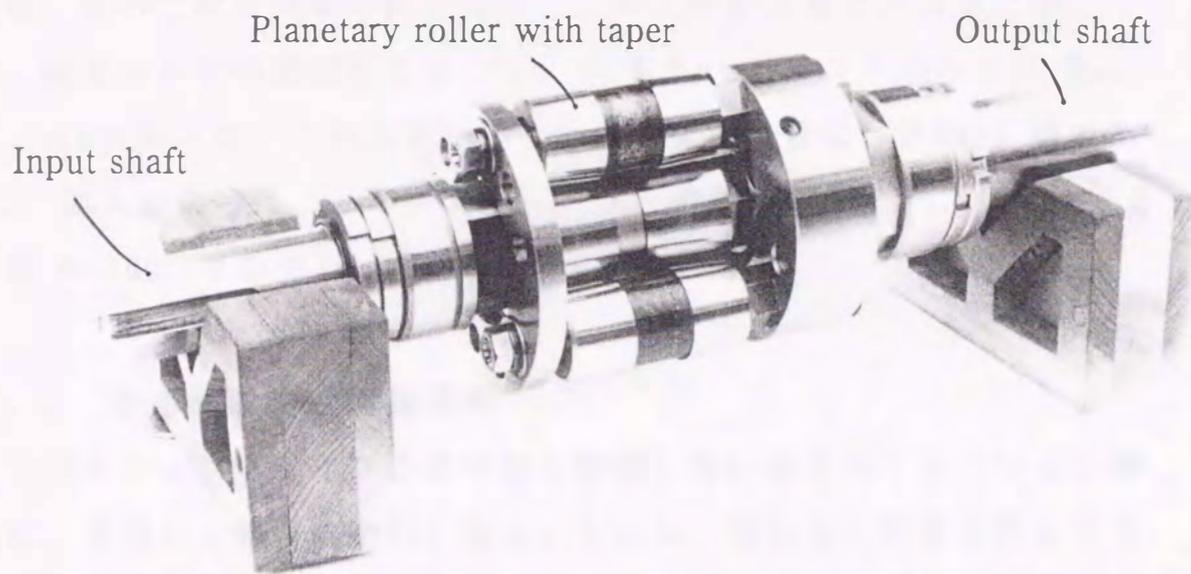


図 4 - 4 テーパーローラを用いた遊星式トラクションドライブ (TDT) の太陽ローラ, 遊星ローラなど

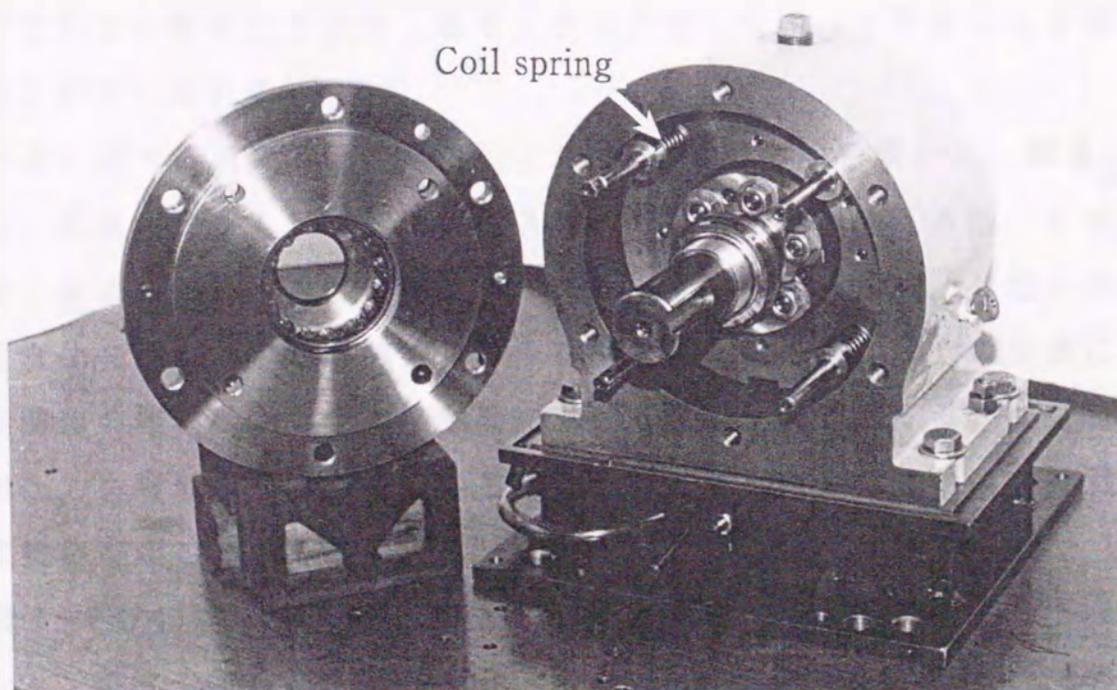


図 4 - 5 テーパーローラを用いた遊星式トラクションドライブ (TDTの出力側)

この遊星式トラクションドライブのケーシングの鋳型の製作、鋳造および機械加工、また遊星ローラやリングなどの熱処理、精密研削加工は、すべて佐賀大学の実習工場と工作設計研究室で、入念に行なった。遊星ローラの表面粗さは、 $R_{\max} \approx 0.5 \mu\text{m}$ 、リングの内面は  $R_{\max} \approx 1 \mu\text{m}$ であった。これらのローラとリングの材質は、SCM440 鋼である。焼入焼戻しによって、太陽ローラと遊星ローラは、ブリネル硬さ  $HB \approx 460$ 、リングローラは  $HB \approx 500$  とした。

#### 4.3 使用潤滑油と運転条件

トラクションドライブの接触面を潤滑しない場合のトラクション係数は、潤滑した場合の数倍になる。しかし、接触面の損傷を防止するためには、押付力を小さくしなければならない。したがって、一般には、トラクションドライブの転動体の接触面には、その寿命を延ばすために、トラクション係数の大きい潤滑油（トラクション油）を供給する。このトラクション油としては、普通の鉱油系潤滑油の他に、高圧下でのせん断抵抗が大きくなるように合成した油（トラクション専用油）が用いられる。

本章に述べる研究では、試験油として 8 種類の油を用いた。図 4-6 は、粘度の大きく異なる代表的 3 種類の鉱油系潤滑油（A 油，C 油，J 油）およびそれらの混合油，トラクション専用油（K 油，L 油）の粘度変化を示す（付録参照）。トラクション専用油は、動力の伝達に直接関係の無い軸受などの接触面における抵抗も大きくする。また、接触圧力を普通の潤滑油を用いる場合と同じように高くすれば、接触面に損傷を起し易くする<sup>(4)</sup>。

図 4-7 は、ローラ試験機（図 3-1）を用いて測定した J 油のトラクション係数  $\mu = T/P$  を示す。P が接触面に垂直な荷重（押付力），

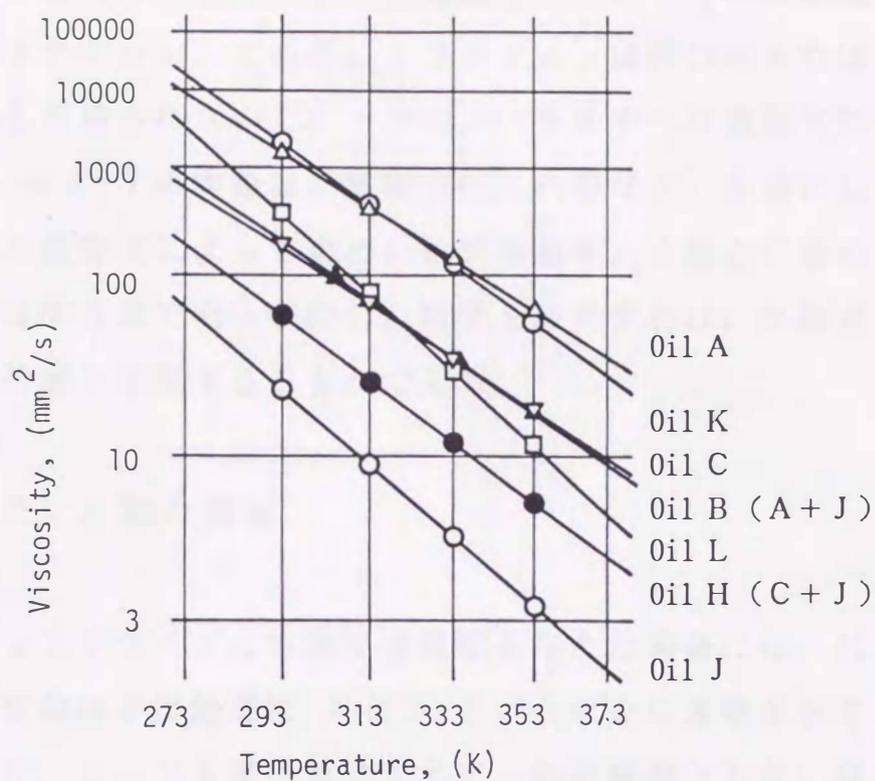


図 4 - 6 大気圧下での試験油の温度による粘度変化 (付録参照)

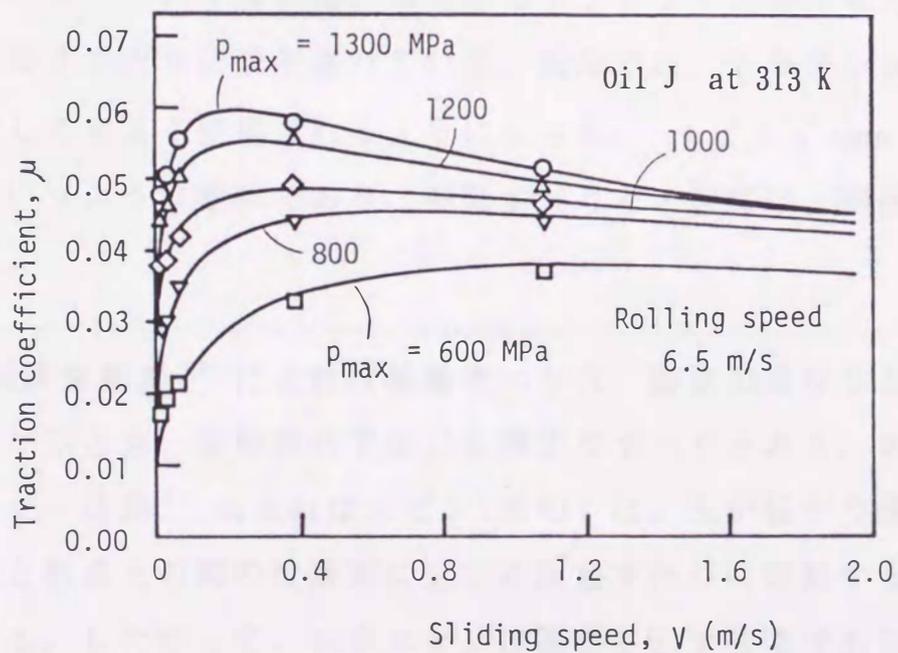


図 4 - 7 トラクション係数の変化 (J 油)

Tは油をかみ込んだ接触面のすべり速度などによって決る接線方向の駆動力（トラクション）である。トラクションは押付力または接触圧力を一定とした場合において、一对のローラのすべり速度Vによって変化する。図4-7の実線は、実験点（○, △印など）を基にして、第3章で述べた整理式によって求めた結果を示す。A油とC油のトラクション係数は第3章で明らかにした結果を利用すれば、本研究の条件に合う値を計算で推定することができる。

#### 4.4 スピンと動力損失

トラクションドライブに無段変速機能を与えた場合には、ほとんど例外なく、転動体の接触面に スピン という余分な運動が不可避免的に生じる。また、ローラを平行軸で支えて、無段変速としない場合でもテーパローラを用いればスピが生じる。スピが生じれば動力伝達効率が悪くなる。

このスピンという表現は、以前からアンギュラ玉軸受などの玉の運動を説明するときに使用されている。最近では、トラクションドライブに対してもよく使用されるようになった。スピン（spin）は“回転”というような意味であり、差動すべりとの間には、密接な関係がある\*1。

---

注\*1 潤滑用語集<sup>(5)</sup>によれば差動すべりは、形状の異なる2面が接触して転がるとき、接触面内で生じる微少なすべりとある。また、トライボロジー辞典<sup>(5)</sup>によればスピン(玉の)は、玉が転がり運動しながら、玉と軌道との間の接触面に立てた法線まわりに回転するすべり運動とある。したがって、本来スピンは運動を示す言葉であるが、差動すべりをスピンによって生ずるすべりと考えることもできる。

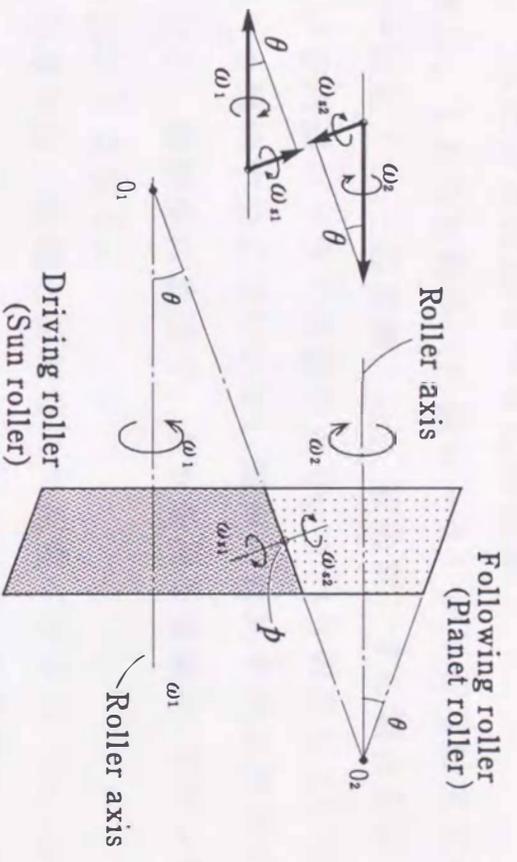
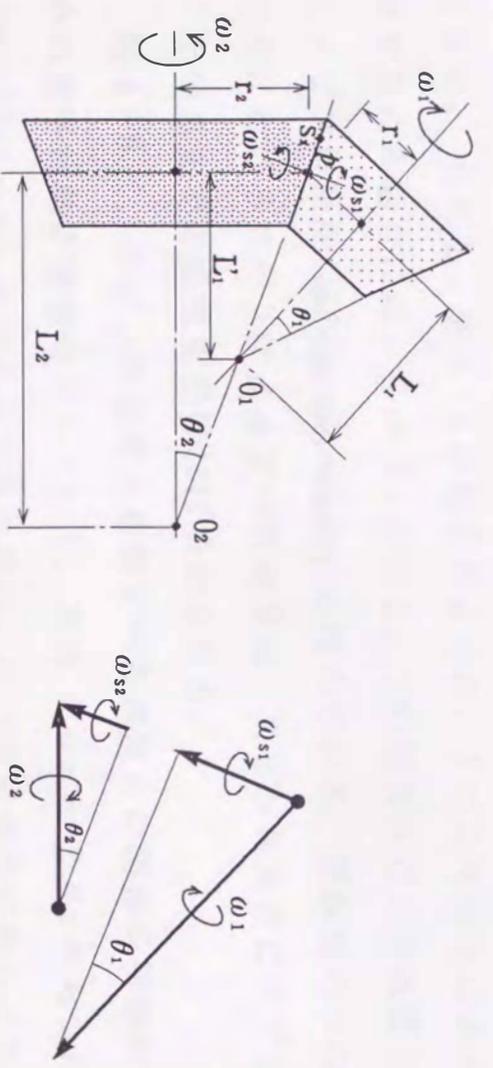
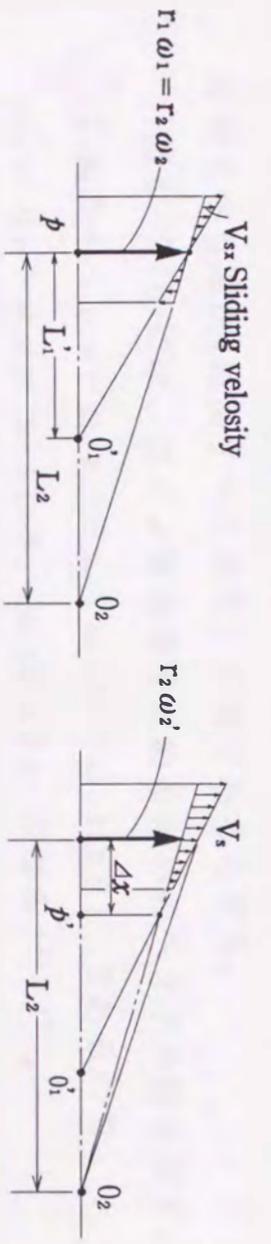


図 4-8 平行軸で支えたテーパローラのスピン角速度  
( 転動体が外接する場合 )



( a ) テーパーローラの回転とスピン ( b ) スピン角速度のベクトル



( c ) 接触面の相対すべり速度(無負荷) ( d ) 負荷による相対すべり速度の変化

図 4-9 非平行軸で支えたテーパローラのスピン角速度  
と相対すべり速度の関係

#### 4.4.1 スピンと差動すべりとの関係

図4-8は、1対の転動体（円錐ローラ）が平行な軸で支えられ、無負荷状態で回転（ $\omega_1$ ：駆動側， $\omega_2$ ：被動側）する場合を示している。接触している円錐ローラの母線の上で、すべりの生じない点pは、厳密にはローラ幅の中央にはないが、簡単のため中央に存在するとして図示している。接触面に垂直で、点pを通る直線がスピン軸（axis of spin, spin pole）となる。

スピン角速度は、実際の回転軸の角速度ベクトル  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  のスピン軸方向成分で示される。駆動側ローラおよび被動側ローラのスピン角速度は、それぞれ  $\omega_{s1} = \omega_1 \sin \theta_1$ ,  $\omega_{s2} = \omega_2 \sin \theta_2$  となる。従って、一对の接触面の相対スピン角速度は、 $\omega_s = \omega_1 \sin \theta_1 + \omega_2 \sin \theta_2$  となる。ただし、図4-8の場合のように、1つの平面上にある平行軸で支える場合には、 $\theta_1 = \theta_2$  となる。この相対スピン角速度を一般にスピン角速度（angular spin velocity）と呼んでいる。接触面の中の任意の点におけるスピンによるすべり速度は、スピン角速度にスピン軸からその点までの距離を掛ければ求められる。

図4-9は、スピン角速度と差動すべり速度との関係を明確にするための非平行軸の場合を示している。頂角  $2\theta_1$  と  $2\theta_2$  をもつ円錐台（テーパローラ）を支える二本の軸は、一つの平面上にある（スキューすべりが生じない）と仮定する。接触線（母線上）の点pにおいて、相対すべり速度（差動すべり速度）が零であるとする。

図4-9(b)には、スピン角速度を求めるためのベクトル図を示す。

(b)図から  $\omega_{s1} = \omega_1 \sin \theta_1$ ,  $\omega_{s2} = -\omega_2 \sin \theta_2$  であるので、

$\omega_s = \omega_{s1} + \omega_{s2} = \omega_1 \sin \theta_1 - \omega_2 \sin \theta_2$  となる<sup>(6)</sup>・<sup>(7)</sup>。

図4-9(c)は、接触線上の差動すべり速度を求めるための図である。すべりのない点pから任意の距離  $s_x$  だけ離れた接触点の差動すべ

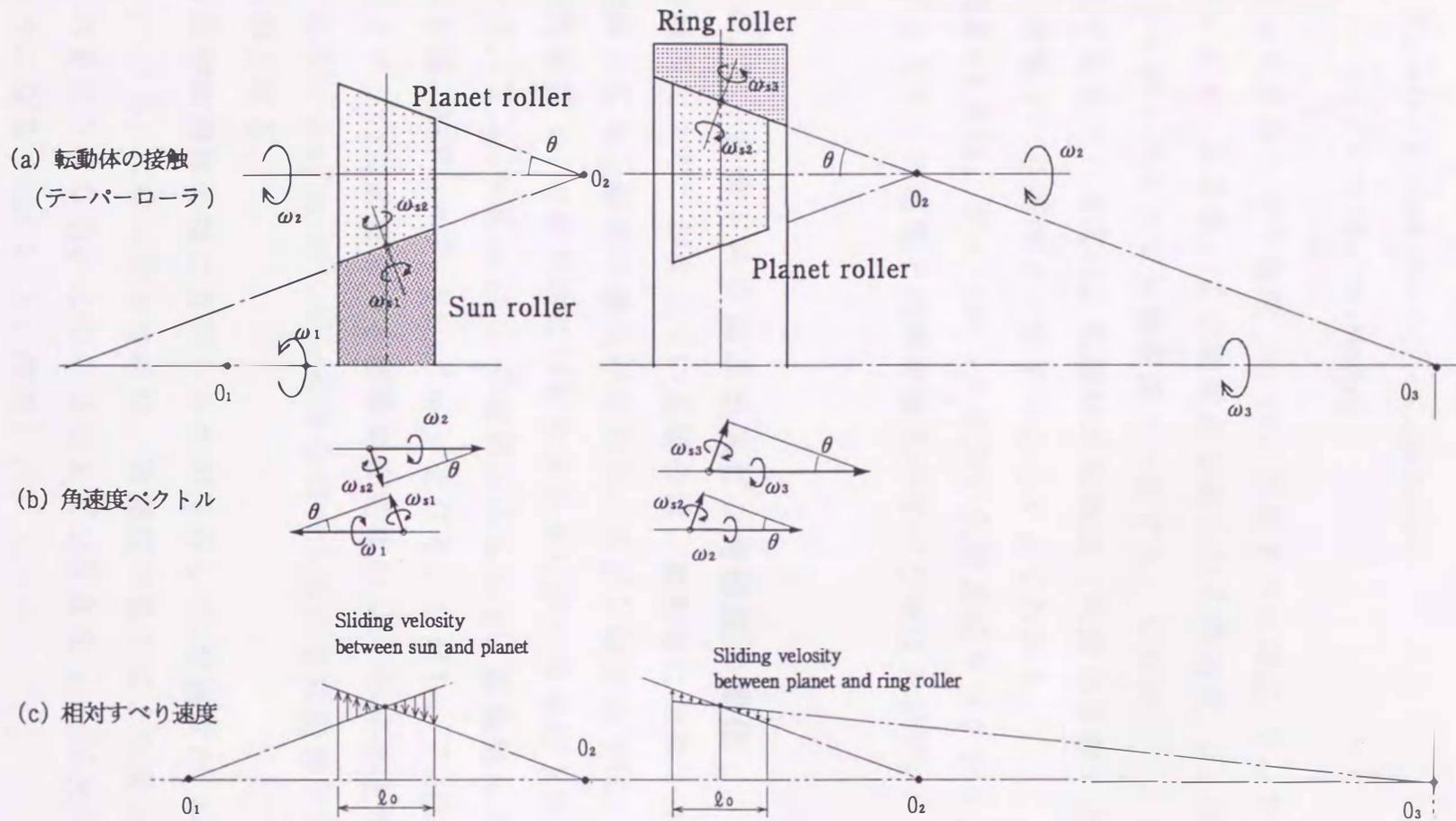


図4-10 遊星式トラクションドライブの接触面に生ずるスピン角速度と相対すべり速度

り速度は、次式(4-1)で示される。

$$\begin{aligned} V_{s_x} &= (r_1 + s_x \sin \theta_1) \omega_1 - (r_2 + s_x \sin \theta_2) \omega_2 \\ &= s_x (\omega_1 \sin \theta_1 - \omega_2 \sin \theta_2) \quad \dots\dots (4-1) \end{aligned}$$

点 p のまわりの角速度  $\omega_s$  は、差動すべり速度  $V_{s_x}$  を用いて  $\omega_s = V_{s_x} / s_x$  となる。この関係から得られる角速度  $\omega_s$  は、図 4-9 (b) から得られたスピン角速度と一致する。したがって、スピンによって生ずるすべり速度は、転動体の接触線（円錐の母線）上で比較すれば、差動すべり速度と一致することがよくわかる。

図 4-10 は、テーパローラを用いた遊星式トラクションドライブに生ずるスピン角速度と円錐母線上のすべり速度を示す。

#### 4.4.2 負荷トルクによるスピン角速度の変化

接触面にスピンが生じている場合は、被動軸に負荷トルクが加わっていても、動力の損失が生じる。スピン軸まわりに、一对の転動体が角速度  $\omega_s$  で相対的に回転するときに受ける抵抗トルクを  $T_s$  とおけば、 $T_s \omega_s = R_1 \omega_1 F_{s1}$  の関係があるので、駆動軸における損失トルクは  $R_1 F_{s1} = T_s (\omega_s / \omega_1)$  となる。ただし、 $F_{s1}$  は、スピンを起こさせるのに必要な力を駆動側転動体の  $R_1$  の半径上で示したものである。 $R_2 F_{s1}$  がスピンによる損失トルクを被動軸トルクで示したものとなる。

被動側転動体の軸に負荷トルクが作用して、角速度が  $\omega_2$  から  $\omega_2' = \omega_2 - \Delta \omega_2$  になったときには、角速度の低下による動力損失も加算されるようになる。このときのスピン角速度  $\omega_s'$  は次式(4-2)のようになる〔式(4-1)参照〕。

$$\begin{aligned}\omega'_s &= \omega_1 \sin \theta_1 - \omega'_2 \sin \theta_2 \\ &= \omega_1 \left[ \sin \theta_1 - \frac{R_1}{R_2} (1 - \sigma_1) \sin \theta_2 \right] \quad \dots\dots\dots (4-2)\end{aligned}$$

ただし、 $\sigma_1 = (R_1 \omega_1 - R_2 \omega'_2) / R_1 \omega_1$  を 1 対の転動体のすべり率と定義する。また、すべり速度が零となる点 p' での転動体の半径をそれぞれ  $R_1'$ 、 $R_2'$  とし、点 p' までの移動量  $\Delta l$  を円錐母線上で示せば、図 4-9 (d) より  $\Delta l = \Delta x / \cos \theta_2$  となる。したがって、被動ローラの角速度  $\omega'_2$  は次式で示すことができる。

$$\begin{aligned}\omega'_2 &= \frac{R_1'}{R_2'} \omega_1 \\ &= \frac{R_1 - \Delta x \tan \theta_1}{R_2 - \Delta x \tan \theta_2} \omega_1 \\ &= \frac{R_1 - \Delta l \sin \theta_1}{R_2 - \Delta l \sin \theta_2} \omega_1 \quad \dots\dots\dots (4-2')\end{aligned}$$

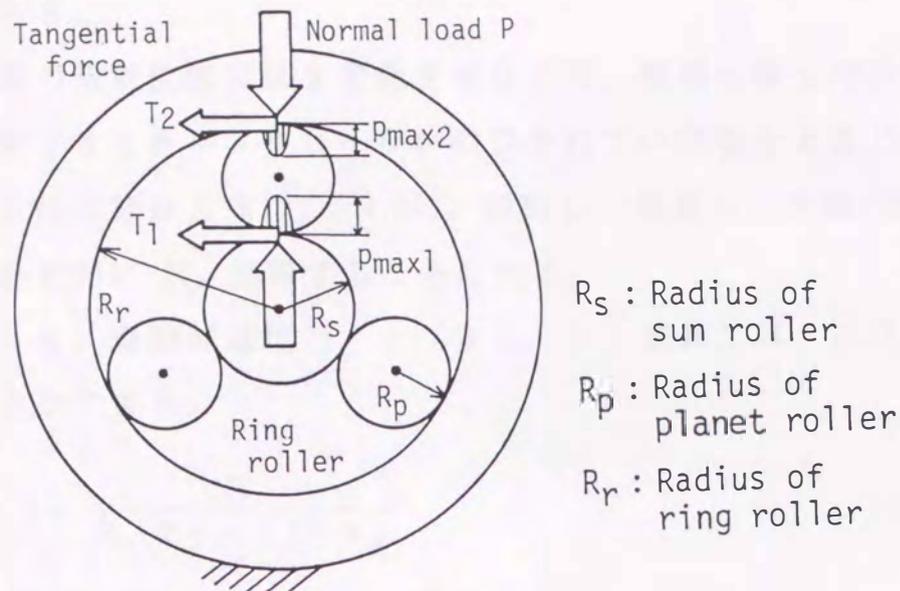
#### 4.5 トラクションドライブの減速比と効率の計算式

##### 4.5.1 減速比の計算式

(1) 接触面にスピンの生じない場合

遊星トラクションドライブの減速比は、遊星歯車減速機の場合と異なり、負荷によって生ずる接触面のすべり（または、すべり率）によって変化する。ここでは先ず、ローラにテーパやクラウニングをつけて無い場合について考える。それを基にして、試作トラクションドライブの減速比を求める。

図 4-11 は、試作したトラクションドライブの各転動体（ローラ）に作用する法線力などを示す。いま、遊星軸を固定して、太陽ローラ



$R_s$  : Radius of sun roller  
 $R_p$  : Radius of planet roller  
 $R_r$  : Radius of ring roller

図 4 - 1 1 遊星式トラクションドライブのローラに作用する力

を時計針方向に 1 回転させたときの遊星ローラは反時計針方向に  $N_p$  回転する。 $N_p$  は、式(4-3)で計算できる。

$$N_p = \frac{2\pi R_s - \Delta S_1}{2\pi R_p} = \frac{R_s}{R_p}(1 - \sigma_1) \quad \dots\dots(4-3)$$

但し、 $R_s$ と $R_p$ は、それぞれ太陽ローラと遊星ローラの半径である。また、すべり量 $\Delta S_1$ は、負荷トルクと潤滑油のトラクション係数で決まる。 $\sigma_1 = \Delta S_1 / (2\pi R_s)$ は、太陽ローラを基準としたすべり率である。遊星ローラのキャリアを固定して太陽ローラを時計針方向に 1 回転させたとき、リングローラは、反時計針方向に $N_r$ 回転する。 $N_r$ は、式(4-4)で示される。

$$N_r = \frac{R_s}{R_r}(1 - \sigma_1)(1 - \sigma_2) \quad \dots\dots(4-4)$$

但し、 $R_r$ はリングの内半径、 $\sigma_2 = \Delta S_2 / (2\pi R_p)$ は、遊星ローラとリングローラの間すべり率、 $\Delta S_2$ は、これらのローラ間のす

べり量である。

ローラ間の相対位置関係を変化させないで、機構全体を時計針方向に  $N_r$  回転させるとリングローラが固定されていた場合と同じとなり、太陽ローラは時計針方向に  $(1 + N_r)$  回転し、遊星ローラ軸(出力軸)は、時計針方向に  $N_r$  回転することになる。

したがって、理論減速比  $1/u$  ( $> 1$ ,  $u$ : 速比) は、次式(4-5)で示すことができる。

$$\frac{1}{u} = 1 + \frac{R_r}{R_s(1-\sigma_1)(1-\sigma_2)} \quad \dots\dots(4-5)$$

すべり率  $\sigma_1$  と  $\sigma_2$  は、太陽ローラと遊星ローラの間での接線力  $T_1$  と遊星ローラとリングローラ間に作用する接線力  $T_2$  が等しくなるという条件で決まる。ローラにテーパをつけない場合には、圧力の低い方の接触部(遊星ローラとリングローラ間)におけるすべりが大きくなるので、 $\sigma_1 < \sigma_2$  となる(図4-7参照)。ただし、ローラ接触幅がすべて同じ場合である。

ローラにテーパをつけた場合には、後述の計算で明らかのように、圧力の高い方の接触面においてすべり率が大きくなるので注意が必要である(図4-12, 図4-13参照)。

## (2) 接触面にスピンのある場合

転動体となるローラにテーパをつけると接触面にスピが生じて、トラクション係数  $\mu$  を表わす曲線の形がテーパのない場合と異なる。テーパをつけたローラ(接触幅  $l_0$ ) のトラクション係数  $\mu_e$  は、テーパをつけてないローラのトラクション係数  $\mu$  から近似的に式(4-6)で計算できる。なお、この近似計算による結果は、実験によっても十分実用できる程度のものであることを確かめている(図4-14を

参照)。

$$\mu_e = \frac{1}{l_0} \int_0^{l_0} \mu dx \dots\dots\dots(4-6)$$

テーパをつけてないローラのトラクション係数を次式(4-7)の実験整理式で近似的に表わせば、上式(4-6)を数値積分することができる(第3章参照)。

$0 < \bar{U}_s < \bar{U}_L$  のとき

$$\mu = A \cdot \bar{U}_s$$

$\bar{U}_s > \bar{U}_L$  のとき

$$\mu = L[K(\bar{U}_s - \bar{U}_{cr})]^{1 - [N(\bar{U}_s - \bar{U}_{cr})]^M} + \mu_0$$

}  
 .....(4-7)

$\bar{U}_s$ は無次元すべり速度で $\bar{U}_s = 0 \sim \bar{U}_L$ の範囲では、トラクション係数 $\mu$ は、直線的に変化する。その後は、非線形に増加して、そのまま $\mu_0$ に漸近する場合(圧力が低い場合)と $\mu_{max}$ に達した後に減少して $\mu_0$ に漸近する場合(圧力が高い場合)がある。しかし、いずれの場合も式(4-7)でトラクション係数 $\mu$ を表わすことができる。

第3章で示したように、式(4-7)の中の係数 $A$ 、 $L$ 、 $K$ 、 $\bar{U}_{cr}$ 、 $N$ 、 $M$ 、 $\mu_0$ および $\bar{U}_L$ は、ローラによるトラクション係数の実験値を解析して決めることができる。後述の理論効率の解析に用いたJ油の場合の $\mu$ の曲線を表わす具体的な式を次に示す。法線荷重 $P = 5.94$  kN (605.8kgf)、周速 $U_0 = 6.5$  m/s のときとする。

◇太陽ローラと遊星ローラの接触面に対して

$$p_{max} = 1120 \text{ MPa}(114.3 \text{ kgf/mm}^2), \quad \bar{U}_s = \bar{U}$$

( $0 < \bar{U} \leq 0.0063$ ) のとき

$$\mu = 4.35 \bar{U}$$

( $\bar{U} \geq 0.0063$ ) のとき

$$\mu = 0.016[50.0(\bar{U} - 0.0062)] \left\{ 1 - [0.35(\bar{U} - 0.0062)]^{0.11} \right\} + 0.027$$

} ……(4-8)

◇遊星ローラとリングの接触面に対して

$$p_{max} = 717 \text{ MPa}(73.1 \text{ kgf/mm}^2), \quad \bar{U}_s = \bar{U}$$

( $0 < \bar{U} \leq 0.0067$ ) のとき

$$\mu = 2.85 \bar{U}$$

( $\bar{U} \geq 0.0067$ ) のとき

$$\mu = 0.012[23.0(\bar{U} - 0.0066)] \left\{ 1 - [0.13(\bar{U} - 0.0066)]^{0.13} \right\} + 0.019$$

} ……(4-9)

式(4-8)と式(4-9)は、ローラにテーパが付いてない場合のトラクション係数を示している。これらの式で表される曲線を図4-12の破線で示す。

試作トラクションドライブ TDT の場合は、図4-13で示すように、ローラにテーパ(標準値  $\theta = 2^\circ$ )がついているので、式(4-8)と式(4-9)から式(4-6)で表わされる等価トラクション係数  $\mu_e$  をコンピュータで計算し、結果を図4-12の実線で示す。遊星ローラに作用する2つの接線力(理論値)は、 $T_1 = T_2$  となる必要があるので、

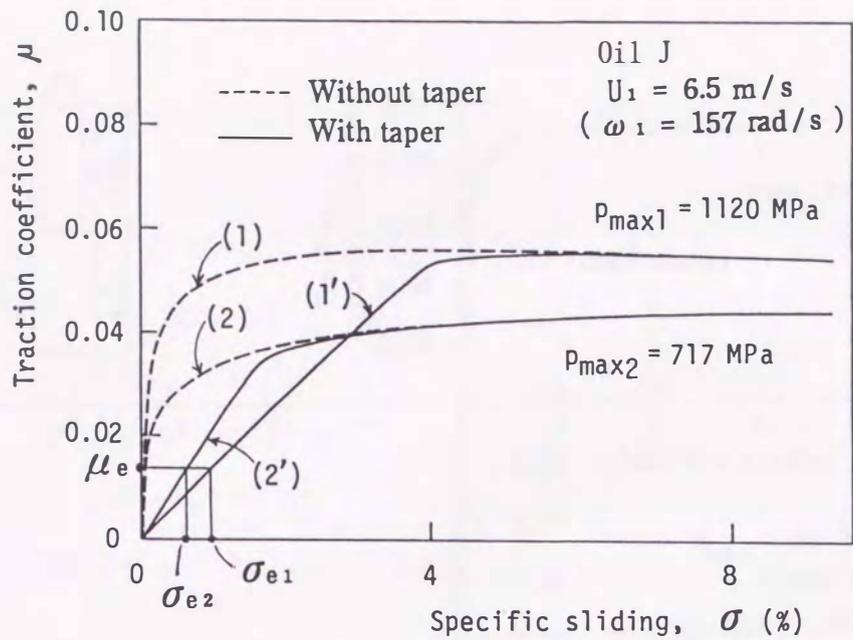


図 4 - 1 2 テーパのある場合のトラクション係数

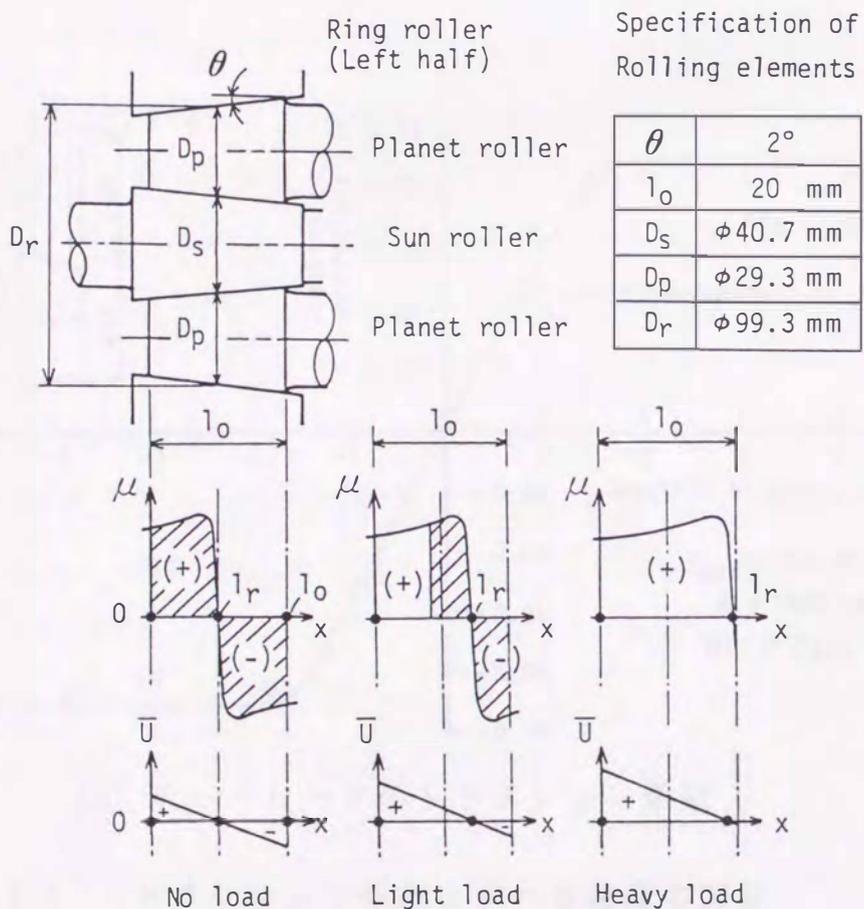
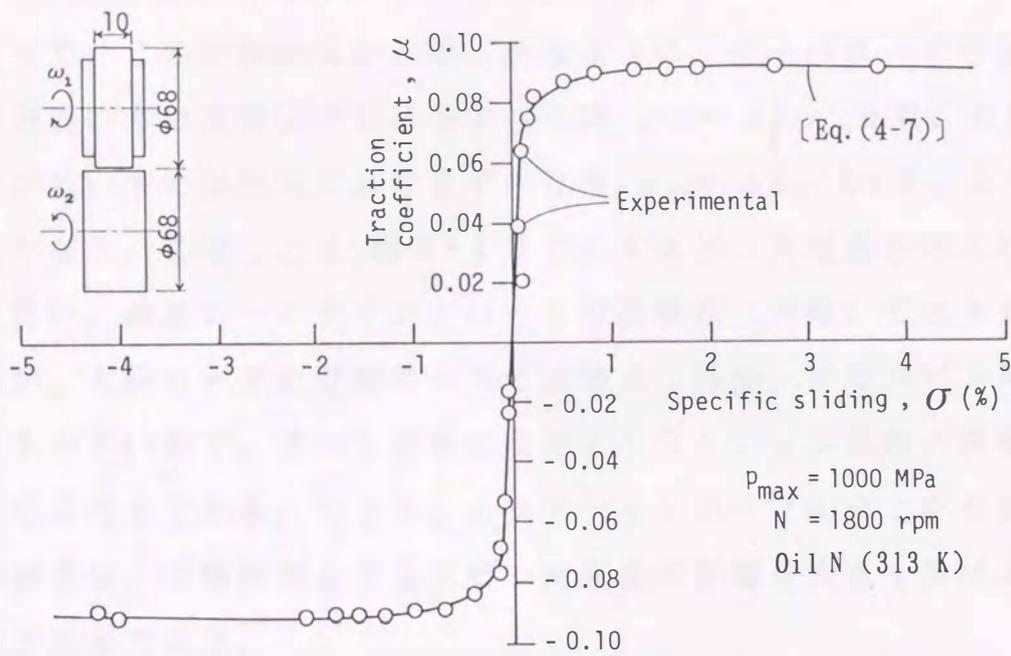
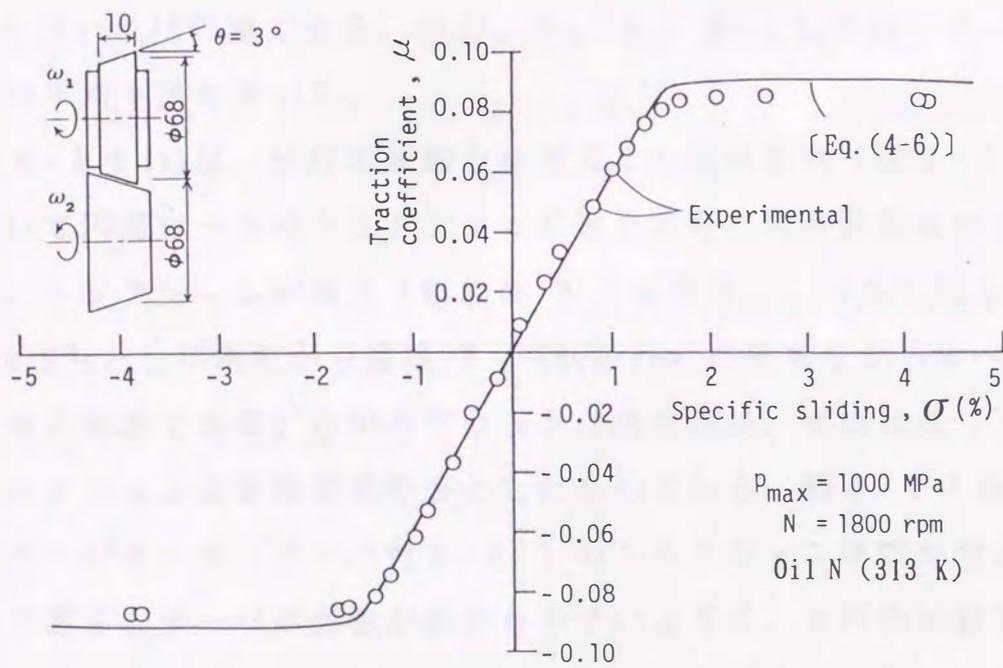


図 4 - 1 3 テーパローラとトラクション係数の分布



(a) 円筒ローラのトラクション係数



(b) テーパーローラのトラクション係数

図 4 - 1 4 トラクション係数とすべり速度の関係  
 (2円筒試験機による数値計算の確認実験)

$\mu_e = \mu_{e1} = \mu_{e2}$  であることが要求される。

従って、この計算結果から明らかなように、テーパローラの場合は、圧力の高い方の接触面におけるすべり率  $\sigma_{e1} = \Delta S_1 / 2\pi R_s$  の方が、圧力の低い方の接触面におけるすべり率  $\sigma_{e2} = \Delta S_2 / 2\pi R_p$  よりも大きくなる。このことは、**図4-13**で示すスピン角速度を考えれば分かり易い。遊星ローラとリングローラの接触点（内接）でのスピン角速度が、太陽ローラと遊星ローラの接触点（外接）でのスピン角速度よりも小さいので、すべり速度に及ぼすトラクション係数の影響が小さくなるためである。つまり、トラクションカーブの立上がり直線部分の傾きは、接触圧力よりもスピン角速度の影響を大きく受けるので注意が必要である。

試作トラクションドライブ TDT のように、ローラにテーパをつけた場合の減速比は、式(4-5)の  $\sigma_1$  の代わりに  $\sigma_{e1}$ 、 $\sigma_2$  の代わりに  $\sigma_{e2}$  を用いれば計算できる。但し、 $R_s$ 、 $R_p$ 、 $R_r$  としては、テーパローラの平均半径を用いる。

**図4-14(a)**は、無段変速動力循環式2円筒試験機（**図2-4**参照）を用いて円筒ローラのトラクション係数を測定した実験結果を示している。トラクション専用油（試験油 N）を使用し、ヘルツ圧力  $p_{max} = 1000$  MPa とし平均転がり速度  $N = 1800$  rpm に保ちながらすべりを変化させた実験である。○印のプロットは測定結果、実線は式(4-6)のトラクション係数整理式で表わしたものである。**図4-14(b)**の○印がテーパローラ（テーパ角  $\theta = 3^\circ$ ）のトラクション係数を測定した結果である。テーパの影響が分かりやすいように、2円筒試験ではテーパ角度を  $\theta = 3^\circ$  とした。実線は、円筒ローラのトラクション係数整理式から式(4-6)により数値積分を行なった結果である。

#### 4.5.2 速度効率

トラクションドライブの効率は、速度効率  $\eta_v$  とトルク効率  $\eta_T$  の積によって次式(4-10)で示される<sup>(2)</sup>。

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} \\ &= \frac{T_{2,th} \eta_T \omega_{2,th} \eta_v}{T_1 \omega_1} \quad \left( \because \eta_T \equiv \frac{T_2}{T_{2,th}}, \eta_v \equiv \frac{\omega_2}{\omega_{2,th}} \right) \\ &= \frac{T_{2,th} \omega_{2,th}}{T_1 \omega_1} \eta_T \cdot \eta_v = \eta_T \cdot \eta_v \quad \dots\dots\dots(4-10) \end{aligned}$$

ここで、 $T_1$  と  $\omega_1$  はそれぞれ入力軸のトルクと角速度であり、 $T_2$  と  $\omega_2$  はそれぞれ出力軸のトルクと角速度である。また、 $T_{2,th}$  と  $\omega_{2,th}$  は、トラクションドライブにおいて動力損失がまったくないものと仮定したときの理想的な出力トルクと出力角速度である。

速度効率  $\eta_v$  は、力を伝達する接触面の巨視的すべり（回転比に表われるもの）によって生ずる損失のみを考慮して計算した動力伝達効率である。このすべり損失は、ローラにテーパがついてない場合は、ローラの回転遅れとして表れるすべり量を基にしたすべり率  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  の関数として表すことができる。速度効率は、巨視的なすべりのある場合とすべりのない場合の減速比の比で表すことができる。したがって、式(4-5)より次式が得られる。

$$\eta_v = \frac{\omega_2}{\omega_{2,th}} = \frac{1 + \frac{R_r}{R_s}}{1 + \frac{R_r}{R_s(1-\sigma_1)(1-\sigma_2)}} \quad \dots\dots\dots(4-11)$$

ローラにテーパをつけた場合は、すべり率  $\sigma_{e1}$ ,  $\sigma_{e2}$  として外に表われるすべりに基づく損失  $\Delta L_1$ ,  $\Delta L_2$  の他に、テーパをつけた

ために生ずる内力（スピン）に基づくすべり損失  $\Delta L_3$ ,  $\Delta L_4$  がある。後者の損失 ( $\Delta L_3$ ,  $\Delta L_4$ ) は、トルク効率の低下として計算される。損失がないときの出力を  $L_{th}$  とすれば速度効率  $\eta_v$  は 式(4-11') で計算できる。

$$\Delta L_1 + \Delta L_2 = L_{th} - \left[ \frac{1 + \frac{R_r}{R_s}}{1 + \frac{R_r}{R_s(1-\sigma_1)(1-\sigma_2)}} \right] \cdot L_{th} = (1 - \eta_v) L_{th}$$

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta L_1 + \Delta L_2}{L_{th}} \quad \dots\dots\dots(4-11')$$

### 4.5.3 トルク効率

テーパをつけたために生ずる内力（スピン）に基づくすべり損失は、トルク効率の低下となって表われる。太陽ローラと遊星ローラの接触面におけるスピン損失  $\Delta L_3$ , 遊星ローラとリングローラの間のスピン損失  $\Delta L_4$  は、式(4-12) で計算できる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta L_3 &= 2 \int_{l_r}^{l_0} p_1 \cdot \mu_1 \cdot x \cdot \omega_s \, dx \\ \Delta L_4 &= 2 \int_{l_r}^{l_0} p_2 \cdot \mu_2 \cdot x \cdot \omega_s \, dx \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4-12)$$

但し、 $p$ ,  $\mu$  は、 $x$  の位置における単位幅当たりの押付力、トラクション係数、 $l_0$  はローラ長さ、 $l_r$  は純転がりが生ずる位置である。

$$\omega_s = (\omega_1 \pm \omega_2) \cdot \sin \theta \quad \dots\dots\dots(4-13)$$

ここで、 $\omega_s$  は、平行軸の動力伝達にテーパ角  $\theta$  のローラを用いた場合のスピン角速度である。括弧内の  $\pm$  は、外接（太陽ローラと遊星ロ

ーラの接触)の場合プラスをとり、内接の場合マイナスをとる。

負荷が大きくなるとともに巨視的なすべりが大きくなるので、スピン損失  $\Delta L_3$ ,  $\Delta L_4$  は小さくなる (図 4-13 の斜線で示す面積を参照)。すなわちトルク効率はよくなる。負荷が大きくなりスピンプールの位置  $l_r$  が接触面の外にある場合には、トルク効率は 100 % となる。従って、定格負荷付近の荷重では  $\Delta L_3$ ,  $\Delta L_4$  が全効率に及ぼす影響は小さい (図 4-23 参照)。トルク効率  $\eta_T$  は、次式 (4-14) で計算できる。

$$\eta_T = 1 - \frac{\Delta L_3 + \Delta L_4}{L_{th}} \quad \dots\dots\dots(4-14)$$

#### 4.5.4 全効率

トラクションドライブの全効率  $\eta_{TT}$  は、次式 (4-15) で計算することもできる。

$$\eta_{TT} = \frac{L_{th} - (\Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \Delta L_4)}{L_{th}} \quad \dots\dots\dots(4-15)$$

実用されるトラクションドライブの全効率  $\eta$  は、上式 (4-15) にさらに潤滑油の攪拌損失  $\Delta L_5$  と軸受損失  $\Delta L_6$  を考慮して次式 (4-16) で計算すれば、かなり正確に求めることができる。

$$\eta = \frac{L_{th} - (\Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \Delta L_4 + \Delta L_5 + \Delta L_6)}{L_{th}} \quad \dots\dots\dots(4-16)$$

動力伝達効率と速比を数値計算するプログラムのフローチャートを図 4-15 に示す。試験油 C を用いて入力回転数 1000 rpm で運転した場合について、コンピュータにより数値計算し、結果をプリントアウトして表 4-3 に示している。表 4-4 は、その時のすべり率と各ロー

ラの周速などを示している。

仮定1, 接触面では、金属同士が接触することなく、十分なEHL膜が形成されている。

2, テーパー角が1~3°と小さいので、ヘルツの接触圧力はテーパーローラの平均半径を用いて計算する。

記号 M点: 接触幅の中央の点

$P_i$  :  $i$ 点での荷重,  $\mu_i$  :  $i$ 点でのトラクション係数

$U_i$  :  $i$ 点での周速度

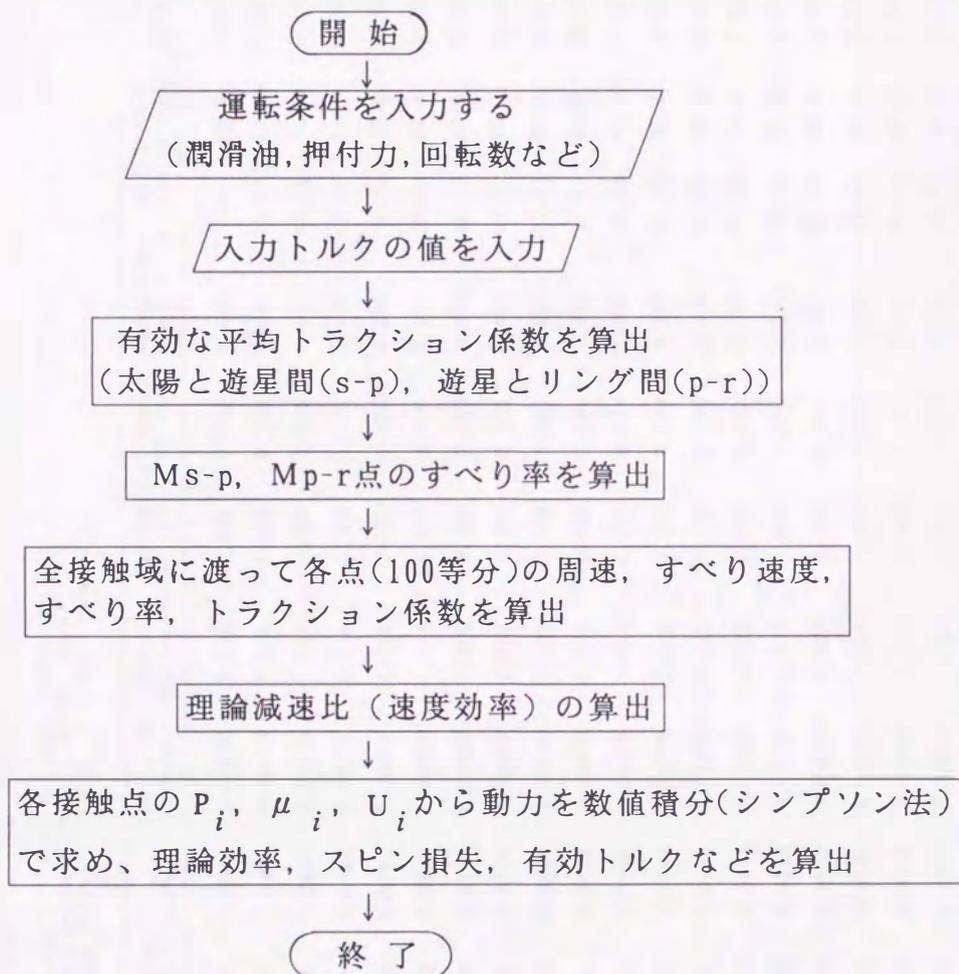


図4-15 全効率を計算するプログラムのフローチャート

Oil name \*\* DTE Heavy Medium \*\*

DATE '88/04/12 16:11:17

Normal Force NF = 973.9 (kgf)  
 P.max(Sun-Planet) = 1420 (MPa)  
 P.max(Planet-Ring) = 909 (MPa)

Input Revolution NI = 1000 (rpm)  
 Velocity of Sun Roller US = 1.51152 (m/s)  
 絶対周速度 (Sun Roller) AUS = 2.13105 (m/s)

表 4 - 3

試験油 C を用いた場合の全効率の計算結果

Torque ( kgf-m )		Torac. Co. $\mu$ .mean	Speed US (m/s)	Slide/Roll Ratio		Reduction R ( % )	Efficiency		POWER ( kw )			Los -Spin	
Tl	Cal.Tl			T.spl	S1 ( % )		S2 ( % )	$\eta$ .i( % )	$\eta$ .o( % )	Input.HP	LOS.HP		Spin.HP
0.0000	0.0460	0.0983	0.00000	1.512	0.000	0.000	3.440	-	0.0	0.0472	0.1010	0.1010	-0.0000
0.0640	0.0992	0.0856	0.00054	1.512	0.050	0.030	3.442	11.27	42.1	0.1018	0.0903	0.0879	0.0024
0.1296	0.1573	0.0833	0.00109	1.512	0.100	0.060	3.444	44.04	59.5	0.1615	0.0904	0.0855	0.0049
0.2580	0.2731	0.0788	0.00217	1.513	0.200	0.120	3.448	67.70	74.5	0.2804	0.0906	0.0809	0.0097
0.3234	0.3309	0.0765	0.00272	1.513	0.250	0.150	3.450	73.30	78.5	0.3398	0.0907	0.0786	0.0121
0.3877	0.3886	0.0743	0.00326	1.514	0.300	0.180	3.452	77.22	81.4	0.3990	0.0909	0.0763	0.0146
0.4519	0.4468	0.0722	0.00380	1.514	0.350	0.210	3.454	80.14	83.5	0.4587	0.0911	0.0741	0.0170
0.5161	0.5045	0.0700	0.00434	1.514	0.400	0.240	3.455	82.37	85.2	0.5179	0.0913	0.0719	0.0194
0.6457	0.6203	0.0659	0.00543	1.515	0.500	0.301	3.459	85.57	87.8	0.6368	0.0919	0.0676	0.0243
0.7753	0.7361	0.0618	0.00652	1.516	0.600	0.361	3.463	87.74	89.5	0.7557	0.0926	0.0635	0.0291
0.9691	0.9094	0.0560	0.00815	1.517	0.750	0.452	3.469	89.94	91.3	0.9337	0.0939	0.0575	0.0364
1.1630	1.0827	0.0505	0.00978	1.518	0.900	0.543	3.475	91.40	92.5	1.1116	0.0955	0.0519	0.0437
1.4935	1.3785	0.0418	0.01256	1.520	1.156	0.700	3.486	93.01	93.9	1.4152	0.0990	0.0429	0.0561
2.0037	1.8327	0.0300	0.01685	1.522	1.550	0.946	3.501	94.36	95.0	1.8816	0.1060	0.0308	0.0752
2.5210	2.2926	0.0202	0.02120	1.525	1.950	1.201	3.518	95.10	95.6	2.3537	0.1154	0.0208	0.0946
2.9074	2.6364	0.0143	0.02445	1.527	2.250	1.401	3.531	95.42	95.9	2.7067	0.1240	0.0147	0.1093
2.9978	2.7164	0.0131	0.02521	1.528	2.320	1.450	3.534	95.47	96.0	2.7888	0.1262	0.0134	0.1128
3.1013	2.8076	0.0118	0.02608	1.529	2.400	1.512	3.537	95.53	96.0	2.8825	0.1290	0.0121	0.1169
3.4940	3.1552	0.0077	0.02938	1.531	2.706	1.850	3.554	95.59	96.0	3.2393	0.1429	0.0079	0.1350

Oil name \*\*\* DTE Heavy Medium \*\*\*

DATE '88/04/12 16:26:33

Normal Force NF = 973.9 (kgf)  
 P.max(Sun-Planet) = 1420 (MPa)  
 P.max(Planet-Ring) = 909 (MPa)

Input Revolution NI = 1000 (rpm)  
 Velocity of Sun Roller US = 1.51152 (m/s)  
 絶対周速度 (Sun Roller) AUS = 2.13105 (m/s)

Sec.	Slide/roll ratio (%)		Reduction ratio	Peripheral speed (m/s)			Sliding speed (m/s)		Spin pole (mm)		Angular velocity (rad/s)	
	S1	S2		Us	Up	Ur	S-P	P-R	S-P	P-R	$\omega_{s.sp}$	$\omega_{s.pr}$
1				1.5375	1.4754	1.5009	0.06212	-0.02554				
2	0.000	0.000	3.440	1.5115	1.5115	1.5115	0.00000	0.00000	10.00	10.00	6.2123	2.5545
3				1.4855	1.5477	1.5221	-0.06212	0.02554				
1				1.5379	1.4750	1.5001	0.06288	-0.02509				
2	0.050	0.030	3.442	1.5119	1.5111	1.5107	0.00076	0.00045	10.12	9.82	6.2120	2.5541
3				1.4859	1.5472	1.5212	-0.06136	0.02599				
1				1.5382	1.4746	1.4992	0.06363	-0.02463				
2	0.100	0.060	3.444	1.5122	1.5107	1.5098	0.00151	0.00091	10.24	9.65	6.2116	2.5537
3				1.4862	1.5468	1.5204	-0.06060	0.02644				
1				1.5390	1.4738	1.4975	0.06513	-0.02372				
2	0.200	0.120	3.448	1.5129	1.5099	1.5081	0.00302	0.00181	10.49	9.29	6.2109	2.5530
3				1.4869	1.5460	1.5187	-0.05909	0.02734				
1				1.5404	1.4722	1.4941	0.06814	-0.02190				
2	0.400	0.240	3.455	1.5143	1.5083	1.5047	0.00605	0.00362	10.97	8.58	6.2095	2.5515
3				1.4883	1.5443	1.5152	-0.05605	0.02913				
1				1.5411	1.4715	1.4924	0.06964	-0.02098				
2	0.500	0.301	3.459	1.5150	1.5075	1.5030	0.00756	0.00453	11.22	8.22	6.2087	2.5508
3				1.4890	1.5435	1.5135	-0.05453	0.03004				
1				1.5458	1.4663	1.4813	0.07951	-0.01498				
2	1.156	0.700	3.486	1.5197	1.5022	1.4917	0.01747	0.01048	12.82	5.88	6.2040	2.5460
3				1.4935	1.5381	1.5021	-0.04457	0.03594				
1				1.5515	1.4601	1.4676	0.09144	-0.00755				
2	1.950	1.201	3.518	1.5253	1.4958	1.4780	0.02946	0.01786	14.75	2.97	6.1985	2.5404
3				1.4990	1.5316	1.4883	-0.03253	0.04326				
1				1.5542	1.4572	1.4611	0.09700	-0.00389				
2	2.320	1.450	3.534	1.5280	1.4929	1.4714	0.03504	0.02149	15.66	1.53	6.1962	2.5381
3				1.5017	1.5286	1.4817	-0.02692	0.04687				
1				1.5577	1.4548	1.4529	0.10285	0.00194				
2	2.706	1.850	3.554	1.5314	1.4905	1.4631	0.04089	0.02732	16.60	-0.76	6.1961	2.5380
3				1.5050	1.5261	1.4734	-0.02108	0.05270				

表 4 - 4 試験油 C を用いた場合のローラ周速などの計算結果

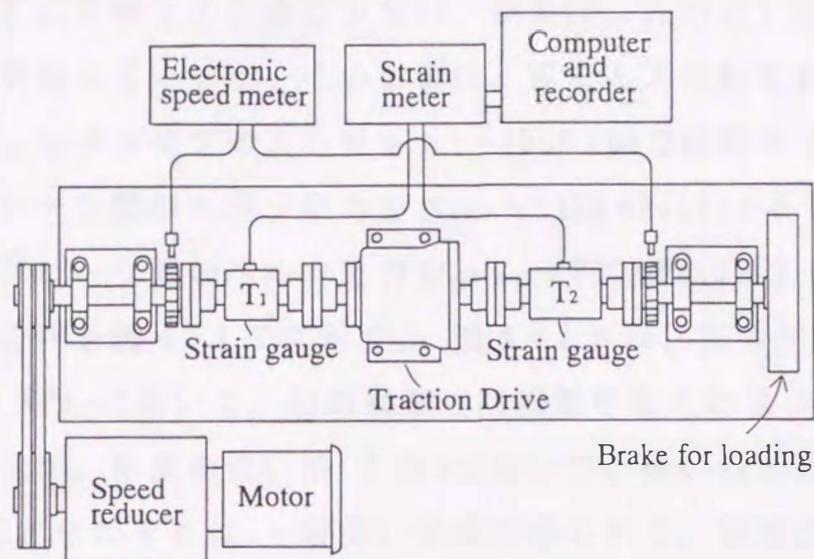


図 4-16 試作したトラクションドライブの性能試験装置

#### 4.6 実験結果

図 4-16 は、トラクションドライブの試験装置の説明図である。入力軸は、無段変速機付きモーター（7.5 kW）で回転させ、出力軸は摩擦式ブレーキで負荷をかける。入力軸と出力軸の回転数は、電子式回転計で  $\pm 1/30$  回転の精度で測定する。入力軸と出力軸のトルクをストレインメータで測定して、動力伝達効率を計算する。また、押付力調整ばねの変位を小さくして転動体の接触圧力を零に漸近させて、攪拌損失、軸受損失などを推定した。

##### 4.6.1 油の違いが効率と減速比に及ぼす影響

大気圧下における粘度が著しく異なっても、トラクション係数にはあまり差が生じない<sup>(5)</sup>。しかし、動力伝達効率(全効率  $\eta$ ) は、粘度

が高いものほど低くなる。これは、攪拌損失の影響が大きく現われたものと考えられる。

減速比に及ぼす粘度の影響は少ない。例えば、A油とC油の粘度は、約6倍だけ異なっているが、その影響は、ほとんど現れなかった。試作トラクションドライブの入力軸を $n_1 = 1500$  rpmで回転させ、太陽ローラと遊星ローラ間のヘルツ圧力を $p_{max1} = 1120$  MPa(114.3 kgf/mm<sup>2</sup>), 遊星とリングローラ間のヘルツ圧力を $p_{max2} = 717$  MPa(73.2 kgf/mm<sup>2</sup>)とした場合の例を図4-17に示す。図4-18は、圧力が低い場合( $p_{max1} = 850$  MPa)において、油の種類と回転数を変えた場合の全効率 $\eta$ の変化を示す。粘度の低い油(J油)を用いて、低い回転数( $n_1 = 500$  rpm)で回転させたときに、一番高い効率を得られる。接触圧力が高い場合は回転数の影響が少なくなる(図4-19)。

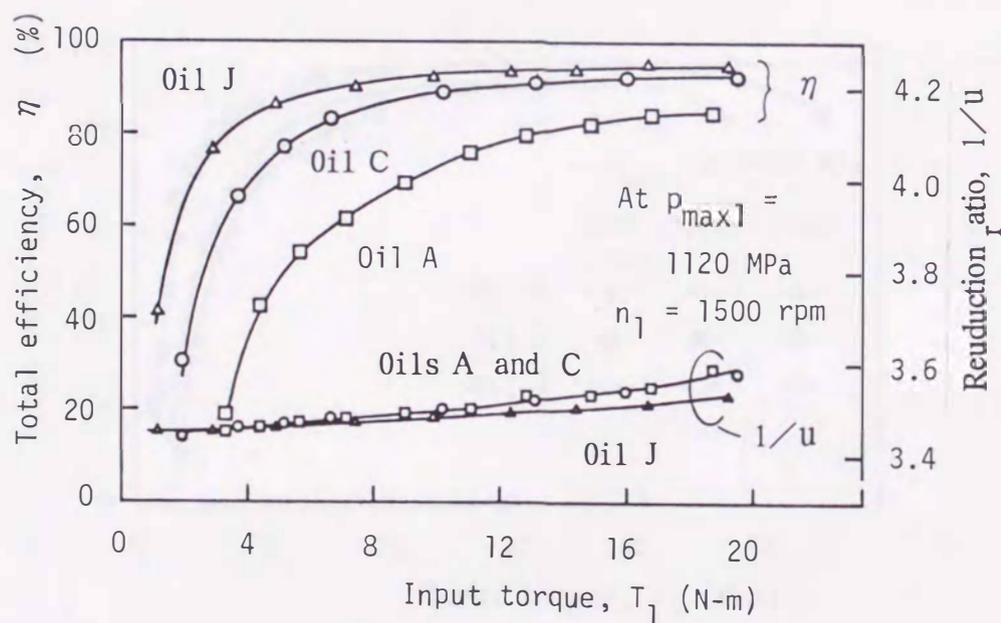


図4-17 全効率に及ぼす油の種類の影響  
(遊星式トラクションドライブのテーパ角 $\theta = 2^\circ$ )  
(A油 [372 cSt], C油 [63 cSt], J油 [9 cSt])

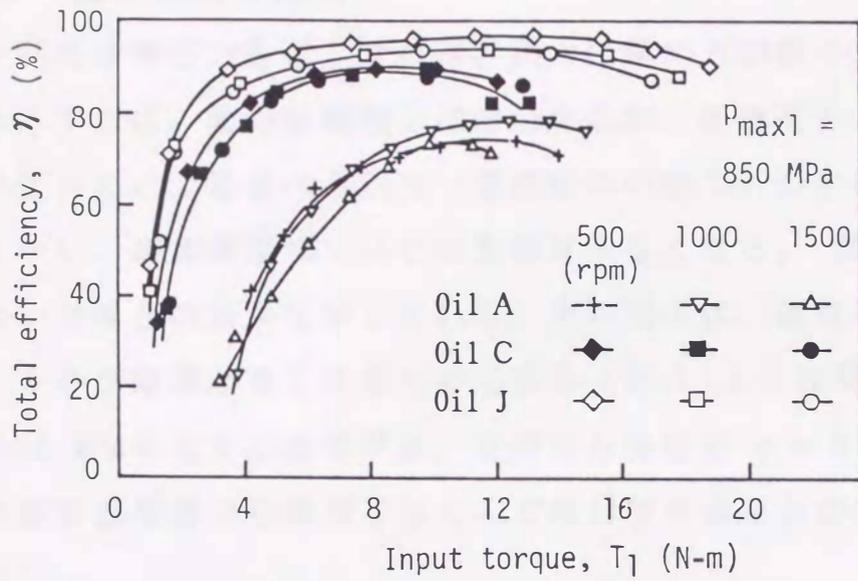


図 4 - 1 8 全効率に及ぼす回転速度の影響  
(遊星式トラクションドライブのテーパ角  $\theta = 2^\circ$ )

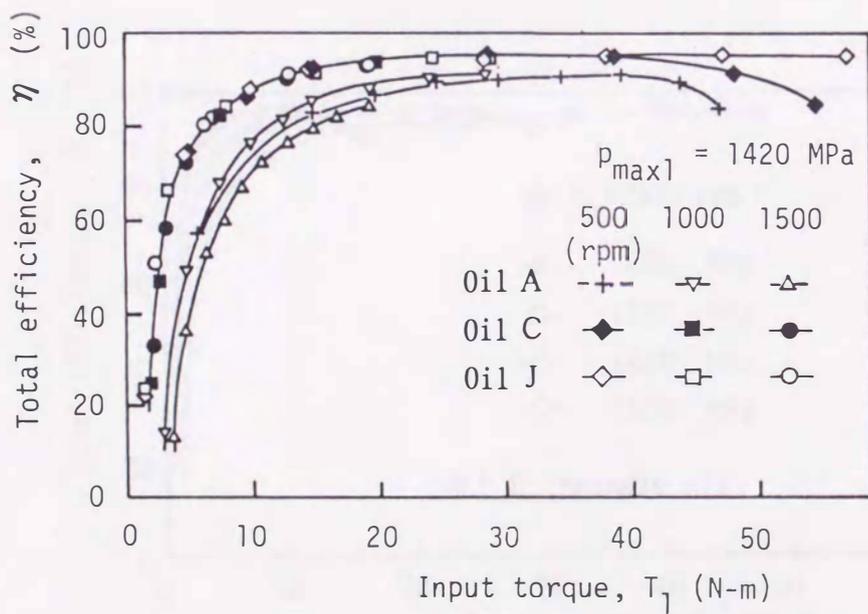


図 4 - 1 9 全効率に及ぼす油と回転速度の影響  
(遊星式トラクションドライブのテーパ角  $\theta = 2^\circ$ )  
(A油 [372 cSt], C油 [63 cSt], J油 [9 cSt])

#### 4.6.2 接触圧力の影響

ローラ間の接触圧力を低くすれば、動力伝達能力が低くなる。接触圧力を高くすれば、動力伝達能力は増加するが、軽負荷トルク領域で内力（スピン）によるすべり損失（速度効率の低下）の影響が大きくなる。しかし、高負荷領域ではその影響は少なくなる。図4-20は、J油を用いた場合の結果を示している。その理由は、高負荷トルク領域では、トルク効率が高くなるためである（図4-13参照）。

$p_{max1} = 1550 \text{ MPa}$ のときの全効率は、定格出力付近で  $\eta = 97\%$  に達し、遊星歯車減速機の全効率とほとんど同じであることがわかる（第6章参照）。

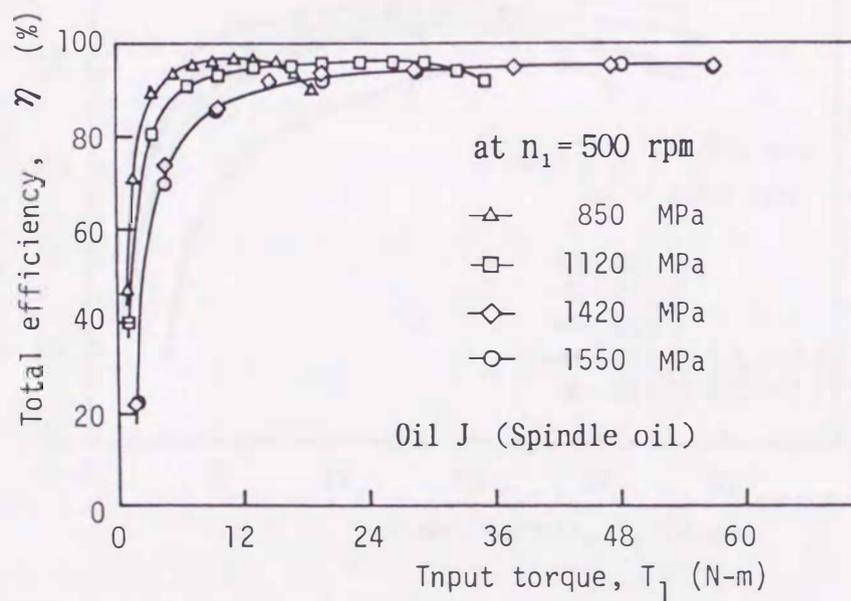


図4-20 全効率に及ぼす圧力の影響（J油 [9 cSt]）  
（遊星式トラクションドライブのテーパ角  $\theta = 2^\circ$ ）

### 4.6.3 混合油の場合

粘度の大きく異なる異種の油を混合して粘度を調整した場合の動力伝達効率を調べた。混合油としては、(a)A油とJ油を適当に混合してC油とほぼ同じ粘度にしたもの、(b)C油とJ油を体積で1:1に混合したもの(図4-6参照)を用いた。

図4-21は、基油(A油, C油, J油)と上記の2種類の混合油の効率曲線は、C油とJ油を単独に用いた場合の効率曲線の間値を示した。また、著しく粘度の異なる基油を用いた混合油でも、同じ粘度の別の基油(C油)の場合とほとんど同じ効率曲線であった。

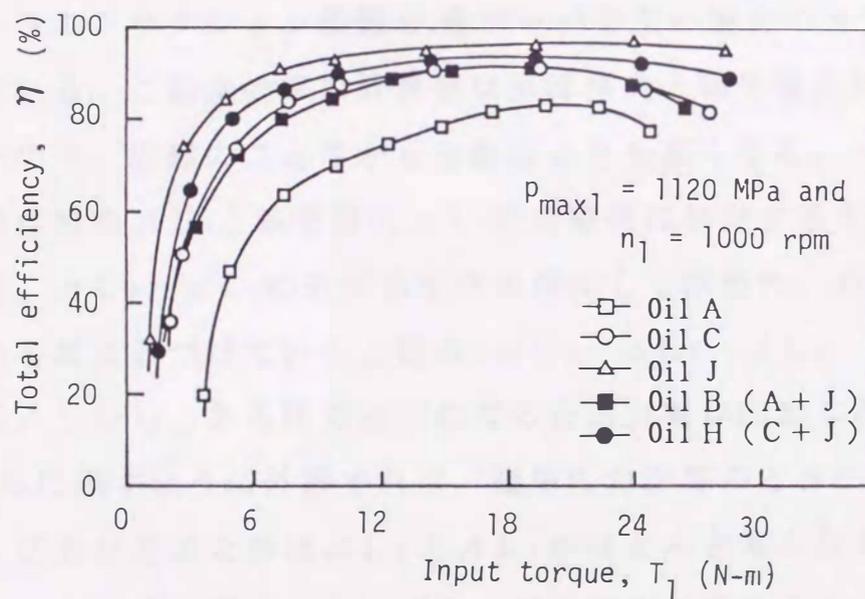


図4-21 全効率の比較(基油と混合油の場合)  
 (A油 [372 cSt], C油 [63 cSt], J油 [9 cSt])  
 (B油 [64 cSt], H油 [22 cSt])

## 4.7 考 察

図4-22, 図4-23, 図4-24は、試作した遊星式トラクションドライブについて、計算で推定した効率と減速比を実験値と比較して示している。図中の上側が動力伝達効率、下側が減速比である。それぞれ○△などのプロットが実験値、実線が計算値である。 $1/u_{th}$ は理論減速比,  $\eta_{th}$ は動力伝達効率の理論値,  $\eta'_{th}$ は $\eta_{th}$ にさらに軸受損失などを考慮した動力伝達効率の計算値(実線)である。

式(4-5)の $\sigma_1$ を $\sigma_{e1}$ ,  $\sigma_2$ を $\sigma_{e2}$ として、試作した遊星式トラクションドライブについて計算した減速比 $1/u_{th}$ を図の下側に、実線で示している。実験値と計算値は非常によく合っている。

接触面における速度効率 $\eta_v$ とトルク効率 $\eta_T$ のみを考慮して計算した全効率 $\eta_{th} = \eta_v \cdot \eta_T$  [式(4-10)]の計算値は、実験値とかなりよく一致することがわかる(潤滑油の粘度が低い場合)。なお、テーパローラのトラクション係数 $\mu_e$ をテーパのない場合の $\mu$ を用いて、計算している。この全効率の計算値は攪拌損失と軸受損失が考慮されていないので、当然のことながら実験値よりも高くなる。

油の攪拌損失 $\Delta L_5$ と軸受損失 $\Delta L_6$ を理論的に計算するのは困難であるので、 $\Delta L_5$ と $\Delta L_6$ の近似値を次の様にして求めた。ローラ面の接触圧力を零に近づけていくと損失( $\Delta L_1, \Delta L_2, \Delta L_3, \Delta L_4$ )が減少する。しかし、ある圧力以下になると出力軸が回転しなくなるが、図4-25に示すように外挿すれば、接触圧力が零のときの損失が推定できる。圧力が零のときは $\Delta L_3$ と $\Delta L_4$ がほとんど零となるので、軸受損失の中の荷重に関係しない損失と攪拌損失を求めることができる。

軸受損失の中で、荷重に関係する部分は、転がり摩擦係数(0.003~0.001)から推定すればわかるが、他の損失に比較すれば無視できる程

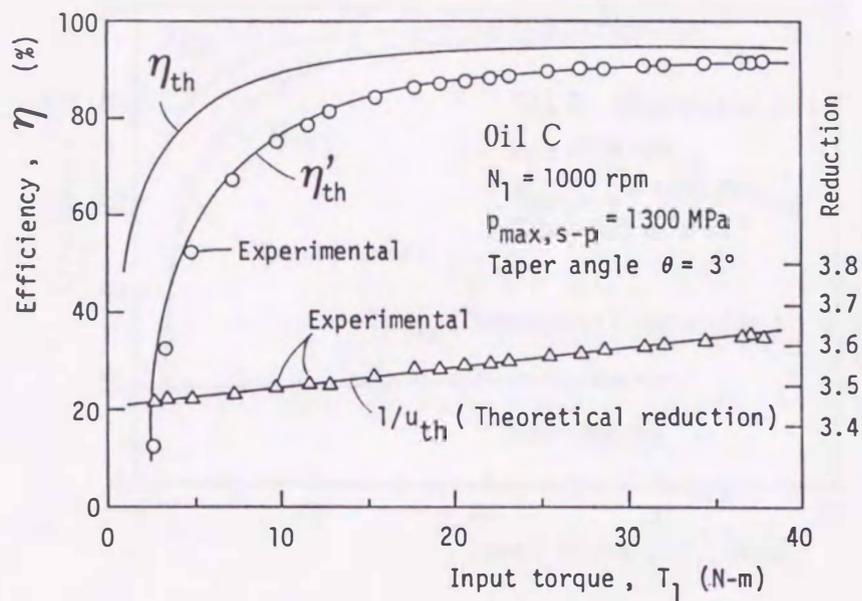


図 4 - 2 2 理論効率と理論減速比の実験値との比較  
 (ローラのテーパ角  $\theta = 3^\circ$ , C油 [63 cSt]).

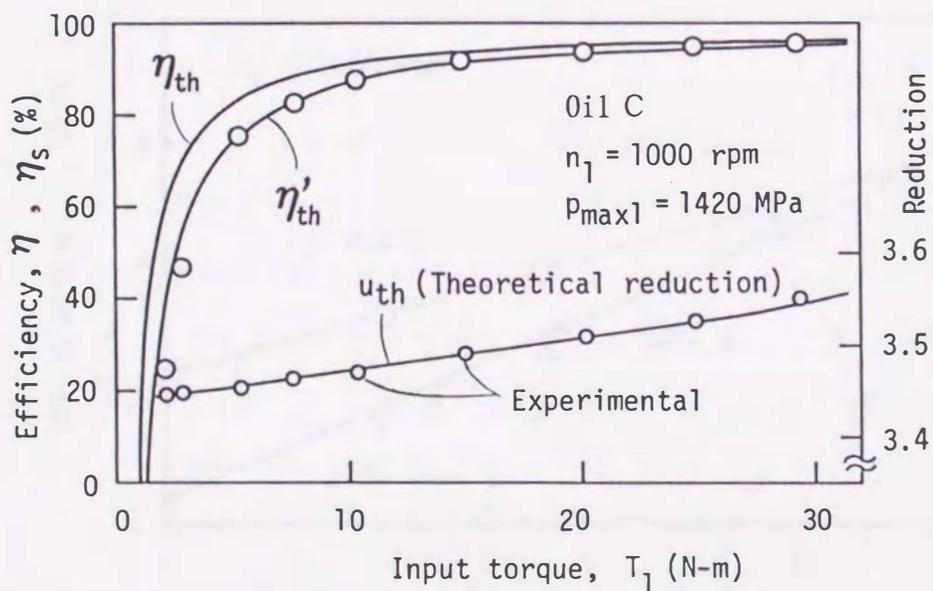


図 4 - 2 3 理論効率と理論減速比の実験値との比較  
 (ローラのテーパ角  $\theta = 2^\circ$ , C油 [63 cSt])

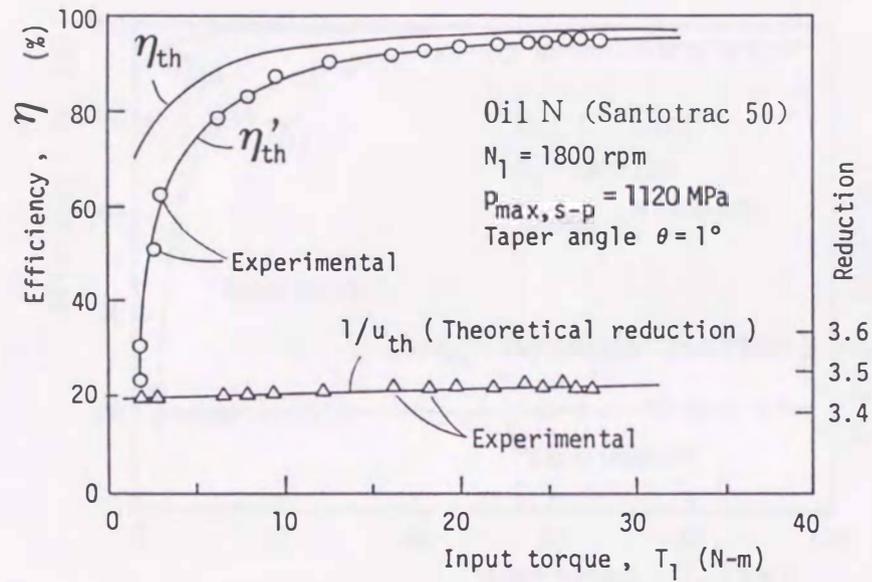


図 4 - 2 4 理論効率と理論減速比の実験値との比較  
 (ローラのテーパ角  $\theta = 1^\circ$ , トラクション専用 N油 [31 cSt])

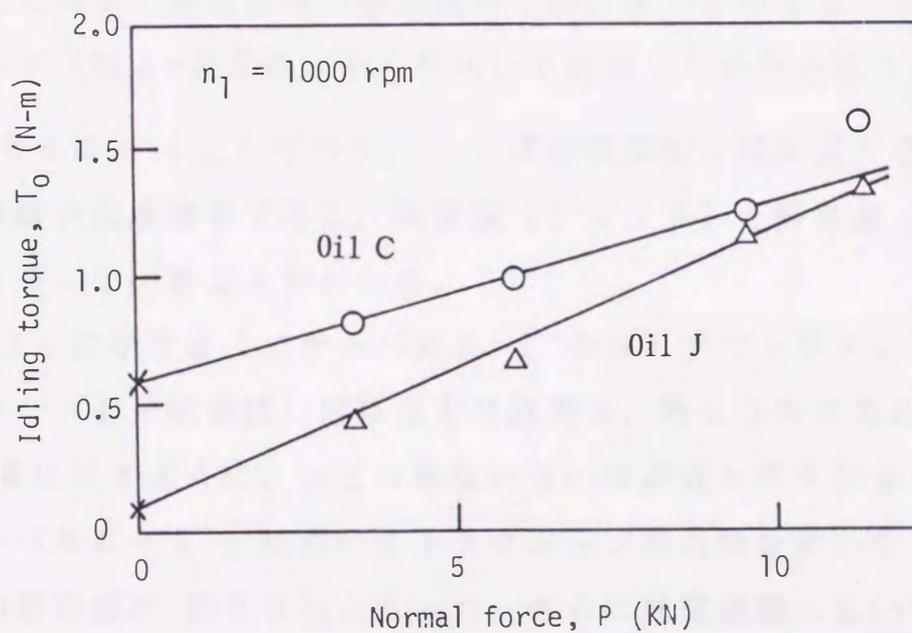


図 4 - 2 5 無負荷時の軸受損失と攪拌損失の推定  
 (ローラのテーパ角  $\theta = 2^\circ$ , C油 [63 cSt], J油 [9 cSt])

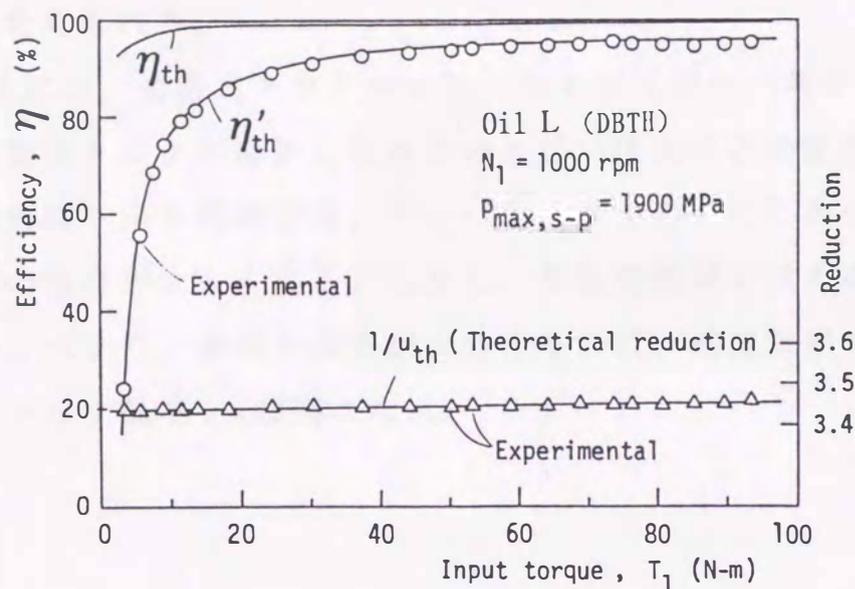


図 4 - 2 6 理論効率と理論減速比の実験値との比較  
 (ローラのテーパ角  $\theta = 0^\circ$ , トラクション専用 L 油 [66 cSt])

度のものである。無負荷時の軸受損失と攪拌損失を考慮して推定した損失トルク（図 4 - 2 5 の  $\times$  印）を用いて計算した結果を図 4 - 2 2 ~ 図 4 - 2 4 に  $\eta'_{th}$  として示す。 $\eta_{th}$  は軸受損失と攪拌損失を零としたときの動力伝達効率である。実験値（プロット）と計算値（実線）とはよく合っていることがわかる。

図 4 - 2 4 に示すようにテーパ角  $\theta = 1^\circ$  のローラでトラクション専用油を用いたとき全効率は、定格出力付近では、約 95% である。また、図 4 - 2 6 に示すように、スピンを生じない遊星式トラクションドライブ（テーパ角  $\theta = 0^\circ$ ）においてトラクション専用油を用いたときには、全効率の最高値が約 96% となった。さらに同変速機において、スピンドル油を用いて、入力回転数  $n_1 = 2000 \text{ rpm}$ , 約 1.4 kW で運転したとき、全効率 97% の最高効率を得ることができた（図 6 - 1 2）。

トラクシヨンドライブの全効率についての具体的発表例<sup>(2)(8)(9)(10)</sup>は、非常に少ないので、詳細な比較ができないが、本研究で得た結果は高い値と考えられる。

図4-27には、遊星式トラクシヨンドライブ（テーパ角 $\theta = 2^\circ$ ）において、負荷トルクが増加した場合のスピン損失などの変化を示している。軽負荷トルク領域では、テーパローラを用いたために生じるスピン損失の割合が大きくなる。しかし、高負荷領域ではその影響は少なくなる。つまり、負荷トルクが大きくなれば、速度効率 $\eta_v$ は低下するが、トルク効率 $\eta_r$ は高くなる。

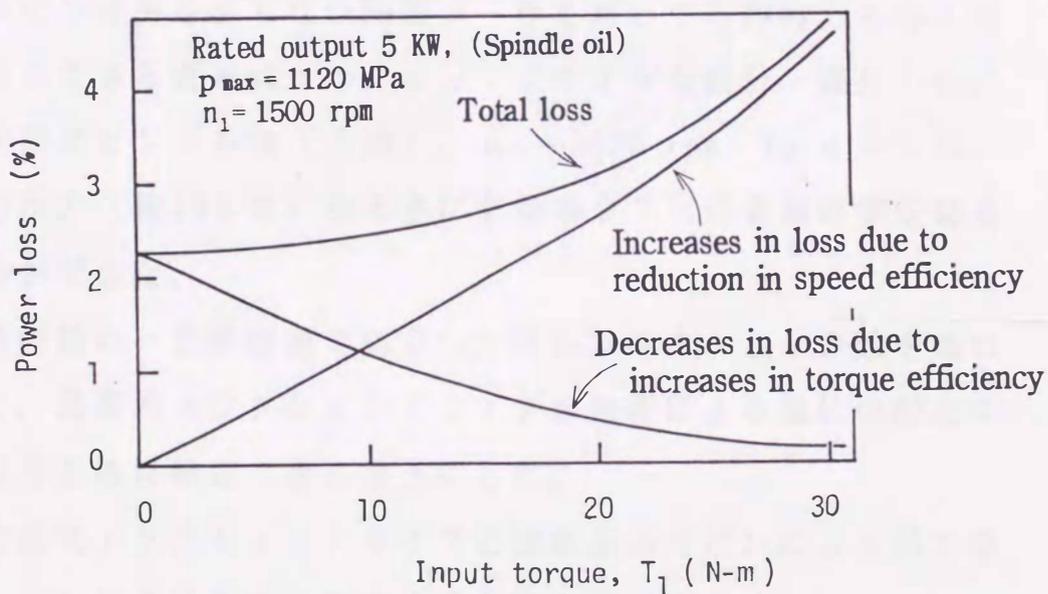


図4-27 負荷トルクの増加によるスピン損失の変化  
 (ローラのテーパ角 $\theta = 2^\circ$ , J油 [9 cSt])

#### 4.8 第4章のまとめ

2種類の遊星式トラクションドライブを独自に設計・製作して、全効率、減速比などを実測するとともに、それらを理論的に計算する式を導いた。本章の主な結論を以下に示す。

- (1) トラクション要素としてダブルテーパの遊星ローラを用いることで運転中に、トラクションドライブ部の押付力（接触圧力）を変化させることができる遊星式トラクションドライブを基礎試験用として設計製作した。性能試験を行なった結果、定格出力（約13kW）の約1/2のときに全効率95%の最高効率を得ることができた（トラクション専用油〔N油〕,  $n_1 = 1800$  rpm,  $1/u = 3.45$ ）。
- (2) スピン損失を生じない円筒ローラを用いても押付力を与えることのできる遊星式トラクションドライブも設計・製作した。鉱油系スピンドル油〔J油〕,  $n_1 = 2000$  rpm,  $1/u = 3.45$ , 定格出力（約19kW）のときに全効率97%の最高効率を得ることができた。
- (3) 2円筒ローラ試験機で測定して得たトラクション係数を基にして、遊星式トラクションドライブの負荷による速比の変化をかなり正確に推定できるようにした。
- (4) 遊星式トラクションドライブの接触面のスピンによる動力損失からトルク効率を計算する式を明らかにした。
- (5) 試作した遊星式トラクションドライブの性能試験から、トラクションドライブの動力伝達効率は、スピン損失、軸受損失、油の攪拌損失を考慮すれば推定できることを明らかにした。
- (6) 混合油を用いた場合の全効率は、基油の粘度とトラクション係数からかなり予想できることがわかった。

## 参考文献

- (1) 竹原, 摩擦車の接触面における動力損失, 機論, 45-392 (1979), p. 463.
- (2) 田中, トロイダル形無段変速機に関する研究, 機論, 53-491 (1987), p. 1500.
- (3) J. Modrey, Y. K. Younes, Analytic Determination of Slip and Efficiencies of Rolling Contact C. V. T.'s with Experimental Verifications Loewenthal, Trans, ASME, 108(1986), p. 72.
- (4) H. Winter & M. Simon, Einfluß von elastohydrodynamischen Parametern auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder, Konstruktion, 37-3 (1985), p. 93.
- (5) 潤滑用語集-解説付-, (社)日本潤滑学会編, 第2版(1992), p. 33, トライボロジー辞典, (社)トライボロジー学会編, 第1版(1995), p. 130,
- (6) 石橋, 駆動装置としての歯車とトラクションドライブ, 潤滑, Vol. 33, No. 4 (1988), p. 247.
- (7) S. H. Loewenthal, Spin Analysis of Concentrated Traction Contacts, Trans. of the ASME, Vol. 108 (1986), p. 77.
- (8) Loewenthal S. H., et al., Evaluation of a High Performance Fixed-Ratio Traction Drive, Trans. of ASME, 103-2 (1981), p. 410.
- (9) F. Najlepszy, Traction Drives Roll up Impressive Gains, Machine Design, 57-25 (1985), p. 68.
- (10) 高橋, 歯車装置と遊星ローラ装置の特性比較, 機械設計, Vol. 29, No. 11 (1985), p. 97.