

トロイダル形無段変速機に関する一考察

A Consideration on Characteristics of Traction Drive

町田 尚*・石原 智男*

Hisashi MACHIDA and Tomo-o ISHIHARA

1. ま え が き

トラクションドライブ形式の無段変速機の考察は古くからなされているが、その自動車への本格的な適用はいまだに実現していない。その理由の一つとして、トルク変動を伴う大動力の伝達においてトラクションドライブの耐久性に問題があることが挙げられる。たとえばトラクションドライブの従来の研究^{1)~3)}に示されているように伝達効率を高めるためには回転接触面内の平均圧力(ヘルツ圧力)は $1.4\sim 2.8 \times 10^9 \text{ Pa}$ が必要であり、この高圧力が寿命の低下をもたらす⁴⁾、自動車への適用を妨げていたものと考えられる。本研究は、トラクションドライブの一種であるトロイダル形無段変速機の回転接触面内の平均圧力を低下させ、しかも伝達効率の低下をできるだけ防ぐ方法を見出すことを目的としている。すなわち、弾性流体潤滑理論を用い、スピン損失を最小にして回転接触面積の増加をはかるための接触面形状のあり方を求めようとするものである。

2. 基礎関係式

2.1 回転接触面内の平均圧力

図1に示すトロイダル形無段変速機において、その回転接触面はヘルツの理論⁵⁾から図2に示すような円形状となる。だ円の長短軸半径 a, b は

$$a = n^3 \sqrt{3F_c / (E' \Sigma \rho)} \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$b = m^3 \sqrt{3F_c / (E' \Sigma \rho)} \quad \dots \dots \dots (2)$$

で与えられる。ここに、 $E' = 2 / \{ (1-\nu_1^2) / E_1 + (1-\nu_2^2) / E_2 \}$ (材料変数)、 $\Sigma \rho = 2(A+B) = 1/R_{11} + 1/R_{12} + 1/R_{21} + 1/R_{22}$ 、 $2(B-A) = 1/R_{11} - 1/R_{12} + 1/R_{21} - 1/R_{22}$ 、 $m, n : \cos \tau_0 = (B-A) / (A+B)$ を補助変数としてだ円積分から求まる係数、 F_c : 押しつけ力、 E_1, E_2 : 回転体 I, II のヤング率、 ν_1, ν_2 : 回転体 I, II のポアソン比、 R : 半径 (図1参照。 R_{11}, R_{21} は紙面直角方向の半径。 R_{12}, R_{22} は紙面水平方向の半径とする)。

* 東京大学生産技術研究所 第2部

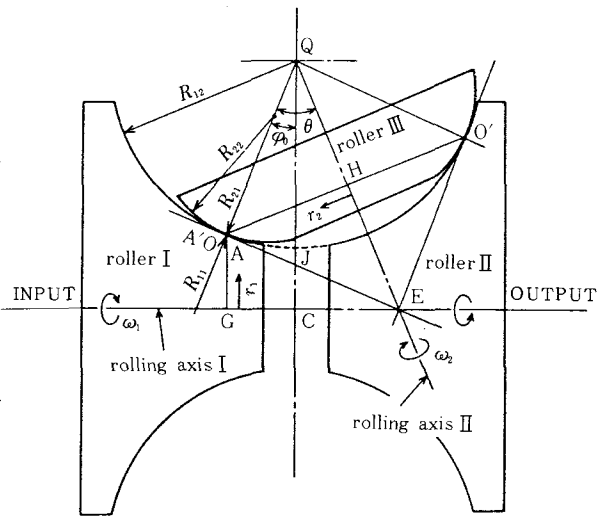


Fig. 1 Schematic geometry of toroidal traction drive

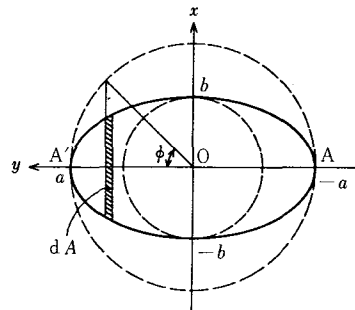


Fig. 2 Schematic geometry of contact area

接触面の平均圧力 p_m および最大圧力 p_{max} は

$$p_m = (2/3)p_{max} = F_c / \pi ab \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここに、 P は絶対圧力。

2.2 油膜厚さ

回転接触面内の油膜厚さは弾性流体潤滑理論の適用^{6), 7), 8)}によって求められる。ここでは Cheng⁹⁾の研究結果を適用する。すなわち

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= 1.625 (GU)^{0.74} / P^{0.22} & a/b &\geq 5 \\ H_0 &= 1.56 (GU)^{0.736} / P^{0.209} & a/b &= 2 \\ H_0 &= 1.415 (GU)^{0.725} / P^{0.174} & a/b &= 1 \\ H_0 &= 1.15 (GU)^{0.688} / P^{0.066} & a/b &= 0.5 \end{aligned} \right\} \dots (4)$$

ここに、 $H_0 = h_0 / R_x$, $G = \alpha \pi E' / 2$, $U = \mu_0 (u_1 + u_2) / (\pi E' R_x)$, $P = p_{max} / E'$, h_0 : 接触面中央油膜厚さ, $R_x = 1 / (1/R_{11} + 1/R_{21})$, α : 圧力係数(流体の粘度を $\mu = \mu_0 \exp \alpha(p - p_0)$ と仮定する. p_0 : 大気圧), u_1, u_2 : 回転体 I, II の周速.

3. トロイダル形の性能

図1の基本形状について、(1)回転接触面内の形状は2.1で求められるだ円とする、(2)回転接触面内の圧力は2.1で求められる平均圧力が様に分布しているものとする。(3)回転接触面内の流れはクウェット流れとし、流体はニュートン流体とみなす、の仮定のもとにトロイダル形の性能を求める。

3.1 幾何学的関係

接触面の要素面積 dA , 回転軸 I, II から接触面までの半径 r_1, r_2 , スピン Sp は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} dA &= -2ab \sin^2 \phi d\phi \\ r_1 &= (1+k - \cos \phi_0)R_{12} + y \sin \phi_0 \\ r_2 &= R_{12} \sin \theta + y \cos \theta \\ Sp &= \{[(1+k - \cos \phi_0)R_{12} - a \sin \phi_0] \\ &\quad / (R_{12} \sin \theta + a \cos \theta)\} [(R_{12} \sin \theta \\ &\quad - a \cos \theta) / \{(1+k - \cos \phi_0)R_{12} \\ &\quad - a \sin \phi_0\}] - 1 \end{aligned} \right\} (5)$$

ここに、 $k = \cos(\theta - \phi_0) / \cos \theta - 1$, 記号は図1, 2 参照.

3.2 トルク

接触面内の油膜流れによるせん断応力 τ は $\tau = \mu(u_1 -$

$u_2) / h_0$ で与えられる. したがって回転体 I と II の接触面によって II にかかるトルク T は

$$T = \int_A \tau r_2 dA = 2\pi a^3 b \mu \omega_1 (K_1/8 + K_2/2) / h_0 \dots (6)$$

で与えられる. ここに、

$$\begin{aligned} K_1 &= \cos \theta \{ \sin \phi_0 - (\omega_2/\omega_1) \cos \theta \} \\ K_2 &= (R_{12}^2/a^2) \sin \theta \{ (1+k - \cos \phi_0) - (\omega_2/\omega_1) \cos \theta \} \end{aligned}$$

3.3 動力

回転体 I の動力を L_1 , 回転体 II の動力を L_2 とすれば、

$$L_1 = 2\pi a^3 b \mu \omega_1^2 (K_3/8 + K_4/2) / h_0 \dots (7)$$

$$L_2 = 2\pi a^3 b \mu \omega_2^2 (\omega_2/\omega_1) (K_1/8 + K_2/2) / h_0 \dots (8)$$

で与えられる. ここに、

$$\begin{aligned} K_3 &= \sin \phi_0 \{ \sin \phi_0 - (\omega_2/\omega_1) \cos \theta \} \\ K_4 &= (R_{12}^2/a^2) (1+k - \cos \phi_0) \{ (1+k - \cos \phi_0) \\ &\quad - (\omega_2/\omega_1) \sin \theta \} \end{aligned}$$

3.4 効率

回転体 I, II 間の伝達効率 η_1 は $\eta_1 = L_2/L_1$ として求められる. 同様にして回転体 II, III 間の伝達効率 η_2 が求められ、全体効率 η_0 は $\eta_0 = \eta_1 \eta_2$ となる.

4. 計算結果

前記の諸式を用い、表1に示す例についての計算結果を図3, 4, 5に示す. これらの図は、材料変数および R_{22} を変化した場合の回転体 I, II 間の伝達効率、平均圧力、スピンおよび接触面積を示す. 図から、平均圧力がほぼ 10.0×10^8 Pa 以上では効率にほとんど差がみられないが、平均圧力を下げるにつれて効率に差が現れることがわかる. この結果を整理し、 a/b の値を変えたときの平均圧力と全体効率の関係を図6に示す. また、図6において材料をパラメータとした曲線は、鋼、鋳鉄、アル

Table 1 Values of parameters used in calculation

parameter	notation	dimension	value		
preload	F_c	N	7.35×10^3		
torque	T	N·m	1.96×10		
radius of curvature for roller I	R_{12}	m	5.0×10^{-2}		
viscosity	μ_0	Pa·S	4.5×10^{-2}		
pressure-viscosity coefficient	α	(Pa·S) ⁻¹	1.22×10^{-8}		
angular-velocity of roller I	ω_1	S ⁻¹	104.7		
swing angle of roller II	ϕ_0	rad.	0.5236 (min. spin)	0.8726 (max. spin)	
radius of curvature for roller II	R_{22}	m	2.7×10^{-2}	4.2×10^{-2}	4.6×10^{-2}

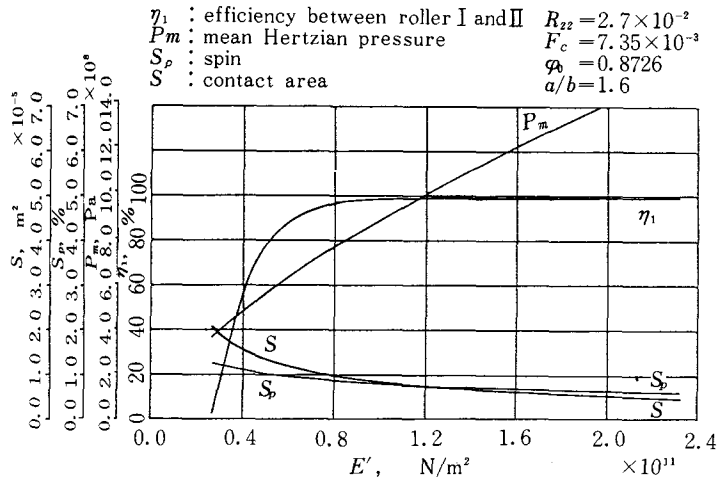


Fig. 3 Characteristics as function of material parameter E'

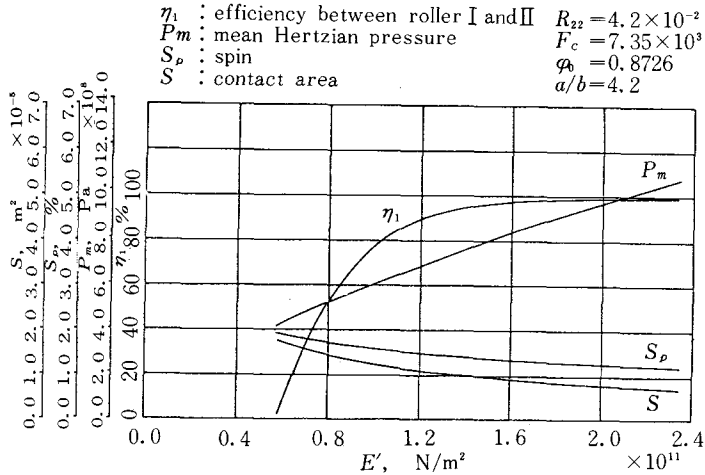


Fig. 4 Characteristics as function of material parameter E'

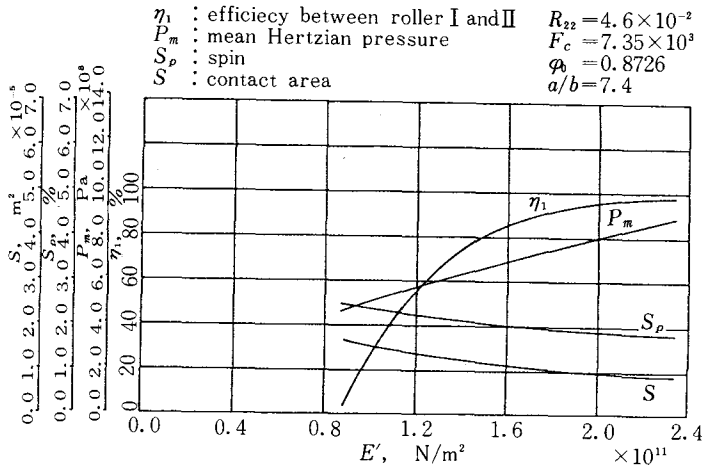


Fig. 5 Characteristics as function of material Parameter E'

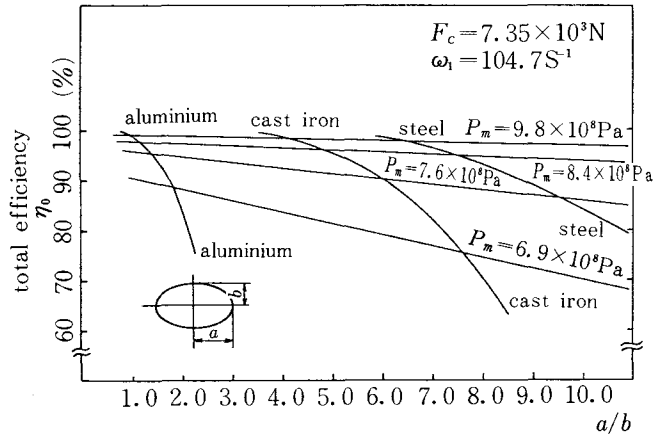


Fig. 6 Effect of shape of the contact area on overall efficiency

ミ合金を回転体の材料とし (E' にはそれぞれの材料の値を使用), R_{22} を変化させたとき (a/b が変化する)の効率を示すものである。この図からたとえば、全体効率を90%とする場合、回転体の材料として鋼を用いれば平均圧力は $8.0 \times 10^8 \text{ Pa}$ 程度となるが、アルミ合金を用いれば $7.0 \times 10^8 \text{ Pa}$ 程度にすることができる。

5. ま と め

以上、弾性流体潤滑理論を用いてトロイダル形無段変速機の動力伝達特性の表式を求め、それを回転体の材料変数で整理して数値計算を行い、 a/b の変化に対する伝達効率の変化を明らかにした。回転接触面のだ円の面積は $S = \pi ab$ で与えられ、スピン損失は a の増加とともに増加する。これより、スピン損失を最小にして回転接触面積の増加をはかるためには、 a/b の値を1に近づけることが有効であることが示される。その具体例として、 $7.6 \times 10^8 \text{ Pa}$ 程度の平均圧力においても95%の全体効率の得られることが明らかになった。

(1981年4月25日受理)

文 献

- 1) C. Kraus, "Traction", Machine Design, July 2, 1964.
- 2) J. Kraus, "A Continuously Variable Transmission for Automotive Fuel Economy", SAE, 751180, 1975.
- 3) L. Hewko, "Roller Traction Drive for Quiet, High Speed Power Transmission", SAE, 690572, 1969.
- 4) 曾田, "軸受", 岩波書店
- 5) Timoshenko, "Theory of Elasticity", McGRAW-HILL.
- 6) D. Dowson and G. R. Higginson, "Elasto-Hydrodynamic Lubrication", PERGAMON.
- 7) A. Cameron, "The Principles of Lubrication", LONGMAN.
- 8) B. J. Hamrock and D. Dowson, "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts", Trans. ASME, F, January 1977.
- 9) H. S. Cheng, "A Numerical Solution of the Elastohydrodynamic Film Thickness in an Elliptical Contact", Trans. ASME, F, January 1970.