



ゼロスピンドディスクを用いたシャフトドライブCVT のパワーウェイトレシオ向上(第2報,動力伝達効率の 測定)

メタデータ	言語: jpn 出版者: 日本機械学会 公開日: 2020-01-22 キーワード (Ja): キーワード (En): Machine Element, Tribology, Accuracy, CVT, Traction Drive, EHL, Spin, Efficiency 作成者: 成田, 幸仁, 山中, 将, 井上, 克己 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/00010100

ゼロスピンドISKを用いたシャフトドライブ CVT の パワーウェイトレシオ向上* (第2報, 動力伝達効率の測定)

成田 幸仁*¹, 山中 将*², 井上 克己*²

Improvement to Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk (2nd Report, Measurement of Efficiency)

Yukihito NARITA*³, Masashi YAMANAKA and Katsumi INOUE

*³ Department of Mechanical Systems Engineering, Muroran Institute of Technology,
27-1 Mizumoto-cho, Muroran-shi, Hokkaido, 050-8585 Japan

The novel mechanism CVT (Shaft Drive CVT, S-CVT) was developed by the authors. The improvement of the power to weight ratio, namely the increase of transmitted power with downsizing and lightening of the transmission is important applying the S-CVT to automobiles. To achieve this objective, the zero-spin disk/roller was devised. By using this disk/roller, the spin decreased to less than 0.9% and the contact pressure also decreased comparing with the ordinary concave one. In this report, the effect of the zero-spin disk/roller was confirmed by the calculation and the experiment. The efficiency of the zero-spin disk/roller was calculated by considering the power transmission of the backup roller based on the traction curve. The calculated efficiency and speed efficiency were 87.7 to 92.7% and 99.0 to 99.4%, respectively. These efficiencies were measured by the experiment using the prototype S-CVT equipped with the zero-spin disk/roller. The results of 79.6% to 95.2% and 99.0 to 99.1%, respectively, were in agreement with the calculated results.

Key Words: Machine Element, Tribology, Accuracy, CVT, Traction Drive, EHL, Spin, Efficiency

1. 結 言

転動体間に介在する弾性流体潤滑油膜のせん断力によって動力を伝達するトラクションドライブには、歯車による動力伝達機構に比べて、振動や騒音が少なく、無段変速機 (CVT) を構成できるという利点がある。

山中らは、ベルト式 CVT において強度的に問題となるベルトの代わりに、ハーフトロイダル型 CVT⁽¹⁾ で採用されている、剛なディスクとローラを用いたトラクションドライブによる動力伝達を行なうという着眼点にもとづき、シャフトドライブ CVT (以下 S-CVT と記す) を開発した⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。

S-CVT は自動車への搭載を念頭に置いているので、パワーウェイトレシオの向上、すなわち伝達動力を増大させつつ、小型・軽量化することが要求されている。

これを実現するには、動力損失の原因となるスピンの発生を抑制する必要がある。牧野は 3K 型同軸 CVT について⁽⁵⁾⁽⁶⁾、Xiaolan は遊星トラクションドライブ減速機について⁽⁷⁾⁽⁸⁾、それぞれスピン低減の方法と効果を示している。

S-CVT については、曲面ディスク・ローラの考案と性能評価を行い、すべり率の低減による効率向上が確認された⁽³⁾。しかし、転動体寸法の最適設計を行なったところ、ヘルツ圧とスピン低減が不十分なために、十分なトルク容量が得られないことが明らかになった⁽⁹⁾。これを解決するために、前報⁽¹⁰⁾においてスピンとヘルツ圧を同時に低減するゼロスピンドISKを考案した。最適設計を行ったところ、パワーウェイトレシオは従来の曲面ディスクより 36% 向上した。

本報では、ゼロスピンドISKの効果を実験により確認する。最初にこれを用いた S-CVT の理論動力伝達効率とトルク容量を、バックアップローラ機構⁽⁴⁾の動力伝達メカニズムに基づいて求める。次に、ゼロスピンドISKを製作して形状誤差を測定し、それがトラクション特性に与える影響を検討する。最後に、ゼロスピンドISKを S-CVT 試験機に搭載して動力伝達効率とトルク容量を測定し、計算結果やこれまで

* 原稿受付 2008年9月18日。

*¹ 正員, 室蘭工業大学機械システム工学科(☎050-8585 室蘭市水元町27-1)[元: 東北大学大学院工学研究科(☎980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-01)]。

*² 正員, 東北大学大学院工学研究科(☎980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉6-6-01)。

E-mail: y-narita@mmm.muroran-it.ac.jp

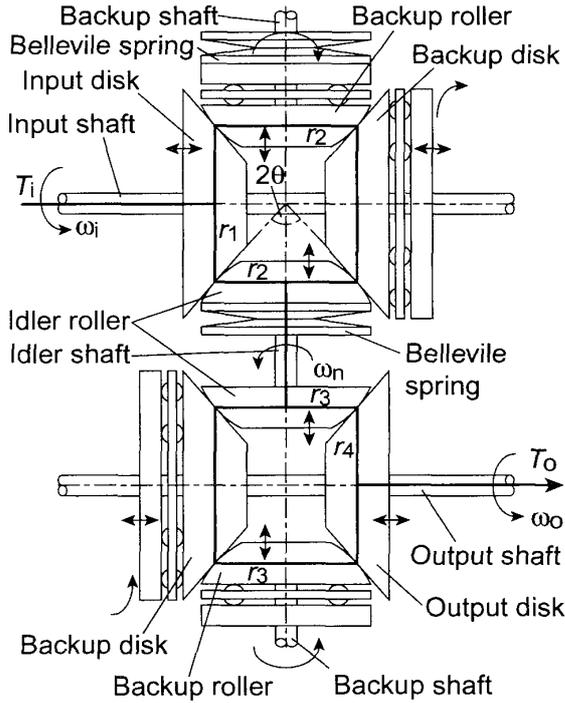


Fig.1 Schematic of Shaft Drive CVT

の実験結果⁽³⁾と比較して効果を確認する。

2. シャフトドライブCVT

2.1 S-CVTの機構 図1にS-CVTの機構⁽⁴⁾を示す。入出力軸は平行であり、中間軸、バックアップ軸はこれらに直交している。入出力ディスクと中間ローラはそれぞれの軸の回転方向に固定され、軸方向にのみ移動できる。バックアップディスクとバックアップローラも軸方向に移動できるが、軸受を介して軸とは逆方向に回転する。変速は、全てのディスクとローラをそれぞれの軸方向に移動させ、転動体の回転半径 $r_1 \sim r_4$ を変化させて行なう。変速比 e_s は、 $e_s > 1$ で増速状態と定義すると、次のように表される。

$$e_s = \frac{r_3}{r_2 r_4} \tag{1}$$

入力ディスクに入力された動力は、中間ローラ→出力ディスクの他に、バックアップローラ→バックアップディスク→中間ローラを経由して伝達される⁽⁴⁾。ローラには、クラウニングを施した円すいローラを使用する。ディスクとローラの寸法と形状は、入力側と出力側で同一とする。

2.2 ゼロスピンディスク ゼロスピンディスクの形状⁽¹⁰⁾を図2に示す。ディスクの回転軸をx軸とし、半径方向にy軸を取ると、ディスク断面曲線は以下の点群で表される⁽¹⁰⁾。

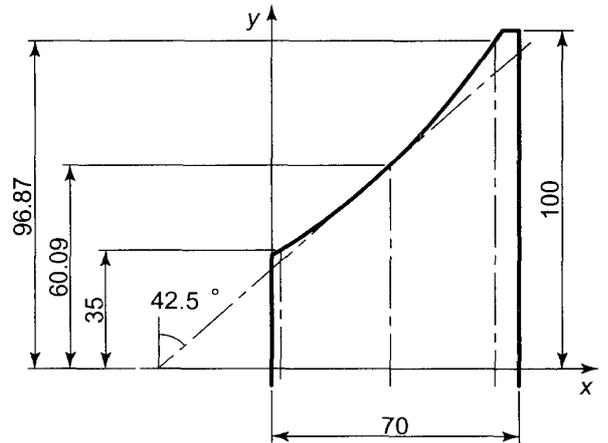


Fig.2 Profile of zero-spin disk ($\theta_0=42.5^\circ, r_{2c}=32\text{mm}$)

$$\begin{cases} x = C - \left[\frac{1}{2} \ln(\varphi^{-2}) + \left(\frac{\ln \sqrt{1+\varphi^{-2}} - 1}{\sqrt{1+\varphi^{-2}} + 1} - \frac{2}{\sqrt{1+\varphi^{-2}}} \right) \frac{r_{2c}}{2} \right] \\ y_{th} = \varphi \left(r_{10} \tan \theta_0 - r_{2c} \cos \theta_0 + \frac{r_{2c}}{\sqrt{1+\varphi^{-2}}} \right) \end{cases} \tag{2}$$

ここで、 θ_0 と r_{10} はそれぞれ $e_s = 1$ でのローラ半頂角とディスク回転半径、 r_{2c} はローラクラウニング半径である。ディスク接線の傾きを表す媒介変数 φ によって求めた点群 (x, y) がゼロスピンドディスク断面形状となる。図2は $\theta_0 = 42.5^\circ$ 、 $r_{2c} = 32 \text{ mm}$ として得られた断面形状であり、変速比幅 2.35 (増速) ~ 0.43 (減速) を有する。

このディスクとローラの共通接線は、すべての変速範囲で両回転軸交点を通過する。これにより、従来の円すいおよび曲面ディスク・ローラ⁽⁹⁾と比較して、すべり率の増加やトラクション係数の低下を招くスピンの発生量が少ない。また、曲面ディスクと比較してヘルツ圧も低い。以上の二つの利点から、ゼロスピンドディスクのS-CVTへの適用により、パワーウェイトレシオの向上が期待できる。

3. 理論動力伝達効率とトルク容量

動力伝達効率 η 、速度伝達効率 η_s 、トルク伝達効率 η_t を以下のように定義する⁽⁹⁾。

$$\eta = \frac{N_o T_o}{N_i T_i} = \eta_s \eta_t \tag{3}$$

$$\eta_s = \frac{N_o}{e_s N_i} = (1 - C_{ri})(1 - C_{ro}) \tag{4}$$

$$\eta_t = \frac{e_s T_o}{T_i} \tag{5}$$

ここで、 N_i 、 N_o は入出力回転速度、 T_i 、 T_o は入出力トルク、 C_{ri} と C_{ro} はそれぞれ中間ローラと入力ディ

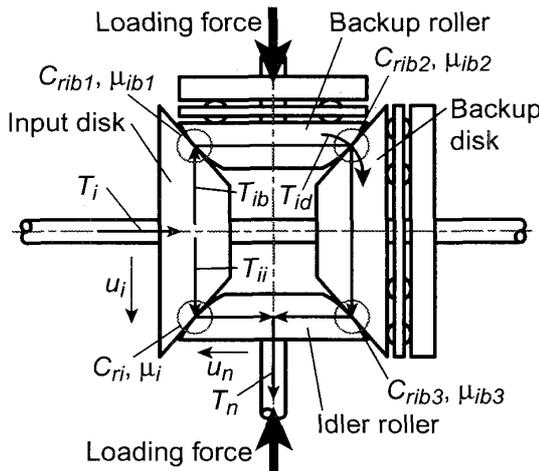


Fig.3 Power transmission by backup roller

スクおよび中間ローラと出力ディスク接触点におけるすべり率である。

ここで、式(3)～(5)を計算するために、入力トルク T_i を理論的に求める。図3に入力軸側のディスクとローラを示す。動力伝達に必要な推力は、中間ローラ背面とバックアップローラ背面から、それぞれ等しい大きさで与える。各ディスクとローラの接触点における最大ヘルツ圧 P_H が等しくなるため、各接触点で得られるトラクションカーブも等しいと見なせる。入力トルク T_i は、中間ローラ側へ T_{ii} 、バックアップローラ側へ T_{ib} 分配される。簡単化のために軸受によるトルク損失を無視して考えると、中間軸のトルク T_n と、バックアップローラからバックアップディスクへ伝達されるトルク T_{id} は以下の式で表される。

$$T_n = \frac{r_2}{r_1} (T_{ii} + T_{ib}) \quad (6)$$

$$T_{id} = \frac{r_1}{r_2} T_{ib} \quad (7)$$

入力ディスクの周速を u_i 、入力ディスクと中間ローラの接触点におけるトラクション係数を μ_i とおく。また、バックアップローラを通過する動力伝達経路上の各接触点におけるすべり率とトラクション係数を、図3に示したように、それぞれ C_{rib1} 、 μ_{ib1} 、 C_{rib2} 、 μ_{ib2} 、 C_{rib3} 、 μ_{ib3} とおく。中間ローラ周速 u_n は、次式で表される。

$$u_n = (1 - C_{ri}) u_i = (1 - C_{rib1})(1 - C_{rib2})(1 - C_{rib3}) u_i \quad (8)$$

上式を変形してすべり率の累乗の項を無視すると、

$$C_{ri} = C_{rib1} + C_{rib2} + C_{rib3} \quad (9)$$

なる関係が得られる。

ここで、各トルクを押付力 F_c とトラクション係数

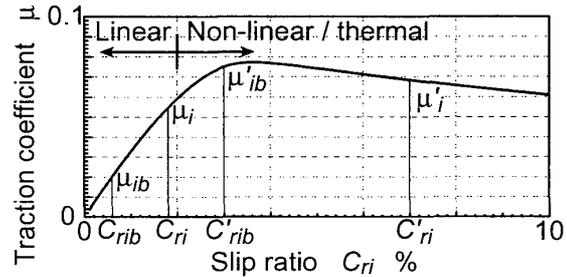


Fig.4 Relation between slip ratio and traction coefficient of idler and backup roller

で表すと、以下の式が得られる。

$$T_{ii} = \mu_i F_c r_1 \quad (10)$$

$$T_{ib} = \mu_{ib1} F_c r_1 \quad (11)$$

$$T_{id} = \mu_{ib2} F_c r_1 \quad (12)$$

$$T_n = (\mu_i + \mu_{ib3}) F_c r_2 \quad (13)$$

図4に示すトラクションカーブの線形領域において考えると、式(9)よりトラクション係数に関する次式が得られる。

$$\mu_i = \mu_{ib1} + \mu_{ib2} + \mu_{ib3} \quad (14)$$

式(6)～(14)より、以下の式が得られる。

$$\mu_{ib1} = \mu_{ib2} = \mu_{ib3} = \frac{1}{3} \mu_i \quad (15)$$

$$C_{rib1} = C_{rib2} = C_{rib3} = \frac{1}{3} C_{ri} \quad (16)$$

すなわち、トラクションカーブの線形領域内での動力伝達では、バックアップローラ側動力伝達経路におけるすべり率とトラクション係数は、入力ディスクと中間ローラの接触点におけるそれらの1/3となる。

C_{ri} が大きくなり、非線形領域の C'_{ri} に達した場合でも、式(9)は成り立つ。ただし、 C'_{ri} の増加に対して μ'_i が増加しなくなるために、すべりの増大により効率が低下するか、グロススリップが生じて動力伝達が不可能になる。以上より、最高効率時の入力トルク T_i は、バックアップローラを設置しない場合と比較して4/3倍になり、

$$T_i = \frac{4}{3} \mu_i F_c r_1 = \frac{4}{3} T_{ii} \quad (17)$$

が得られる。

推力 $F_a = 4.3$ kN を与えて図2に示したゼロスピンディスクのトラクションカーブを計算し、 μ_i が最大値をとる時の T_i を上式から求めた。また、この時の C_{ri}

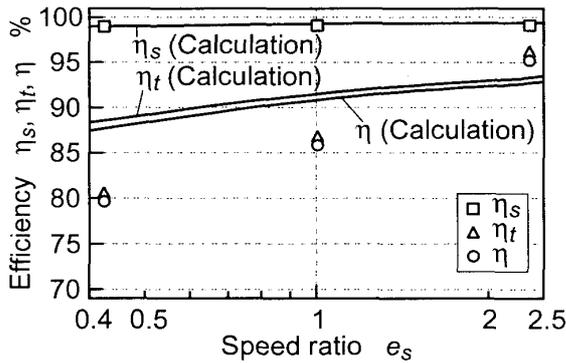


Fig.5 Relation among speed ratio e_s , efficiency η_s, η_t and η

と C_{ri} をトラクションカーブより求め、式(3)~(5)より動力伝達効率 η 、速度伝達効率 η_s およびトルク伝達効率 η_t を計算した結果を図5に示す。出力トルク T_o は、次式に示すように、伝達トルク T_i / e_s から軸受のトルク損失を減じて求めた⁽⁴⁾⁽⁹⁾。

$$T_o = \frac{T_i}{e_s} - \left(\frac{T_{li}}{e_s} + T_{lo} \right) \quad (18)$$

T_{li} と T_{lo} は、それぞれ入力軸周りと出力軸周りの軸受で生じるトルク損失を表す。上式のトルク損失の項 $T_{li}/e_s + T_{lo}$ は、推力 F_a を一定とすると、変速比 e_s が大きくなるほど減少する。そのため、 η_t は 88.6 ~ 93.3% の間で変化し、増速状態で最大となる。また、全変速比に渡ってスピンが発生せず、トラクションカーブ初期勾配が大きいために、 η_s は 99.0 ~ 99.4% と高い値を得た。 η は 87.7 ~ 92.7% となった。

4. ゼロスピンドディスクの形状誤差

ゼロスピンドディスクの加工誤差がトルク容量とすべり率に与える影響を評価する。 y_{real} を実際に加工されたゼロスピンドディスク形状とし、加工誤差 y_{error} を式(2)の理論回転半径 y を用いて次のように定義する。

$$y_{error} = y_{real} - y \quad (19)$$

この y_{error} を与え、トラクション油膜の弾塑性モデル⁽⁹⁾⁽¹¹⁾ を用いてスピン角速度比とトラクションカーブを計算により求めることで、加工誤差の影響を評価する。

入力側スピン角速度比 ω_{sp} / ω_i を次式⁽⁹⁾ で計算する。

$$\frac{\omega_{sp}}{\omega_i} = \cos \theta - \frac{r_1}{r_2} (1 - C_{ri}) \sin \theta \quad (20)$$

ここで、 ω_i は入力角速度、 θ はディスクとローラの共通接線がローラ軸と成す角である。 θ には各変速比における値を用いる。

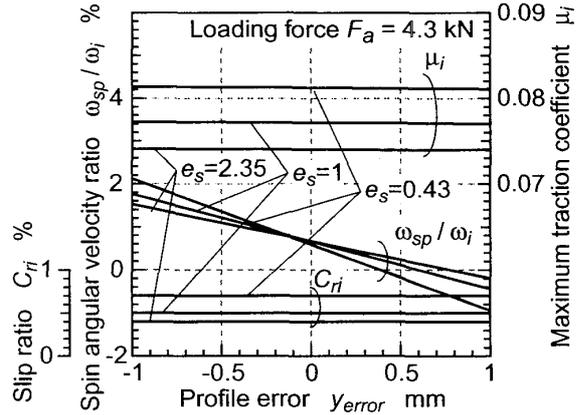


Fig.6 Relation among profile error y_{error} , spin angular velocity ratio ω_{sp} / ω_i , slip ratio C_{ri} and traction coefficient μ_i

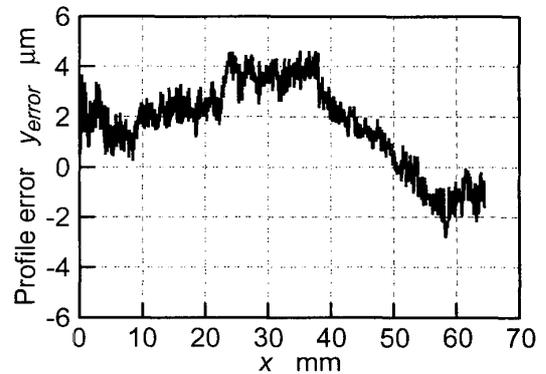


Fig.7 Measured profile error of zero-spin disk

y_{error} の変域を ± 1 mm、推力 $F_a = 4.3$ kN として計算した、変速比 1, 2.35 および 0.43 における、 μ_i の最大値とその時の C_{ri} および ω_{sp} / ω_i を図6に示す。トラクションドライブには常に微少なすべりが必要であり、 $C_{ri} = 0\%$ にはならないため、式(20)に示したように、 $y_{error} = 0$ の時も $\omega_{sp} / \omega_i = 0\%$ にはならない。 ω_{sp} / ω_i は y_{error} にあわせて変化するが、 C_{ri} と μ_i はほぼ一定である。以上より、誤差が ± 1 mm 以内であれば、スピンの C_{ri} と μ_i に及ぼす影響は小さいと言える。

図2に示したゼロスピンドディスクを製作した。初めに x 方向に 0.1 mm 刻みで計算した断面形状を表す点群を NC 旋盤に入力して荒加工を行った。これに浸炭焼入れを施した後に、NC 研削盤にて研削仕上げした。次に、ディスクを三次元測定器で測定し、式(19)より加工誤差を求めた。測定結果の一例を図7に示す。 $e_s = 0.43, 1, 2.35$ では、それぞれ $x = 2.5$ mm, 33.5 mm, 63.2 mm でディスクとローラは接触する。それらの場合における誤差は、1.56 μm , 3.18 μm , -2.20 μm であった。製作した4個のディスクの誤差範囲はほぼ同一であった。この時発生するスピンは1%以下

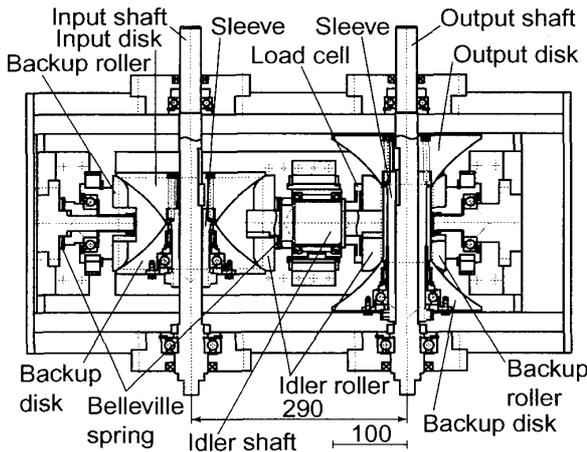


Fig. 8 Apparatus of prototype S-CVT equipped with zero-spin disk

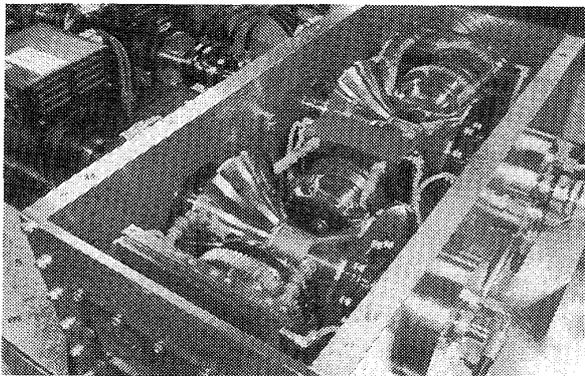


Fig. 9 Photograph of prototype S-CVT equipped with zero-spin disk

であり、図6の結果より、 C_{ri} と μ_i に及ぼす影響は十分に小さい。

5. 動力伝達効率の測定

5.1 S-CVT 試験機の構造 図8にゼロスピンドディスクを搭載したS-CVT試験機を示す。また、図9に試験機の写真を示す。ディスクとローラの諸元は図2に示したものと同一である。試験機の構造は既報⁽⁴⁾とほぼ同一である。入出力ディスクとバックアップディスクはスリーブに固定されており、ディスク間隔を保ったまま軸方向に移動する。スリーブはすべりキーを介して入出力軸と連結されており、ディスクと入出力軸間の動力伝達を中継する。中間ローラをディスクに押し付け、スリーブを軸方向に移動させることにより、中間ローラは入出力ディスクとバックアップディスクに均等に接触する。簡単化のために、機械的に変速する機構は備えていない。スリーブを長さの異なるものに交換することで変速比を変える。二つのバックアップローラは同一のベース上に固定され、変速比に合わせてベースと一体となってローラ軸方向へ

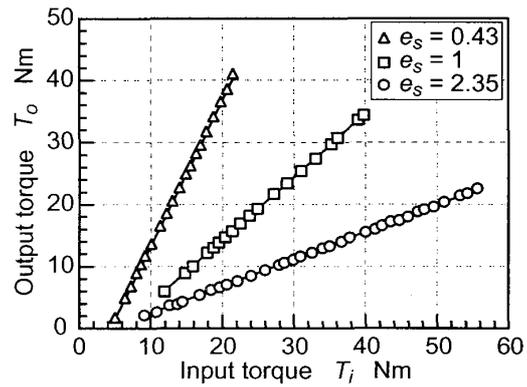


Fig. 10 Relation between input torque T_i and output torque T_o

Input speed N_i : 150 min⁻¹
 Loading force F_a : 4.3 kN
 Temperature of oil supply: 300 K

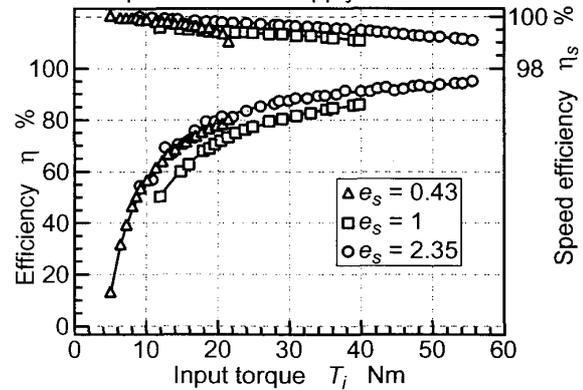


Fig. 11 Relation among input torque T_i , efficiency η_s and η

移動する。動力伝達に必要な推力は、中間ローラと中間軸の間及び、バックアップローラとそのホルダの間一つずつ設置した皿ばねを用いて与える。皿ばねの反力は、中間ローラの場合は中間軸を、バックアップローラの場合はベースを介して、皿ばねが設置されていない側のローラに推力として付与される。推力は中間軸上に設けたロードセルを用いて測定する。

5.2 効率測定結果と考察 ゼロスピンドディスク用S-CVT試験機を用いて T_i 、 T_o 、 N_i および N_o を測定し、式(3)~(5)で定義した動力伝達効率 η 、速度伝達効率 η_s 、トルク伝達効率 η_t を求めた。実験は、変速比 $e_s = 0.43, 1, 2.35$ のそれぞれについて、推力 $F_a = 4.3$ kNを与えて行った。 $N_i = 150$ min⁻¹で一定とし、 T_o を電磁ブレーキで増加させて、グロススリップが生じる直前まで測定を行った。測定時の供給油温は300 Kである。

図10に T_i と T_o の関係を示す。 T_i に対する T_o の勾配は変速比 e_s の逆数となっており、ゼロスピンドディスクが正常にトルク伝達を行っていることがわかる。図11

Table 1 Results of experiment

Speed ratio	e_s	0.43	1	2.35
Efficiency	η [%]	79.6	85.8	95.2
Speed efficiency	η_s [%]	99.0	99.1	99.1
Torque efficiency	η_t [%]	80.5	86.7	96.0

Table 2 Comparison of power to weight ratio

Zero-spin : $e_s = 0.43$, Concave : $e_s = 0.5$

	Zero-spin	Concave	Concave (compensated)
η [%]	79.6	55.5	61.5
T_i [Nm]	21.5	5.0	7.5
N_i [min^{-1}]	150	100	150
M [kg]	32.4	6.4	7.5
F_a [N]	4.3	3.1	3.1
P_H [GPa]	1.8	2.4	2.4
J [W/kg]	8.3	4.5	9.7

に T_i と動力伝達効率 η 、速度伝達効率 η_s の関係を示す。本実験は一定推力で行ったために、 T_i の増加にしたがってすべりが増加し、 η_s が低下する。また、表 1 に各変速比における η 、 η_s 、 η_t の最大値をまとめて示す。 η_s はグロススリップ直前でも 99% 以上である。この理由は、スピンが生じないゼロスピンドィスクではトラクションカーブ初期勾配が大きく、少ないすべりでトルク伝達が可能なためである。そのため、増速状態で $\eta = 95.2\%$ という高い動力伝達効率を得た。軸受のトルク損失が大きい減速状態になるに従ってトルク伝達効率 η_t が低下し、それに合わせて η も低下していることが分かる。

図 5 に、各変速比における η 、 η_s 、 η_t の最大値を計算結果とあわせて示す。 η_t の計算結果との差は、等速状態では -4.1 ポイント、減速状態では -7.2 ポイントとなった。結果は概ね一致しているが、減速状態になるに従って差が拡大している。オイルシールや軸継手のトルク損失は計算には考慮されていないが、それらは回転速度が低くなるに従って増加する傾向がある。本実験では入力回転速度 N_i を一定としたために、減速状態になるに従って出力回転速度 N_o が減少する。それによってオイルシールや軸継手のトルク損失が増加し、計算結果との差が拡大したと考えられる。しかし、増速状態では計算結果と一致し、差は 2.7 ポイントである。また、 η_s を見ると、どの変速状態においても計算結果と一致し、差は 0 ~ 0.3 ポイントと少ない。これらの結果より、ゼロスピンドィスクが理論通り機能していることが確認できた。

最後に、実験結果からパワーウェイトレシオ⁽¹⁰⁾を算出し、曲面ディスクによる実験結果と比較する。パ

ワーウェイトレシオ J ⁽¹⁰⁾ は次式で定義される。

$$J = \frac{\eta \omega_i T_i}{M} \quad (20)$$

ω_i 、 T_i はそれぞれ最高効率時の回転角速度と入力トルク、 M は全てのディスクとローラの質量である。

得られた結果を表 2 に示す。曲面ディスクにおける実験結果はバックアップローラが設置されていない S-CVT 試験機⁽²⁾⁽³⁾ によって得られたものであるため、入力トルクを 4/3 倍し、動力伝達効率を 6 ポイント増加⁽⁴⁾ させる補正を施した。また、曲面ディスクはスピンが小さい⁽³⁾ ので、入力トルクと動力伝達効率の回転速度依存性は小さいと考え、回転速度を 150 min^{-1} に補正した。その結果、 $J = 9.7 \text{ W/kg}$ となった。一方、ゼロスピンドィスクの J は 8.3 W/kg となり、曲面ディスクと比較して低い値となった。ゼロスピンドィスクでは曲面ディスクよりも変速範囲を広く取り、今後の大トルク容量の実験を目的としてディスクを大型化した。そのため M が 4.3 倍となった。一方、推力は従来と同じく皿ばねで与えたため、大きく出来なかった。曲面ディスクと同程度のヘルツ圧を許容すると、ゼロスピンドィスクには現状の 2.6 倍の推力を与えることが可能であり、それにより入力トルクも同程度増加し、 J の向上が期待できる。大推力を与えるためには、皿ばねに替わり推力カムや油圧ピストンを用いる等の改善が必要である。

6. 結 言

シャフトドライブ CVT のパワーウェイトレシオ向上を図るために、提案したゼロスピンドィスク・ローラを製作し、その効果を確認した。得られた結果を要約すると、以下ようになる。

1. ゼロスピンドィスクの形状誤差は 3.18 μm であった。この時スピン発生量は 1% 以下であり、トラクション係数とすべり率に与える影響は小さい。
2. 動力伝達効率を計算したところ、速度伝達効率 99.0 ~ 99.4%、トルク伝達効率 88.6 ~ 93.3%、動力伝達効率 87.7 ~ 92.7% を得た。
3. ゼロスピンドィスクを搭載した S-CVT 試験機を用いて変速比 0.43, 1, 2.35 の三通りで効率の最大値を測定し、速度伝達効率 99.0 ~ 99.1%、トルク伝達効率 80.5 ~ 96.0% および動力伝達効率 79.6 ~ 95.2% を得た。実験結果は計算結果と概ね一致しており、ゼロスピンドィスクが理論通り機能していることが確認できた。
4. パワーウェイトレシオを求めたところ、ゼロスピンドィスクは 8.3 W/kg となり、曲面ディスクの 9.7

W/kg よりも低い値となった。推力不足により曲面ディスクよりも低い面圧となったことが原因であり、推力付与方法の改善が必要である。

謝 辞

本研究は科学研究費補助金（平成18年度基盤 B16360075, 平成19年度若手スタートアップ 18860002）により行ったものである。ゼロスピンドディスクの研削加工には、(株)ジェイテクト研究開発センターのご協力を頂いた。トラクション油は出光興産(株)にご提供頂いた。これらを記して深甚なる謝意を表す。

文 献

- (1) Tanaka, H, *Toroidal CVT*, (2000), Corona Publishing.
- (2) Yamanaka, M., Igari, G. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (1st Report, Analysis of Mechanism and Prototype), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 692 (2004), pp. 1182 - 1189.
- (3) Yamanaka, M., Narita, Y., Igari, G., and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (2nd Report, Effect of Low Spin Disk), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 3317 - 3323.
- (4) Yamanaka, M., Narita, Y. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (3rd Report, Increase of Torque - Transmitted Efficiency by Backup Roller), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 713 (2006), pp. 228 - 234.
- (5) Makino, T., Development of 3K - Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (1st Report, Fundamental Structure), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 645 (2000), pp. 1694 - 1699.
- (6) Makino, T., Development of 3K - Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (2nd Report, Efficiency), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 648 (2000), pp. 2810 - 2817.
- (7) Xiaolan Ai, Development of Zero - Spin Planetary Traction Drive Transmission : Part 1 - Design and Principles of Performance Calculation, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 124 (2002), pp. 386 - 391.
- (8) Xiaolan Ai, Development of Zero - Spin Planetary Traction Drive Transmission : Part 2 - Performance Testing and Evaluation, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 124 (2002), pp. 392 - 397.
- (9) Narita, Y., Yamanaka, M. and Inoue, K., Optimum Design of Disk and Roller Shapes for Shaft Drive Continuously Variable Transmission, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 716 (2006), pp. 1265 - 1270.
- (10) Narita, Y., Yamanaka, M. and Inoue, K., Improvement of Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk (1st Report, Proposal of Shape and Optimum Design), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 73, No. 725 (2007), pp. 312 - 317.
- (11) Hirohisa, T., Power Transmission of a Cone Roller Troidal Traction Drive (1st Report, Speed and Torque Transmission Efficiencies), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 53, No. 491 (1987), pp. 1500 - 1506.