ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究*

(第4報, 4輪駆動用 CVT の設計と効率試験)

田 中 裕 久^{*1}, 江 口 雅 俊^{*2}
町 田 尚^{*3}, 今 西 尚^{*3}

Power Transmission of Half-Toroidal Traction Drive Continuously Variable Transmission

(4th Report, 4 Wheel Drive CVT Design and its Performance)

Hirohisa TANAKA, Masatoshi EGUCHI,
Hisashi MACHIDA and Takashi IMANISHI

Authors have been developing single-cavity half-toroidal-type CVTs, continuously variable power transmissions, for the past 14 years and recently have designed a new type of double cavity CVT for a 4 wheel drive automotive power transmission. This CVT easily distributes transmitting torque between front and rear axles without center differential gears. This report presents the configuration of the CVT of nominal input torque capacity 250 N·m and maximum speed ratio 1 : 8.7, and shows the power transmission efficiency.

Key Words: Power Transmission, Continuously Variable Transmission, Traction Drive, Four Wheel Drive, Double Cavity

1. ま え が き

自動車用自動変速機に対する大容量化, 高効率化の要求が高まる中で, トラクションドライブ式の無段変速機 (CVT) の開発が進められている⁽¹⁾⁽²⁾. 動力伝達効率の向上を目的に, 近年ダブルキャビティ形のものが開発されているが⁽³⁾⁽⁴⁾, ここではハーフトロイダル形 CVT の特徴である動力の均等配分の容易性を生かし, 新たに 1 入力 2 出力軸を持つ 4 輪駆動用のものを開発した. 本装置は前輪と後輪にそれぞれ独立にハーフトロイダル形 CVT の動力伝達系を持つダブルキャビティ形 CVT であり, 前・後輪の変速制御を独立に行うことにより駆動力の均等配分を行う全く新しいタイプの変速機である. これにより前・後輪動力配分用のセンター差動装置 (センターデフ) が不要となり動力伝達装置の軽量化がはかれる.

本報では, 設計入力トルク容量 250 N·m, 入力回転数 5 500 rpm, 最大変速比 1 : 8.7 の装置を試作し, そ

の基本性能である動力伝達効率について, 前・後輪のトルク配分比が 50 : 50 の状態と 0 : 100 の状態の比較を理論と実験により調べるとともに, 簡単な変速制御によって前・後輪差動機能を果たすことを調べた.

主 な 記 号

C_{ri}, C_{ro} : 入・出力ディスク接触面のクリープ
 e_1, e_2, e_s : 転動体間の理想的変速比 ($e_1 = r_1/r_2, e_2 = r_2/r_3, e_s = e_1 e_2$)
 e_w : 出力歯車のギャビ
 k_0 : キャビティアスペクト比 ($k_0 = e_0/r_0$)
 r_0 : トロイドキャビティ半径
 r_1, r_2, r_3 : 各転動体の理想的回転半径
 T_1, T_2, T_3 : 各転動体の伝達トルク
 T_i : 入力軸トルク
 t_p : パワーローラ支持軸受の損失トルク
 t_a : 出力ディスク支持軸受の損失トルク
 t_g : 出力歯車の損失トルク
 η_s : 速度伝達効率
 η_{rt} : トルク伝達効率
 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$: 各転動体の回転角速度

* 原稿受付 平成 4 年 9 月 8 日.

^{*1} 正員, 横浜国立大学工学部 (〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台 156).

^{*2} 学生員, 横浜国立大学工学部.

^{*3} 正員, 日本精工(株)トライボロジ研究所 (〒252 藤沢市桐原町 12).

2. 4WD 用 CVT と試験装置

2・1 CVTの構造と作動原理 本装置は4輪駆動用とするため、2組の独立な動力伝達系（これをダブルキャビティと呼ぶ）を考え、図1で入力軸①より入った動力は前輪用と後輪用変速ユニットを介してそれぞれ出力歯車⑨より出力される。入力ディスク⑥から一対のパワーローラ⑦を介して出力ディスク⑧へはトラクションドライブによって動力が伝達される。

2・2 CVTの幾何学的設計 入力トルク容量 T_{lmax} を 250 N・m, 入力軸回転数 N_{lmax} を 5500 rpm, 最大変速比を 1:8.7 と設定し, EHL 接触部のスピン損失を極力小さくするように諸元を決めた (表1, 図2)。

2・3 試験装置 図3に示すような油圧駆動式の試験装置を作製し, 動力の入力はピストンモータ①により行い, 出力は前輪側負荷用ポンプ②, 後輪側負荷用ポンプ③により吸収した。負荷の大きさは出力軸に連結した油圧ピストンポンプの吐出側のリリーフ弁で制御し, 各軸のトルクと回転数, パワーローラ傾転角, およびトラクション油温度を測定できるようにした。

3. 速度伝達効率とトルク伝達効率

3・1 理論効率 ここでは, 前・後輪変速系に動力が均等に配分される場合と片側にのみロードされる場合について, 軸受損失やトラクション部のスピン損失の差が生じるため, 両者の効率比較を行った。

(1) 速度伝達効率 (η_s) 入・出力ディスクの接触部に生じる方向の滑り率(クリープ)を C_{ri} , C_{ro} [式(1)], 入力ディスク, パワーローラ, 出力ディスクの回転角速度を $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 各転動体間の理想的な変速比を $e_1(=r_1/r_2)$, $e_2(=r_2/r_3)$ とすれば, 図2より ω_3 は

表 1 設計諸元

Cavity radius of toroidal disk	r_o 50mm
Toroid cavity aspect ratio ($k_o=e_o/r_o$)	k_o 0.45 e_o 22.5mm
Half-cone angle of power roller	θ_o 57°
Tilting angle of power roller	ϕ 20~94°
Speed ratio range	e_s 0.34~2.95

図 1 4輪駆動用ダブルキャビティ形 CVT
(左側が後輪用, 右側が前輪用)

図 2 転動体の幾何形状 (パワーローラはキャビティ
当たり 2 個)

図 3 試験装置

$$\begin{aligned}\omega_3 &= e_1 e_2 (1 - C_{ri}) (1 - C_{ro}) \omega_1 \\ C_{ri} &= 1 - r_2 \omega_2 / (r_1 \omega_1) \\ C_{ro} &= 1 - r_3 \omega_3 / (r_2 \omega_2) \dots\dots\dots (1)\end{aligned}$$

一方、クリープのない理想的な状態での出力ディスクの回転角速度 ω_{30} は

$$\omega_{30} = e_1 e_2 \omega_1 \dots\dots\dots (2)$$

これより速度伝達効率 η_s を次のように定義する。

$$\eta_s = \omega_3 / \omega_{30} = (1 - C_{ri}) (1 - C_{ro}) \dots\dots\dots (3)$$

(2) トルク伝達効率 (η_{Ti}) EHL 接触部では図4に示すようにスピン運動により回転せん断モーメント T_{sp} が発生する。これを接線力 F_t で割った値を f_p とすれば、接線力は等価的に点 O_f (force pole) で伝えられることになり、見かけ上、力を伝達する点での各転動体の回転半径は理想的な回転半径とわずかに異なったものとなる⁽¹⁾。入力ディスク側の接触部の力の伝達点での入力ディスクとパワーローラの回転半径を r_{1f} , r_{2f} , 伝達トルクを T_1 , T_2 とすると

$$F_t = T_1 / r_{1f} = T_2 / r_{2f} \dots\dots\dots (4)$$

入力ディスク側接触部トルク伝達効率 η_{Ti} は、点接触状態での理想的伝達トルク $T_{20} (= T_1 r_2 / r_1)$ と実際の伝達トルク T_2 の比で表される。

$$\eta_{Ti} = T_2 / T_{20} = r_1 r_{2f} / (r_2 r_{1f}) \dots\dots\dots (5)$$

同様に、出力ディスク側接触部の力の伝達点でのパワーローラと出力ディスクの回転半径を r'_{2f} , r_{3f} とすれば、トルク伝達効率 η_{To} は

$$\eta_{To} = T_3 / T_{30} = r_2 r_{3f} / (r_3 r'_{2f}) \dots\dots\dots (6)$$

以上より、入・出力ディスク間のトラクションドライブによるトルク伝達効率 η_T は

$$\eta_T = \eta_{Ti} \eta_{To} \dots\dots\dots (7)$$

また、4WD用ダブルキャビティ形CVT特有の課題として、前・後輪トルク配分比が0:100の場合には、他の片側のCVTがすべてトルク損失となるため、50:50の場合に比べて効率が低下する。パワーローラ支持軸受、出力ディスク支持軸受、出力歯車の各損失トルクを t_p , t_a , t_g , 出力歯車のギヤ比を e_w , 出力軸トルクを T_w , CVTの変速比を $e_s (= e_1 e_2)$ とし、前輪側と後輪側を区別する場合には添字 f , r を付けて表すと、前・後輪の作動状態が等しい場合 (トルク配分比が50:50の状態、 $T_{1f} = T_{1r} = T_1$ の場合) には、入力軸トルク T_i は

$$\begin{aligned}T_i &= T_{1f} + T_{1r} = 2T_1 \\ &= 2\{e_w T_w + t_a + 2\eta_{To} t_p / e_2 + t_g / 2\} e_s / \eta_T \dots\dots\dots (8)\end{aligned}$$

軸受、歯車、および転動体接触部での損失がないとしたときの理想的な入力軸トルク T_{id} は

$$T_{id} = (e_{sf} e_w T_{wf} + e_{sr} e_w T_{wr}) = 2e_s e_w T_w \dots\dots (9)$$

CVT全体のトルク伝達効率 η_{Ti} は

$$\begin{aligned}\eta_{Ti} &= T_{id} / T_i \\ &= \eta_T T_3 / (T_3 + t_a + 2\eta_{To} t_p / e_2 + t_g / 2) \\ T_3 &= e_w T_w \dots\dots\dots (10)\end{aligned}$$

一方、0:100の作動状態ではほかの片側 (前輪側) のCVTは無負荷状態 ($T_{wf} = 0$) なので、 T_i , T_{id} , η_{Ti} は

$$\begin{aligned}T_i &= T_{1f} + T_{1r} \\ &= (e_w T_w + 2t_a + 4\eta_{To} t_p / e_2 + t_g) e_s / \eta_T \dots\dots\dots (11)\end{aligned}$$

$$T_{id} = e_{sr} e_w T_{wr} = e_s e_w T_w \dots\dots\dots (12)$$

$$\eta_{Ti} = \eta_T T_3 / (T_3 + 2t_a + 4\eta_{To} t_p / e_2 + t_g) \dots\dots\dots (13)$$

よって、トルク配分比0:100時のパワーローラ支持軸受、出力ディスク支持軸受、およびEHL接触部での各損失トルクは、見かけ上50:50時の倍になるということがいえる。図5はこれらの損失が効率に及ぼす影響を理論的に求めたものであるが、0:100時 (破線) では50:50時 (実線) に比べ、軸受荷重や接触部の押付け力の増加により損失が大きくなる。

3・2 試験効率 図6は前・後輪CVTの変速比を1:1 ($e_{sf} = e_{sr} = 1$), 入力回転数を $N_i = 1000$ rpmとした時の速度伝達効率 η_s とトルク伝達効率 η_{Ti} の理論値と実験値を入力軸トルク T_i に対して表したものである [図中の (:) はトルク配分比 $T_{wf} : T_{wr}$ を示す]。トルク配分比0:100時では $T_i = 80$ N・m で $\eta_{Ti} = 74\%$ だが、50:50時では $T_i = 105$ N・m で $\eta_{Ti} = 86\%$ と高い値を示した。変速比を1:2 ($e_{sf} = e_{sr} = 2$) としたものを図7に示す。変速比1:1のグラフを横に約2倍に引き延ばした状態になるので、トルク配分比50:

図4 スピンモーメント (T_{sp}) とフォースポール (O_f)

図5 損失トルク成分比 (理論計算値 $e_s = 1.0$, 油温 40°C)
(A) t_a/T_3 , (B) $1 - \eta_T$, (C) $2\eta_{To} t_p / (e_2 T_3)^{(5)}$

50, $T_i = 210 \text{ N}\cdot\text{m}$ で同じように $\eta_{Ti} = 86\%$ となることが期待できる。一方、速度伝達効率は図6、図7のどちらもトルク配分比による違いはほとんどなく、常に $\eta_s = 97 \sim 98\%$ となった。また、これらの結果から理論値が実験値とほぼ一致することも確認できた。

4. 前・後輪差動機能

フルタイム4WD車に用いられるセンター差動装置は、前・後輪のトルクや回転数の急激な変動を吸収し、常に $T_{wf} : T_{wr} = 50 : 50(\%)$ に均等配分する働きがあり、これにより駆動系内の動力循環現象や前・後輪の内輪差によるタイトコーナブレーキング現象を回避するとともに、悪路走破性や高速走行時の直進安定性を高められる。本装置はこれを前・後輪の変速制御で容易に行うことができるのでその機能を確認した。

今、トルクが均等配分され ($T_{wf} = T_{wr} = T_w$)、トルク伝達効率も等しい ($\eta_{Tf} = \eta_{Tr} = \eta_{Ti}$) とすれば、入力軸トルク T_i は

$$T_i = e_{sf} e_w T_{wf} / \eta_{Tf} + e_{sr} e_w T_{wr} / \eta_{Tr} \\ = (e_{sf} + e_{sr}) e_w T_w / \eta_{Ti} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 $\eta_{Ti} T_i / (e_w T_w)$ は直進走行時の変速比 e_{s0} ($e_{s0} = e_{sf} = e_{sr}$) を用いて表すことができるので

$$e_{sf} + e_{sr} = \eta_{Ti} T_i / (e_w T_w) = 2e_{s0} \quad \dots\dots\dots (15)$$

上式から、 e_{s0} を中心に e_{sf} , e_{sr} を対称的に変化させることによって前・後輪差動機能を果たすことができる。図8は $T_{wf} = T_{wr} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$ の均等配分状態にし、式(15)で $e_{s0} = 1.5$ とし、 e_{sf} , e_{sr} を変化させ、入力軸トルク T_i と入力軸回転数 N_i を測定したものである。トルクを均等配分状態に保ち、前・後輪間の回転数差を変化させても T_i , N_i がほぼ一定に保たれていることから、前・後輪差動機能を果たしていることがいえる。

図6 速度伝達効率 (η_s) とトルク伝達効率 (η_{Ti}) ($e_{sf} = e_{sr} = 1$, $N_i = 1000 \text{ rpm}$, トルク配分比の影響)

5. あとがき

4輪駆動用ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機を開発した。性能と特徴をまとめると、

(1) ダブルキャビティ形のCVTは入力軸用軸受を省けるので、CVT全体のトルク伝達効率を86%まで向上することができた。

(2) 前・後輪の動力均等配分時と不均等配分時には、トルク伝達効率に10%の差が見られ、その要因となる出力ディスク支持軸受、パワーローラ支持軸受、EHL接触部のスピン損失について理論的に調べ、そ

図7 速度伝達効率 (η_s) とトルク伝達効率 (η_{Ti}) ($e_{sf} = e_{sr} = 2$, $N_i = 1000 \text{ rpm}$, トルク配分比の影響)

図8 動力均等配分下における前・後輪差動機能試験 (回転数差があっても T_i , N_i は一定になっている。)

図9 4輪駆動用ダブルキャビティ形 CVT

図10 試験装置

の比率は図5で表せることを示した。

(3) 本装置の前・後輪差動機能は、それぞれの変速比を対称的 ($e_{sf} + e_{sr} = 2e_{s0}$) に制御すれば容易に実現できることを示した。

最後に、実験に協力を得た本学学部生であった湯沢良充、藤森弘就の両氏に感謝する。

付 録

図9に4輪駆動用ダブルキャビティ形 CVT の断面写真を示す。向かって左側が前輪用、右側が後輪用の動力伝達系である。図10は試験装置で、変速制御は前後輪とも比例弁による電気油圧サーボ機構を採用して

いる。

文 献

- (1) Tanaka, H., *JSME International Journal*, Series III, 32-1(1989), 82.
- (2) Machida, H., Aihara, S. and Tanaka, H., *MPT'91 JSME International Conference on Motion and Power Transmission*, (1991), 959.
- (3) Nakano, M. and Hibi, T., *ibid.*, (1991), 965.
- (4) Fellows, T. G. and Greenwood, C. J., *SAE Paper*, 910408(1991), 9.
- (5) 田中・窪野, 機論, 56-524(1990), 947.
- (6) 例えば, 畑・青山・山田, 機講論, No. 920-17 (1992), 291. 町田, 機論, 57-533(1991), 271.