高速用 3 K 形トラクションドライブ式 CVT の開発* (第 2 報, 伝達効率)

牧 野 智 昭^{*1}

Development of 3 K-Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (2nd Report, Efficiency)

Tomoaki MAKINO^{*2}

^{*2} NTN Corporation, Automotive Products R & D Center,
1578 Higashi-Kaizuka Iwata, Shizuoka, 483-8510 Japan

A continuously variable transmission (CVT) capable of high rotation has been developed by applying 3 K-type planetary gear system to traction drive. The CVT is characterized by higher speed ratio than those reported previously. The power loss at the contact area is evaluated by using the Johnson & Tevaarwerk's non-linear viscoelastic model as a rheological model which explains the shearing behavior of oil film and by estimating the sliding velocity including spin effect within the contact ellipse. The efficiency can be calculated with accuracy under a wide range of operating condition by comprehending the effects of pressure, oil temperature and speed, etc. on the properties of the viscoelastic model. Furthermore, the validity of this method for calculating efficiency was verified by measuring those of the CVT in practice.

Key Words: Tribology, Visco Elasticity, Rolling Bearing, Traction, Continuously Variable Transmission, Efficiency

1. 結 言

トラクションドライブは転がり滑り接触する二つの回転体間に作用する摩擦力(トラクション)を利用した動力伝達装置であり, 回転体間に形成される弾性流体潤滑(EHL)油膜を介し, その油膜のせん断力によって動力が伝達される. このようなトラクションドライブは以下の特徴を有する.

- (1) 歯車式動力伝達装置に比べ低騒音かつ低振動であり, 高速回転での運転が可能である.
- (2) 回転体の回転軸心から他部材との接触部までの距離を連続的に変えることで無段変速機(CVT)を構築できる.

著者は上述の両方の利点を兼ね備えたトラクションドライブとして, 今まで報告されている高速運転が可能な CVT⁽¹⁾ よりもさらに大きな変速比を有する CVT を開発し, その基本機能に関して報告した⁽²⁾. 本報ではさらに今回開発した CVT の伝達効率に関する調査を行う.

接触部に作用するトラクションを算出するために, 油膜内の潤滑油のせん断挙動を表すレオロジーモデルとして非線形粘弾性モデルを採用する. さらに, 接触だ円内における滑り速度分布を考慮することで, 接触部における動力損失を算出する. また, 出力軸回転数 167 s^{-1} (10 000 rpm) の条件における CVT の伝達効率を実際に測定し, 実験値と計算値とを比較することで, 今回行った伝達効率の評価手法の妥当性をあわせて検証する.

2. 基 本 構 成

一般に遊星歯車機構は外歯車, 内歯車, 遊星歯車およびキャリアから成り, これらの構成要素の拘束条件等により 2 K-H, 3 K 形等に機構が分類される⁽³⁾. 3 K 形遊星歯車機構は入出力軸を同軸心上にとることができ, また, 比較的大きな変速比を得ることが可能である. この特徴に注目し, 3 K 形遊星歯車機構をトラクションドライブに応用することで, 高変速比を有する CVT を構築した.

今回開発した CVT の遊星コーン部の概略を図 1 に示す. 遊星歯車に相当するコーンは転走面となる四つの円すい面をもち, 駆動リング, 出力軸および変速リングの三部材と転がり滑り接触をする. コーンと出力

* 原稿受付 1999 年 12 月 6 日.

^{*1} 正員, NTN(株)自動車製品研究所(〒483-8510 静岡県磐田市東貝塚 1578).

E-mail: tomoaki_makino@ntn.co.jp

軸は二箇所接しているが、これはコーンの力学的釣合いを広範囲な運転条件の下で成立させ、高回転化を可能にするためである⁽²⁾。

回転体の回転軸心から他部材との接触部までの距離を回転半径とし、図1に示すように各回転半径を設定すると、本CVTの変速比 e (=(出力軸回転数)/(入力軸回転数))は次式で与えられる。

$$e = \frac{r_6(r_1r_3 + r_2r_4)}{r_1(r_3r_6 - r_4r_5)} \dots\dots\dots (1)$$

変速リングはその軸心周りの回転が規制されており、また、変速リングに接するコーンの転走面が入出力軸軸心に平行になるよう各部材が成形および配置される

Fig. 1 Schematic of cone of 3 K-type CVT

ため、変速リングは軸方向への移動が可能である。この変速リングを軸方向に移動させて回転半径 r_3 を変えることによって変速比を連続的に可変としている。

さらに図1に示すように、コーンと接触する出力軸転走面の円すい母線、出力軸軸心およびコーンの自転軸心の三つの直線が一点で交わっている。この構造により、最も高い周速で接触する出力軸とコーンの接触部において原理的にスピンによる速度成分が発生せず、その結果この接触部における発熱を抑え、より高い出力軸の回転が可能となる。

今回開発したCVTの全体構造を図2に示す。本CVTにおいてコーンは3個設けられており、それらのコーンは軸受を介して円周方向等間隔にコーンホルダと呼ぶ部材によって支持され、さらにコーンホルダは軸受を介して入力軸に支持される。コーンとコーンホルダの外観を図3に示す。

入力軸と駆動リングにはカム面が形成されており、このカムを介して入力軸の回転が駆動リングに伝達される。本CVTでは、カム面における摩擦を低減するためにカム面間に鋼球を設けている。入力軸から駆動リングへトルクが伝達される際に、カムにより伝達トルクの大きさに比例する力が入出力軸心方向に生じる。この加圧カムによる力および駆動リングと入力軸間に設けられたばねによる加圧力の合力が駆動リング

Fig. 2 Structure of 3 K-type traction drive CVT
(dimension: mm)

Fig. 3 Cone and cone holder

Fig. 4 Idealized oil film formed between two rotary bodies

に作用し、その結果動力伝達に必要な法線力がコーンの各接触部に作用する。

3. トラクション解析

3.1 レオロジーモデル トラクションドライブの伝達効率や寿命等の諸性能を評価するためには、使用する油のトラクション係数が面圧、周速、油温および滑り率等によって受ける影響を把握することが必要となる。高面圧状態での油のトラクション特性に関する研究は数多く行われており、油膜内の油のせん断挙動からトラクション係数を理論的に予測するための種々のレオロジーモデルが Johnson and Tevaarwerk⁽⁴⁾, Bair and Winer⁽⁵⁾, Gecim and Winer⁽⁶⁾ や Wang and Zhang⁽⁷⁾ 等から提案されている。

今回の解析において著者は、レオロジーモデルとし

$$S = \ln \left\{ \left[\frac{1 + \Sigma + (1 + \Sigma)^{1/2} - (1 + \Sigma - (1 + \Sigma)^{1/2}) \exp(-X(1 + \Sigma)^{1/2}/D)}{1 - \Sigma + (1 + \Sigma)^{1/2} - (1 - \Sigma - (1 + \Sigma)^{1/2}) \exp(-X(1 + \Sigma)^{1/2}/D)} \right] \right\} \quad (4)$$

さらに式(5)で示される積分を図5に示すような接触だ円内の領域に関して行なうことでトラクションが算出される。

$$T = \tau_0 \int_{-a}^a \int_{-b}^b S b^* dX dy \quad (5)$$

著者ら⁽⁸⁾⁽⁹⁾は二円筒試験機を用いたトラクションの測定を行い、またその測定値に対して式(2)に基づくカーブフィッティングを適用することによって、試料油の G_e と τ_0 を算出した。図6はカーブフィッティングの結果の一例である。また図7および8はそれぞれ、カーブフィッティングにより得られた試料油(サントラック32)の G_e と

Fig. 5 Hertzian contact ellipse

て Johnson and Tevaarwerk の非線形粘弾性モデルを採用する。これは、このモデルと熱解析を併用し、さらに油膜内の粘度を適切に評価することにより、広範囲の条件で精度よいトラクション係数の予測が可能となるためである⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

Johnson and Tevaarwerk の非線形粘弾性モデルでは、せん断ひずみ速度 $\dot{\gamma}$ とせん断応力 τ の関係は構成方程式(2)で表される。

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G_e} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_0}{\eta} \sinh \frac{\tau}{\tau_0} \quad (2)$$

トラクション特性値であるせん断弾性係数 G_e , アイリング応力 τ_0 , 粘度 η を決定して式(2)を解くことによりせん断応力 τ を算出できる。ここで G_e はローラの弾性コンプライアンスの影響を含んだせん断弾性係数である。

スピンまたはスキューがない場合の油膜内の油のせん断挙動は、図4に示すような二次元問題として扱うことができる。ここで接触部における油膜厚さは一定でかつ油膜内の圧力は一定であると仮定し、さらに次の無次元量、 $S = \tau/\tau_0$, $D = \eta U/G_e b^*$, $\Sigma = \eta \Delta U/\tau_0 h = \eta |U_1 - U_2|/\tau_0 h$, $X = \xi/b^*$ を導入することにより式(2)は次式となる。

$$\Sigma = D \frac{dS}{dX} + \sinh S \quad (3)$$

ここで $b^* = b[1 - (y^2/a^2)]^{1/2}$ である。また本報では Hamrock-Dowson の中央部油膜厚さの式⁽¹⁰⁾を用いて h を評価した。

式(3)を $X=0$ において $S=0$ なる境界条件下で積分すると、無次元せん断応力 S は次式で与えられる。

Fig. 6 Result of curve fitting

Fig. 7 Shear modulus of traction oil

Fig. 8 Eyring stress of traction oil

τ_0 の一例を示している。

このようにして得られた G_e と τ_0 を面圧 P , 供給油温 θ_0 および周速 U の関数として表しておけば, 任意の運転条件の下で G_e と τ_0 を得ることができる。この G_e と τ_0 を用いて式(5)を計算することで, 広範囲の

Fig. 9 Two bodies contacting with spin

(a) Spin Analysis

(b) Sliding Velocity

(c) Shear Stress

Fig. 10 Traction analysis with spin

運転条件に対して精度よくトラクションを算出することが可能になる。なお, もう一つのトラクション特性値である粘度 η については Roelands⁽¹¹⁾ の式を用いて算出した。

3.2 スピンを伴う場合のトラクション係数

一般にトラクションドライブ式 CVT では, その接触部のいずれかにおいてスピンの発生を避けることができず, このスピンのために伝達効率が低下する。図 9 はスピンを伴う接触をする二回転体の模式図である。二回転体の接触部における接触面法線周りの回転角速度成分をスピン角速度 ω_{sp} と定義すると, ω_{sp} は次式で表される。

$$\omega_{sp} = |\omega_1 \sin \varphi_1 - \omega_2 \sin \varphi_2| \dots \dots \dots (6)$$

次にスピンを伴う場合のトラクションの算出手法に

ついて説明する。図10(a)に示すように、接触だ円内の任意の点 $Q(x, y)$ における滑り速度 ΔU_{sp} は、接触だ円中心での滑り速度 ΔU とスピン角速度 ω_{sp} によって式(7)で与えられ、図10(b)に示すような接触だ円内の滑り速度分布が得られる。

$$\Delta U_{sp} = \sqrt{(\Delta U + \omega_{sp} \cdot y)^2 + (\omega_{sp} \cdot x)^2} \quad \dots\dots\dots (7)$$

3・1節で述べた手法により、対象とする面圧、油温および周速の条件下でかつスピンがない場合のトラクションカーブをあらかじめ求めておく。このトラクションカーブにおける滑り率 $\Delta U_{sp}/U$ でのせん断応力 τ が接触だ円内の点 Q において滑り速度 ΔU_{sp} の方向に作用すると仮定することで、図10(c)に示すような接触だ円内のせん断応力 τ の分布が得られる。そして式(8)で示される積分を接触だ円内の領域に行うことで、周速方向に作用するトラクション T_p が算出される。

$$T_p = \iint \tau \cos \theta \, dx dy \quad \dots\dots\dots (8)$$

著者らが行った、スピンを伴う転がり滑り接触条件での、トラクション係数の算出および測定の結果を図11⁽¹²⁾に示す。今回の手法は近似的手法ではあるが、接触だ円内の滑り速度を考慮して式(2)を接触だ円内の二次元問題として厳密に解くよりも簡単に、スピンを伴う場合の接触部に作用するトラクションを実用上十分な精度で求めることができる。なお図11において、 $J_{sp}^* = \omega_{sp}(ab)^{1/2}/U$ はスピンパラメータと呼ばれ、スピンの影響を定量的に表すパラメータとして提案されている⁽¹³⁾。

4. 伝達効率の算出手法

4・1 トラクション接触部における動力損失 転がり滑り接触する動力伝達部材間の接触部における動力損失 L は、接触だ円内の領域に関し式(9)の積分

を行うことで算出される。

$$L = \iint \tau \Delta U_{sp} \, dx dy \quad \dots\dots\dots (9)$$

各トラクション接触部における動力損失を算出するフローチャートを図12に示す。まず、3・1節で述べた手法により、対象とする接触部の運転条件におけるトラクションカーブ(スピン無し)を算出する。次に、3・2節で述べた手法を用いた反復計算を行うことで、負荷トルクの伝達に必要なトラクション T_c を得るのに必要な滑り速度 ΔU を確定する。以上の計算過程により、接触だ円内のせん断応力 τ と滑り速度 ΔU_{sp} の分布が求まるため、式(9)より接触部における動力損失を算出できる。

4・2 軸受の動力損失 各転がり軸受における動力損失は、Palmgren⁽¹⁴⁾が報告している摩擦トルク M の式(10)を用いて評価する。

$$M = M_L + M_s \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 M_L と M_s はそれぞれ荷重項と速度項と呼ばれる摩擦トルクである。

一般にトラクションドライブでは潤滑油として、高

Fig. 11 Traction coefficient with spin

Fig. 12 Flowchart for evaluating power loss at contact area of traction drive

いトラクション係数を得よう生成されたトラクション油が使用される。一般にトラクション油のトラクション係数は、タービン油等比べ、2~3倍の値を有する。このようなトラクション油を用いた場合、Palmgrenの式(10)では実際の軸受部の摩擦トルクを小さく評価することになる。

田中ら⁽¹⁵⁾はトラクション油(サントラック 50)で油浴潤滑されたスラスト玉軸受の摩擦トルクを実測し、実測値は式(10)による値の約3倍であること、また、その回転数依存性は小さいことを報告している。本報では後述するように、伝達効率の測定において潤滑油としてサントラック 32を使用した。サントラック 32とサントラック 50のトラクション係数はほぼ同じ大きさである。そのため今回の伝達効率の算出においては、田中ら⁽¹⁵⁾の報告結果を考慮し、式(11)で得られる M' を軸受の摩擦トルクとして評価して動力損失を算出する。

$$M' = 3M_L + M_S \dots\dots\dots (11)$$

5. 伝達効率の算出

5.1 計算条件 図2に示す3K形トラクションドライブ式CVTの伝達効率を算出する。本報ではコーンと他の動力伝達部材との接触部(トラクション接触部)における動力損失および、入出力軸やコーン等を支持する軸受における動力損失のみを考慮することにする。すなわち、シール部における動力損失ならびにコーンの公転運動等による油の攪拌抵抗等は考慮しない。また、トラクション接触部においてスキューは発生しないものとして、その動力損失を評価する。

伝達効率の算出に使用した油(サントラック 32)の性状値を表1に示す。

5.2 計算結果 伝達効率の計算結果を図13~15に示す。図13は入力軸トルク T_i が伝達効率に与える影響を示しており、入力軸トルクの低下とともに伝達効率は低下する。これは、軸受摩擦トルクは速度項および、入力軸と駆動リング間に設けられたばねによってトラクション接触部に生じる動力損失のように、伝達トルクに依存しない動力損失が存在するためである。また、供給油温 θ_0 が増加すると伝達効率が上昇することも示されているが、これは主として、潤滑油

の粘度が低下することによって軸受摩擦トルクは速度項が低下するためである。

出力軸回転数 N_o が伝達効率に与える影響を図14に示す。出力軸回転数の増加とともに伝達効率は低下するが、これは出力軸回転数とともに軸受摩擦トルク

Fig. 13 Effect of input shaft torque on efficiency

Fig. 14 Effect of rotational speed on efficiency

Fig. 15 Effect of speed ratio on efficiency

Table 1 Properties of traction oil

Density kg/m ³	907
Kinematic Viscosity m ² /s	
@40°C	30.5×10 ⁻⁶
@100°C	4.44×10 ⁻⁶

Fig. 16 Schematic of experimental apparatus

クの速度項が大きくなることと、周速増加によるトラクション係数の低下の相互作用による。

図 15 は伝達効率に与える変速比 e の影響を示している。本 CVT は変速比が大きくなるほど伝達効率が低下する特性を示す。しかしながら図 14 に示されるように、低変速比 ($e=12$) の場合には広範囲の回転数において 80~85% の伝達効率を得られることがわかる。

6. 実験および考察

6.1 実験装置 本 CVT の伝達効率の測定に関する実験装置の概略を図 16 に示す。本 CVT の入力軸および出力軸の回転数とトルクを回転数検出器およびトルク変換器を用いて測定値し、その測定値から伝達効率を算出する。負荷は電磁式パウダーブレーキで与える。なお、本 CVT によって増速された回転数を電磁式パウダーブレーキの許容回転数以下に低下させるため、トルク検出器とパウダーブレーキ間に減速機を設けている。

潤滑油としては合成ナフテン系のトラクション油であるサントラック 32 を使用し、CVT 外部に設けた油圧装置により、潤滑油の給油および排油を行った。また、CVT 内部に供給される直前の油温を測定し、この温度を供給油温 θ_0 とした。

前報⁽²⁾ では本 CVT の高速回転時の安定性を検討し、出力軸回転数が 1667 s^{-1} (100 000 rpm) まで安定して運転できる可能性を報告した。しかしながら出力軸トルクをトルク変換器によって直接測定する場合、使用するトルク変換器の許容回転数の制約を受ける。

Fig. 17 Comparison between measured and calculated efficiency

そのため今回の測定では、出力軸回転数の上限を 167 s^{-1} (10 000 rpm) に設定した。

6.2 測定結果 出力軸回転数 167 s^{-1} での伝達効率の測定結果を図 17 に示す。また、伝達効率の計算結果もあわせて記す。計算では供給油温を一定として伝達効率を算出したが、測定においては運転に伴い油温が上昇し、低トルク領域と高トルク領域の測定では最大で約 8°C の温度差が生じた。低トルク領域では測定値のほうが計算値より小さく、逆に高トルク領域では測定値のほうが計算値よりも大きくなる傾向が認められるが、おおむね計算と実験はよく一致するといえる。

6.3 考察 図 17 に示すように、低トルク領域において測定値が計算値を下回る結果が得られた。この

理由としては、伝達トルクに依存せずおもに回転数に依存する動力損失を、計算では過小に評価していることが考えられる。この種の動力損失としては、(1)軸受摩擦モーメントの速度項による動力損失や(2)シール部における動力損失等があり、特に今回の差異は伝達効率算出において上記(2)の分を考慮していないために生じたものと推測される。

このように若干の差異はあるものの、実験結果と計算結果はおおむねよく一致しており、これは3章および4章で述べたトラクシヨンの動力損失の算出手法が、実際のCVTの伝達効率の評価に有効であることを示している。今回の検証は、油温や回転数の条件を限定して得られた結果に基づいている。しかしながら、トラクシオン特性値(G_e と τ_0)を運転条件の関数とすることで、任意の運転条件で最適なトラクシオン特性値を設定でき、そのため精度良いトラクシオンおよび動力損失の算出が可能である。よって、今回導入した伝達効率算出手法は広範囲の油温またはさらなる高回転条件にも適用が可能と考えられる。

7. 結 言

今まで開発事例として報告されている高速用CVTの変速比以上の大きな変速比(最大30)を有し、かつ十分な高速回転性能(最大出力軸回転数80000rpm)を有する3K形トラクシヨンドライブ式CVTを開発し、その伝達効率に関する調査を行った。

接触部におけるトラクシオンを理論的に算出するためのレオロジーモデルとして、Johnson and Tevaarwerkが提案した非線形粘弾性モデルを採用した。さらに、接触だ円内の滑り速度分布を考慮することで接触部における動力損失を算出し、本CVTの

伝達効率の評価を行った。このようにして求めた計算結果から、例えば本CVTは変速比が小さければ広範囲の回転数において伝達効率80~85%の性能を有すること、また、変速比の増加にともない伝達効率が低下する等の諸特性が判明した。

さらに、本CVTの伝達効率を実際に測定し、理論計算値との比較を行うことで、今回行った伝達効率算出手法の有効性を検証した。

文 献

- (1) 川瀬達夫・野崎孝志・牧野智昭・斎藤隆英, NTNテクニカルレビュー, No. 65 (1996), 9.
- (2) 牧野智昭, 機論, 66-645, C(2000), 1694.
- (3) 岡角宗晴, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, (1989), 1, 日刊工業新聞社.
- (4) Johnson, K. L., and Tevaarwerk, J. L., *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A 356 (1977), 215.
- (5) Bair, S., and Winer, W. O., *Trans. ASME, J. Lubr. Tech.*, Vol. 101 (1979), 258.
- (6) Gecim, B., and Winer, W. O., *Trans. ASME, J. Lubr. Tech.*, Vol. 102 (1980), 213.
- (7) Wang, S. H., and Zhang, H. H., *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 109 (1987), 666.
- (8) 牧野智昭・川瀬達夫, トライボロジスト, 43-5 (1998), 421.
- (9) Makino, T. and Kawase, T., *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 121 (1999), 286.
- (10) Hamrock, B. J. and Dowson, D., *Ball Bearing Lubrication*, (1981), 212, Wiley-Interscience.
- (11) Roelands, C. J. A., Vluger, J. C., and Waterman, H. I., *Trans. ASME, J. Basic Eng. Dec.* (1963), 601.
- (12) 牧野智昭・川瀬達夫, トライボロジスト, 44-1 (1999), 53.
- (13) Lowenthal, S. H. and Rohn, D. A., *NASA Tech. Paper 2154* (1983).
- (14) Palmgren, A., *Grundlagen der Walzlager-technik*, (1962), 39, Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart.
- (15) 田中裕久・窪野英和, 機論, 56-524, C(1990), 947.