

時間軸変換によるトロイダル型無段変速機の変速比サーボ系の設計[†]

川 邊 武 俊*・メンスレ, ミシェル**・城 新一郎**

Design of a Servo Controller for a Toroidal Continuously Variable Ratio Transmission Using Time Scale Transformation

Taketoshi KAWABE*, Michel MENSLER** and Shinichiro JOE**

Toroidal continuously variable transmissions (T-CVTs) are being used for automobile power-train systems for the purpose of reducing energy consumption. The T-CVT considered here is highly unstable in reverse mode as some mechanism possessed by original T-CVTs has been removed for cost reduction, and then requires the gear ratio to be controlled. Moreover, as the measurement of the gear ratio is performed using a pulse encoder incorporated in the T-CVT, it is only obtained with long and irregular sampling period when the car velocity is very low. To overcome this problem, the T-CVT model has been rewritten using a time scale transformation and a new and simple servo-controller has been designed. It has been verified with experimental results that the performances of the controller were good enough for an actual use.

Key Words: toroidal continuously variable transmission, non-linear servo controller, time scale transformation

1. はじめに

環境問題に関連があることから、自動車の燃費・排気性能の向上はいまや社会的な要請となっている。無段変速機(以下 CVT と略す)とは、連続的に変速比を可変できる変速機のことである。自動車に CVT を用いるとエンジンを高効率な動作点でほぼ常時に運転することが可能となり、燃費性能が向上する。自動車用 CVT としては、ベルト型 CVT とトロイダル型 CVT(以下 T-CVT と略す)の2種類がある。T-CVT の外観を Fig. 1 に示す。T-CVT はベルト型に比べ大トルクを伝達できる構造上の特徴があり⁴⁾、高出力なエンジンや大型の乗用車に適している。

T-CVT の変速にかかわる基本的な部分は不安定系である。現行の T-CVT は、変速比の安定化のための負帰還ループと、変速精度を向上するための負帰還ループとを備えている。変速比を安定化するための負帰還ループは油圧を用いた機械系で構成され、変速精度向上のための負帰還ループは電子制御系で構成されている¹⁾。T-CVT の変速比を安定化す

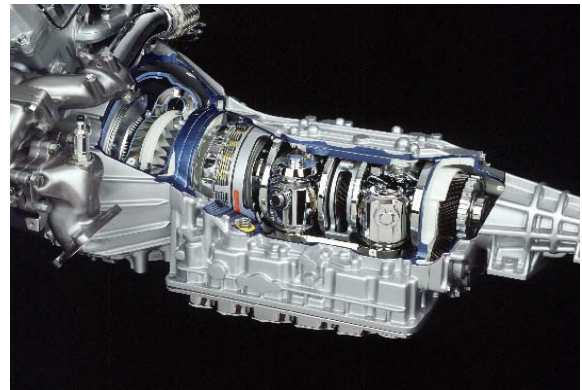


Fig. 1 A toroidal CVT (cut model).

るには、帰還の極性を前進の場合と後進の場合とで逆にしなければならない。前進時に T-CVT を安定化する機械系を後進時に作動させると、正帰還がかかり T-CVT の変速比は著しく不安定になる。そのため、現行の T-CVT では前進専用の機械系と、それとは帰還の極性が逆の後進専用の機械系とを備えており、この2つの機械系を進行方向に合わせて使い分けている。そこで、後進専用の機械系を取り去り、T-CVT のコストを削減することを考える。残った前進用の機械系は、後進時に変速比を著しく不安定化するので、不安定化に打ち勝ち変速比を安定化する電子的な制御系を設計する。筆者らは車速が高い場合なら、後進時に機械系により

[†] 計測自動制御学会第3回制御部門大会(2003年)で一部発表

* 九州大学

** 日産自動車株式会社

* Kyushu University

** Nissan Motor Co., Ltd.

(Received March 22, 2005)

不安定化された T-CVT を安定化できる電子的制御系を提案している³⁾．本報告では後進時で、しかも車速が極低い場合の変速比制御を取り扱う．

T-CVT の変速比は、回転部分に取り付けられたエンコーダが一定の角度を回転する度に発生するパルスを基に計測されている．車速が低下するにつれ、パルスの発生周期は限りなく長くなる．このことは、一般的な一定周期のサンプリング時間による離散時間制御系では、極低速時には変速比の計測に問題が生じ、変速比の安定化が難しいことを意味している．この問題を解決するため、T-CVT の独特な動特性を利用し、サンプリングの間隔を一定の回転角とする制御系を構成した．これは状態方程式の時間軸を回転角度軸に変換したことに相当し、一種の時間軸変換²⁾を基に制御系を設計したと解釈することができる．時間軸変換と特異摂動法とを併用することにより、T-CVT の動特性は非常に単純な方程式で記述することができ、制御系も同様に単純な構成とすることができる．

以下第 2 章では、T-CVT のモデル化について述べ、時間軸変換した状態方程式を導く．第 3 章に PI 制御を基本とした制御系設計方法を示す．第 4 章に実機による実験結果を示し、第 5 章に結果をまとめる．

2. T-CVT のモデル化

2.1 T-CVT の動特性

T-CVT の構造を Fig. 2 に示す⁵⁾．トロイダル型出力ディスク(図中“Output disk”)と入力ディスク(図中“Input disk”)はそれぞれ車輪とエンジンに結合されている．入力ディスクと出力ディスクの間にパワーローラ(図中“Power roller”)が挟まれている．パワーローラは一方のディスクから他方のディスクへ回転を伝達する．パワーローラの回転面と両ディスク軸の角度(傾転角という)が変化することにより、パワーローラと入力ディスクとの接触点半径 r_i およびパワーローラと出力ディスクとの接触点半径 r_o が変化する．ギヤ比 g_{cvt} は $g_{cvt} = r_o/r_i$ であり、ギヤ比と傾転角とは 1 対 1 に対応付けられる．T-CVT の変速比 g_{cvt} は傾転角の非線形な関数として

$$g_{cvt} = G(\phi), \quad G(\phi) = \frac{1 + \eta - \cos(2\theta - \phi)}{1 + \eta - \cos(\phi)} \quad (1)$$

と表される．ここで ϕ は傾転角、 θ 、 η は T-CVT の形状によって定まる定数である．

出力ディスクと入力ディスクにはそれぞれエンコーダが接続されており、それぞれのディスクがある一定の角度を回転するたびにパルスを発生する．入力ディスクの 1 回転につき 12 パルス、出力ディスクの 1 回転につき 21 パルスが発生する．発生するパルスの個数からそれぞれのディスクの回転角が求められる．出力ディスクの単位回転角(以下サンプリング回転角と呼ぶ)を基準にギヤ比は

$$g_{cvt}(t) = \frac{\chi_i(t)}{\chi_{os}(t)} \quad (2)$$

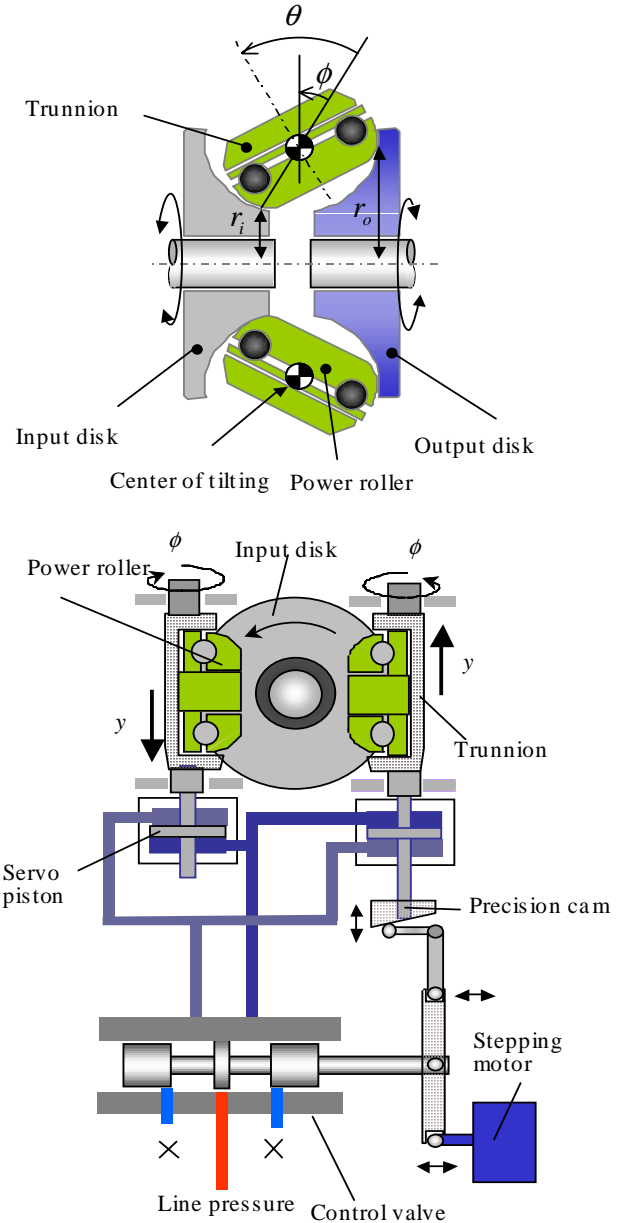


Fig. 2 Construction of a toroidal CVT.

と計算することが出来る．ここで χ_{os} は出力ディスクのサンプリング回転角， χ_i は出力ディスクが角度 χ_{os} 回転する間の入力ディスクの回転角である．傾転角 ϕ は $\phi = G^{-1}(g_{cut})$ の関係から検出できる．

パワーローラはトラニオン (図中 “Trunnion”) に支えられており，トラニオンの変位により傾転角が変化する．傾転角はカム (図中 “Precision cam”) を介して機械的にトラニオンを駆動する油圧系に帰還される．前進の場合には，この機械的な帰還により傾転角の動特性は安定化されている．

T-CVT の動特性は次のような時変な非線形系として表すことができる．

$$\dot{\phi}(t) = f(t)\{y(t) + d_y(t)\} \quad (3)$$

$$\dot{y}(t) = -a_1\phi(t) - a_2y(t) + bu(t) \quad (4)$$

$$\dot{u}(t) = v(t) \quad (5)$$

ここで y はトラニオン変位， d_y はパワーローラ変位に相当する外乱， u はステップモータの回転角， ϕ は傾転角， v はステップモータ角速度である．入力をステップモータ角速度としているので，ステップモータは積分器とみなすことができる． d_y は T-CVT にかかるトルクが変化するとき，トラニオン部材のバックラッシュや変形によって生じる． a_1 ， a_2 ， b は機械的な形状や油圧などから値が決まり，定数とみなすことができる．

$f(t)$ は ϕ の非線形関数であり，次のような時変性と非線形性を持つ．

$$f(t) = h(\phi)\omega_o(t) \quad (6)$$

$$h(\phi) = \frac{\cos(\theta - \phi)\{1 + \eta - \cos(2\theta - \phi)\}}{(1 + \eta)R_0 \sin(\theta)} \quad (7)$$

上式は入力ディスクあるいは出力ディスクとパワーローラの接触点における線速度ベクトルの方向から求めることができる．線速度ベクトルの方向は入力，出力ディスクの形状から定まる．ここで ω_o は出力ディスクの回転数で車速に比例する． R_0 は T-CVT の形状により定まる定数である．(4) 式は機械系の作用を記述している．ここではトラニオンの変位速度は Fig. 2 の “servo piston” を動かす作動油の流量に比例し，作動油の流量は “control valve” の開度に比例している．“Control valve” のスプールは “precision cam” により傾転角とトラニオン変位に連動するので，(4) 式の右辺には傾転角 ϕ とトラニオン変位 y がフィードバック項として現れる．スプールに機械的に結合したステッピングモータの変位により，(4) 式の平衡点が変わる．

T-CVT は $a_1 > 0$ ， $a_2 > 0$ ， $b < 0$ となるように設計されている．出力ディスクと駆動輪は固定のギヤで結合されており， ω_o は前進時に正，後進時に負となる．前進時には $\omega_o > 0$ であるから (4) 式の機械系は傾転角を負帰還し，傾転角の動特性を安定化するが，後進時には $\omega_o < 0$ であるから機械系は傾転角を正帰還し，動特性を不安定化させる．T-CVT の動特性は Fig. 3 のようにブロック図表現できる．

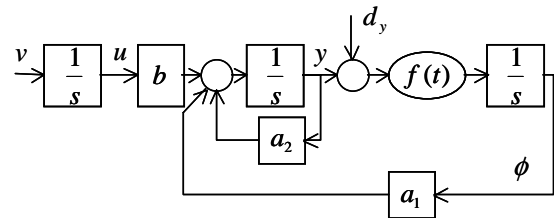


Fig. 3 Block diagram of troidal CVT dynamics .

2.2 特異摂動法と時間軸変換による動特性の近似

さて，問題とするのは後進時で車速が極小小さく，したがって ω_o の符号は負で値が小さい場合である．(3) 式より， ω_o が小さければ $\dot{\phi}$ も小さな値となる事がわかる．一方，機械系を表す (4) 式に時変性は存在しない．このため ω_o が小さい時には，相対的に機械系の運動は速くなり，次式のような特異摂動法による近似が可能となる．

$$\dot{\phi}(t) = \omega_o(t)h(\phi)y(t) \quad (8)$$

$$0 = -a_1\phi(t) - a_2y(t) + bu(t) \quad (9)$$

さらに ϕ の応答速度に対してステップモータの回転速度は十分に速いと考えられることができる．そこで (5) 式は省略して，T-CVT の入力はステップモータの回転角 u であると考えられることができる．以上より T-CVT の動特性は (8) 式だけで近似できると考えることができる． ω_o は出力軸の回転速度であるから，

$$\omega_o(t) = \frac{d\chi_o(t)}{dt} \quad (10)$$

と表すことが出来る．ここで χ_o は出力軸の回転角である．(10) 式を用いると，時間に関する動特性の (8) 式を回転角に関する動特性に書き換えた次の式を得る．

$$\frac{d\phi(\chi_o)}{d\chi_o} = h(\phi)y(\chi_o) \quad (11)$$

(11) 式は (8) 式の時間軸変換となっている．(11) 式と (9) 式をまとめて，T-CVT の動特性は極低速時に次のように近似することができる．

$$\frac{d\phi(\chi_o)}{d\chi_o} = -\frac{a_1}{a_2}h(\phi)\phi(\chi_o) + \frac{b}{a_2}h(\phi)u(\chi_o). \quad (12)$$

(12) 式は，出力軸が回転することによりはじめて ϕ が変化する動特性となっている．このことから， ϕ (あるいは変速比) を制御するには，回転角を一般の場合の時間に見立てて制御系を設計すればよいことが分かる．別の言い方をすると，極低速の場合 ϕ (あるいは変速比) を制御するには出力ディスクの回転角に応じて操作量 u を変化させればよく，回転角パルスが発生する時間間隔が長くなることは (12) 式に基づく制御系では問題とはならない．

3. 制御系の設計

自動車が進進から停止するとき，T-CVT の変速比は，その T-CVT に可能な最も低い変速比の値付近 (以後このギヤ

比を g_{low} と表す) に制御される。また、自動車が後進する時、ギヤ比の目標値は g_{low} に設定される。したがって、後進時の変速比制御の開始時点では、 g_{cvt} はほぼ目標の値 g_{low} 付近にあると考えられる。すなわち変速比制御が成功すれば、後進時にギヤ比は常に g_{low} 付近にある。そこで、(12) 式を動作点 $\phi^* = G^{-1}(g_{low})$ の近傍で線形化し

$$\frac{d\phi(\chi_o)}{d\chi_o} = \alpha\phi(\chi_o) + \beta u(\chi_o) \quad (13)$$

を得る。ここで

$$\alpha = -\frac{a_1}{a_2}h(\phi^*), \quad \beta = \frac{b}{a_2}h(\phi^*),$$

である。(13) 式は不安定系であるが 1 次系である。そこで、制御誤差を

$$e(\chi_o) = g_{cvt}(\chi_o) - g_{low}(\chi_o) \quad (14)$$

と定義し PI コントローラー

$$u(\chi_o) = K_1 e(\chi_o) + K_2 \int e(\chi_o) d\chi_o \quad (15)$$

による制御系を設計する。ここで K_1 および K_2 はそれぞれ設計者が調整する比例ゲインと積分ゲインである。

さて、エンコーダから得られる信号はパルスであり、離散的である。そこで、(15) 式を台形積分を用い χ_o で離散化すると

$$u(k) = \left(K_1 + K_2 \frac{-\chi_{os}q}{q-1} \right) e(k) \quad (16)$$

を得る。ここで k はサンプル回数を表す整数、 q は進み演算子 $x(k+1) = qx(k)$ である。 $u(k)$ は出力ディスクが χ_{os} 回転するタイミングで更新される。いま、 $\omega_o < 0$ であるので、積分器は $-q\chi_{os}/(q-1)$ と表される。

4. 車両実験

小型乗用車に T-CVT を搭載し制御実験を行った。車両実験に用いた T-CVT のパラメータの値を示す。パラメータ a_1 , a_2 , b は連続時間同定法⁶⁾により同定した。他のパラメータは設計値を用いた。値を以下に示す。

$$\begin{aligned} a_1 &= 0.07, & a_2 &= 23, & b &= -0.0006, \\ \eta &= 0.65, & \theta &= 1.1, & R_0 &= 0.04 \end{aligned} \quad (17)$$

制御ゲインは実機によるチューニングの結果

$$K_1 = 100, \quad K_2\chi_{os} = -0.5$$

とした。 $g_{low} = 1.95$ とした。変速比は実験開始時には 2.2 とした。サンプリング角 θ_{os} は出力ディスクエンコーダ 9 パルス分の角度である $9 \times 2\pi/21[\text{rad}]$ とした。

制御結果を Fig. 4 に示す。図中“VSP”は車速を示す。VSP の符号が負であることは、車両が後進していることを示す。実験車は人間が運転しているので、車速は一定していない。さらに、時刻 90 秒付近では、故意にアクセルを踏み込み、踏み戻している。変速比 (傾転角) を直接的に計測できなかったため、図中の g_{cvt} は (2) 式を用いて計測した値を表示している。制御も図に示した g_{cvt} の値に基づいて

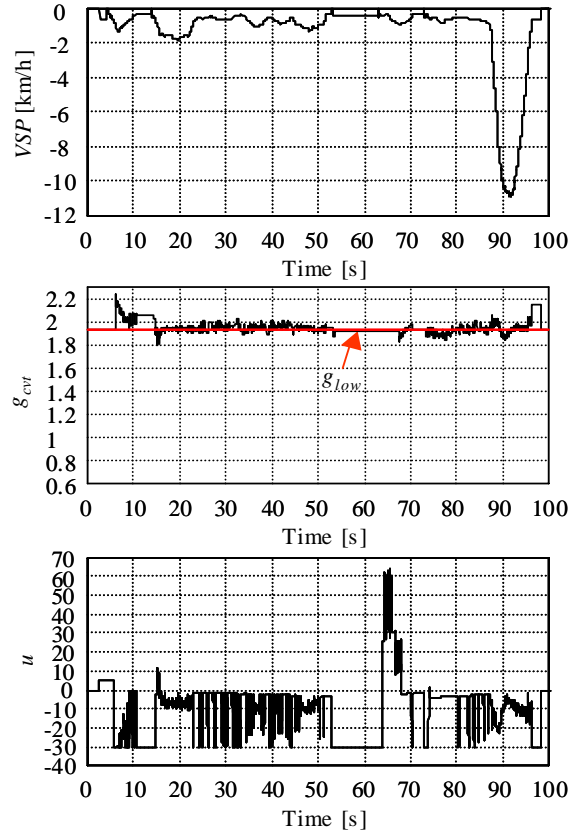


Fig. 4 Experimental results using a test car. VSP: vehicle speed.

いる。この実験では制御器のスイッチは時刻 2s 付近 (u が 0 から立ち上がる時点) で投入した。スイッチ投入時点では制御器は初期値として与えた 5 を出力している。実験開始初期においては、出力ディスクが十分に回転していない (χ_o が χ_{os} に達しない) ため、(2) 式から変速比は計測できない。 g_{cvt} は実際には 2.2 付近であるにもかかわらず計測値の初期値として与えた 1.95 を示している。制御器も初期値を出力し続ける。 g_{cvt} が計算可能となった時点 (g_{cvt} の値が急激に 2.25 付近に更新された時点) で制御器が機能し、その後 g_{cvt} は目標値に向かっている。

また、ディスクの回転速度 ω_o が速くなると (車速絶対値が大きくなると)、(9) 式の近似が有効でなくなることが予想される。そこで、時刻 90 s 付近で時速が -6 km/h 以下となり、再び 4 km/h 以上に上昇するまでの間は、高車速用の LQG サーボ系³⁾ に制御を切り替えている。制御系を切り替えても変速比に問題になる変動は現れない。

以上の実験結果から、提案した制御器は初期値の設定の影響を受ける事が少なく、極低速において十分な精度で変速比を制御できることがわかる。

また、本実験では問題なかったのが省略したが、PI 制御器は積分器を含むので wind-up 現象に対する対策が必要である可能性がある。Wind-up 対策としては通常の連続時間制御系や離散時間制御系と同様な方法が適用可能である。

5. まとめ

ここで扱った T-CVT は後進時に不安定系であり、フィードバック制御による変速比の安定化が必要である。ところが極低速において、変速比の計測値は時間的には不定期で、しかも長いサンプル周期でしか得られない。そこで T-CVT の動特性を利用し、一種の時間軸変換を用いて動特性を書き換えることにより変速比サーボ系を設計した。提案するサーボ系の有効性は実験により確認された。

また、今回提案した制御方式と以前に提案した高車速時に有効な制御方式³⁾を組み合わせると、実用的に十分に広い車速域で後進時の T-CVT を安定化できることが実験的に確認されている。

参 考 文 献

- 1) 川邊, 城: トロイダル型無段変速機のゲインスケジュール型非線形サーボ制御装置の設計, 計測自動制御学会論文集, **39-9**, 827/834 (2003)
- 2) 三平, 古田: 時間軸の変換を用いた非線形システムの線形化, 計測自動制御学会論文集, **22-10**, 1030/1036 (1986)
- 3) M. Mensler, T. Kawabe and S. Joe: LQR Controller for Toroidal Continuously Variable Transmission in Reverse Motion, JSME International Journal Series C, **46-3**, 938/945 (2003)
- 4) Masaki Nakano, Haruyoshi Kumura, Jun Sugihara, Haruhito Mori and Noboru Maruyama: Development of a Large Torque Capacity Half-Toroidal CVT, SAE papers 2000-01-0825 (2000)
- 5) 忍足, 渡辺, 城所: トロイダル CVT のパワーローラ同期に関するパラメータスタディー, 自動車技術会 2002 年度秋季学術講演会前刷集, **108-2** (2002)
- 6) M. Mensler, S. Joe and T. Kawabe: Identification of a toroidal continuously variable transmission using continuous-time system identification methods, Control Engineering Practice (to be published)

[著 者 紹 介]

川邊 武俊 (正会員)



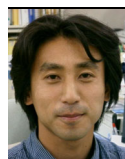
1984 年早稲田大学大学院理工学研究科物理学及応用物理学専攻修了。同年現職の日産自動車(株)総合研究所 電子情報研究所へ配属。以後自動車の制御研究に従事。92 年度, 93 年度東京大学大学院工学系研究科計数工学専攻大学院研究生。2005 年より九州大学大学院システム情報科学研究院教授。日本機械学会, 電気学会, 日本フルードパワー学会, 自動車技術会, IEEE の会員。工学博士。

Michel MENSLER



1999 年 Henri Poincaré (ナンシー) 大学 CRAN (Research Center in Automatic Control of Nancy) 修了。同年九州大学 post-doctoral 研究員。2001 年日産自動車(株)に入社, 総合研究所 電子情報研究所へ配属。以後自動車の制御研究に従事。工学博士。

城 新一郎



1998 年九州大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程修了。同年日産自動車(株)入社。以後, 総合研究所 電子情報研究所にて, 自動車の制御技術研究に従事。日本機械学会の会員。