CVT ベルトの最大摩擦力発生状態の検出法開発

山口 裕之^{*1}, 西澤 博幸^{*1}, 大澤 正敬^{*1}, 二宮 啓輔^{*2}

Development of detection method for the generating state of maximum friction force on CVT belt

Hiroyuki YAMAGUCHI^{*1}, Hiroyuki NISHIZAWA^{*1}, Masataka OSAWA^{*1} and Keisuke NINOMIYA^{*2}^{*1} Toyota Central R&D Labs., Inc

41-1 Yokomichi, Nagakute-shi, Aichi 480-1192, Japan

^{*2} Toyota Motor Corporation

1200 Mishuku, Susono-shi, Shizuoka 410-1193, Japan

Received: 28 February 2019; Revised: 11 June 2019; Accepted: 15 July 2019

Abstract

Vehicles with a metal belt-type continuously variable transmission(CVT) that can run under optimal engine fuel consumption conditions have been popular. However, the CVT unit itself can improve in terms of the efficiency. This is possible as the clamping force of the ordinary CVT is much greater than the minimum force required to prevent a large belt slip, which results in excessive friction loss in the belt. The clamping force should be reduced to approximately equal the maximum belt friction force to prevent a large belt slip and improve the efficiency of the CVT unit. However, the belt friction force varies depending on its operating condition and age. Thus, an generating state of the maximum friction force should be detected in each running condition. In this study, we investigate the following three detection methods for the generating state. 1) detection using the speed ratio as a conventional method, 2) a detection method wherein the gradient of the belt friction force on the slip velocity between the pulley and belt is nearly 0 near the belt μ , and 3) a detection method wherein a correlation value between the input and output rotational speeds of the CVT decreases below 1.0. We have described the methods used in this study in detail, and discussed their performance and computational efficiency.

Keywords : CVT, Belt friction force, Limit detection, Conventional sensor signal, Correlation, Gradient of belt friction force

1. 緒 言

車両のエンジンを最適な燃費効率で運転できる変速機として金属ベルト式 CVT (Continuously Variable Transmission) があり, エンジン小排気量から大排気量(天野他, 2003)に至るまで様々なクラスの車両で採用されている. CVT 車両は燃費性能に優れるが, CVT 単体には未だ効率改善の余地がある. CVT の動力伝達はベルトのエレメント, リングおよびプーリの各部品間の滑りによって行われ, 高トルク時はプーリとベルトエレメント間の滑り(以後, ベルト滑り)が主となるが, マクロスリップと呼ばれる過大なベルト滑りを避けるための過剰な挟圧力印加が CVT 損失の要因の一つとなっている. 損失低減には挟圧力低減が必要であり様々な検討がなされている(若原他, 2005)(駕海他, 2005)(湯谷他, 2016). ただし, 入力トルクを下回るような挟圧力低減はマクロスリップを生じ, また, ベルト個体差や経時変化によりベルト摩擦係数が異なるため, ベルト最大摩擦力の発生状態を検出(以後, 限界検出)して挟圧力を確保する必要がある. この必要性に対し, CVT 挙動変化に基づく種々の方法が提案されている. その一つである減速比(= 入力回転速度/出力回転速度)の変化を用いた方法(駕海, 2005, 以後, 減速比法)は, 減速比の変動に対するロバスト性確保に改善の余地がある. また, エンジントルク変動周波数域の CVT 入出力回転速度の振動比に着目した方法(坂上他, 2008)は, エンジントルク変

動周波数に対応した回転速度スペクトル算出のために高速処理が必要であり、専用のロックインアンプ回路が必要となる課題がある。

一方、これまでに筆者らは入出力プーリ油圧比に基づく限界検出法を提案した (Yamaguchi et al., 2004)。ただし、CVT 制御で使用しない入力プーリ油圧が必要となる点で実用性に課題があった。

ベルト滑り速度に対する摩擦力特性は最大摩擦力付近で飽和する (Nishizawa et al., 2005)。ベルトと同じような摩擦力特性を示すものとしてタイヤがあり、タイヤ滑り速度に対するタイヤ摩擦力の傾きの低下により最大摩擦力の発生状態を検出する手法 (Muragishi and Ono, 2003) を限界検出に適用した (Yamaguchi et al., 2004) (以後、勾配法)。これは、ベルトの滑り速度に対する摩擦力の傾き (以後、摩擦力勾配) の低下により限界検出するものであるが、演算量が大きく実用性に課題があった。

本報では、これらの課題に対し専用処理回路が不要で CVT 制御で使用可能な信号および演算量に基づく限界検出法について提案する。ベルト最大摩擦力付近ではベルト滑りの増大により入力回転速度が緩やかに増大するので、出力回転速度に対する入力回転速度の緩やかな乖離を両者の相関演算により捉え、閾値比較で限界検出する。挟圧力制御に起因した一時的な回転速度変動があるが、相関演算時の多数の時系列値により変動を平均化し、緩やかな入力回転速度増加のみを捉えるようにする。さらに相関値を用いることで閾値は 1.0 以下の値という明確な設定を可能とする。ここで、本報は以下のように構成した。第 2 章では、ベルト損失低減に対する挟圧力低減が有効であるが、ベルト毎、CVT 運転条件毎に限界検出が必要であることを示す。第 3 章ではベルト最大摩擦力付近で入力回転速度応答が緩やかな特性となることを示す。第 4 章では従来法として減速比法、勾配法を取り上げ、これに対して新規提案法である相関法の詳細を述べる。さらに第 5 章での検証より、限界検出の時間遅れ、演算量、誤検出に対するロバスト性、サンプリング周期の設定の柔軟性等を勘案し相関法が優れることを示す。

2. 挟圧力とベルト損失の関係

図 1 は、車両 CVT の入出力プーリ挟圧力制御系を示している (Yamaguchi et al., 2004) (Nishizawa et al., 2005)。出力プーリ挟圧力制御系は CVT の入力トルク伝達に必要なプーリ挟圧力 F_{out} を制御する。入力プーリ挟圧力制御系は減速比制御系であり、減速比が設定減速比 γ^* となるようプーリ挟圧力 F_{in} を制御する。図 2 は後述の説明に用いる図であり、ベルトエレメント 1 枚に作用するプーリ挟圧力 F_b とプーリ面法線方向の作用力 $F_b/\cos\beta$ を示している。

Fig. 1 CVT unit and controller.

Fig. 2 Clamping force acting for a belt element.

設定挟圧力 F_{out}^* は次式で算出する。

$$F_{out}^* = SF^* \cdot T_{in} \cdot \cos\beta / (2 \cdot \mu^* \cdot R_{in}) \quad (1)$$

SF^* は挟圧力安全率の設定値、 T_{in} は入力トルク、 β はプーリフランク角、 μ^* はベルト摩擦係数の設定値、 R_{in} は入力プーリ掛かり径であり、減速比 γ に基づき実験式を用いて算出する。式(1)において、ベルト摩擦係数の設定値

μ^* は代表値であり、ベルト毎の摩擦係数 μ は製品ばらつき、潤滑油温、運転状態、経年変化等の様々な条件で変化する (Drogen and Laan, 2004) (Nishizawa et al., 2005). さらに車両のタイヤ外乱による過大なトルクがベルトに加わる可能性がある. そこで、このようなタイヤ外乱、ベルトの製品ばらつき等に対して、挟圧力不足により生じるマクロスリップを防ぐため、 SF^* を 1.0 よりも大きな値に設定している. 半面、 SF^* が大きいために高油圧供給となりベルト内部摩擦損失が増大して伝達効率が低下する. エレメントに作用する挟圧力 F_b と図2のエレメントとリングの間で生じるベルト内部摩擦トルク T_b は次式の関係がある.

$$T_b \propto F_b \cdot \tan \beta \quad (2)$$

式(2)より、挟圧力 F_b が増大すると損失トルク T_b が増大する. 損失低減には挟圧力低減が有効となるが過度な低減はマクロスリップを生じる. 最大限の損失低減とマクロスリップ防止のためには、CVT 運転中にベルト最大摩擦力の発生状態を検出し、それ以上の挟圧力 (以後、挟圧力下限値 F_{out_min}) を確保する必要がある. そこで、限界検出法によりその発生状態を検出し、挟圧力を確保することとする. 以後、ベルト毎、運転条件毎の挟圧力下限 F_{out_min} に対する挟圧力 F_{out} の比を RF とし、次式で定義する.

$$RF = F_{out} / F_{out_min} \quad (3)$$

式(3)より、 $RF = 1.0$ の場合にベルト最大摩擦力を発生しているとする.

3. ベルト最大摩擦力付近の回転速度変化と限界検出における要求

図3は、ベルト摩擦力特性の計測結果である(Nishizawa et al., 2005). 図3の縦軸 $U_{rb(0.65)}$ は各設定減速比 γ^* における動作点のベルト摩擦力 B_f を挟圧力 F で除した摩擦パラメータ μ_b を、 $\gamma^* = 0.65$ における最大 μ_b ($= \mu_{b_max(0.65)}$) で除した μ 利用率であり、○印付近がベルト最大摩擦力に達した状態となる. この状態からさらに入力トルク増加あるいは挟圧力低減が行われるとマクロスリップに至る. 図3より、ベルト最大摩擦力付近では、 γ^* が大きくなるほど滑り速度が増大する. 図4は、図3のベルト最大摩擦力付近の特性を切りだして模擬した図である. 図4において、滑り速度 ΔV に対する摩擦パラメータ μ_b の勾配を k 、その切片を μ_{b0} として定義する. 図4より、ベルト最大摩擦力に達する前の①の動作点では摩擦力勾配 k は大きく、最大摩擦力に達した②の動作点では摩擦力勾配 k は0近傍に低下する. また領域Bでは、滑り速度の増大に対して摩擦力の増加が小さい特性となる. 最大摩擦力付近でこのような特性となる理由は、エレメント単体の摩擦特性が滑り速度に対して負勾配特性であることと、プーリ内で動力伝達に寄与するエレメント数が急激に増大すること起因する (小林他, 1999) (Nishizawa et al., 2005).

Fig. 3 Friction force characteristic of the CVT belt. μ_b is equal to the belt friction force B_f divided by the clamping force F . These characteristics are shown for each speed ratio γ^* . The higher the speed ratio, the larger is the slip velocity ΔV .

Fig. 4 Gradient of the friction force k . This gradient is at the saturation value when the slip velocity ΔV increases corresponding to the maximum belt friction force.

ベルト最大摩擦力付近のプーリ回転運動を以下に説明する．出力プーリ側は大きな車両慣性に繋がっており回転速度はほとんど変化しないため，入力プーリ側について説明する．ここでベルト慣性は考慮しないこととする．入力プーリの回転運動は次式が成り立つ．

$$J_{in} \cdot \dot{\omega}_{in} = -2 \cdot \mu_b \cdot F / \cos\beta \cdot R_{in} + T_{in} \quad (4)$$

J_{in} は入力プーリからエンジンまでの上流側慣性， ω_{in} は入力プーリ回転角速度である．小径側プーリで滑りが拡大しベルト最大摩擦力に至ることから， $\mu_b \cdot F$ は小径側プーリの摩擦力を表している．図4の摩擦力勾配 k ， μ_b の切片 μ_{b0} および滑り速度 ΔV を用いて摩擦パラメータ μ_b を次式で表わす．

$$\mu_b = k \cdot \Delta V + \mu_{b0} \quad (5)$$

減速側，増速側における $\mu_b \cdot F$ の詳細を式(5)を用い次式で表す．

$$\mu_b \cdot F = \begin{cases} [k \cdot (\omega_{in} \cdot R_{in} - V) + \mu_{b0}] \cdot F_{in} = [k \cdot (\omega_{in} \cdot R_{in} - \omega_{out} \cdot R_{out}) + \mu_{b0}] \cdot F_{in} & \text{at } \gamma > 1.0 \\ [k \cdot (V - \omega_{out} \cdot R_{out}) + \mu_{b0}] \cdot F_{out} = [k \cdot (\omega_{in} \cdot R_{in} - \omega_{out} \cdot R_{out}) + \mu_{b0}] \cdot F_{out} & \text{at } \gamma \leq 1.0 \end{cases} \quad (6)$$

式中， V はベルト速度であり，大径側プーリのベルト進行方向速度とほぼ一致することから $\gamma > 1.0$ の減速側では $V = \omega_{out} \cdot R_{out}$ ， $\gamma \leq 1.0$ の増速側では $V = \omega_{in} \cdot R_{in}$ としている．減速側について式(6)を式(4)に代入しラプラス変換してまとめると次式となる．

$$\omega_{in}(s) = \frac{1}{s + 2 \cdot k \cdot R_{in}^2 \cdot F_{in} / (\cos\beta \cdot J_{in})} U(s) \quad (8)$$

ただし，式中， s はラプラス演算子であり，入力項である $U(s)$ は次式となる．

$$U(s) = \{ (k \cdot \omega_{out} \cdot R_{out} - \mu_{b0}) \cdot 2 \cdot R_{in} \cdot F_{in} / \cos\beta + T_{in} \} / J_{in} \quad (9)$$

同様に増速側について展開し，伝達関数の極をまとめると次式となる．

$$s = \begin{cases} -2 \cdot k \cdot R_{in}^2 \cdot F_{in} / (\cos\beta \cdot J_{in}) & \text{at } \gamma > 1.0 \\ -2 \cdot k \cdot R_{in}^2 \cdot F_{out} / (\cos\beta \cdot J_{in}) & \text{at } \gamma \leq 1.0 \end{cases} \quad (10)$$

ベルト最大摩擦力に至る前の摩擦力勾配 k が大きい状態では，式(10)，(11)の極の絶対値は大きい．すなわち，応答性が高く入力 $U(s)$ の変化に対する回転速度変化は早い．一方，ベルト最大摩擦力付近では k が0近傍となり極が0に近づく．すなわち，入力に対する入力回転速度変化は緩やかとなる．ベルト最大摩擦力を超えると k は負値となり式(10)，(11)の極は不安定極となる．この不安定極となる状況がマクロスリップに相当する．摩擦パラメータ μ_b が図3に示す飽和特性を持つように μ_b の特性式を設定し，それに基づき摩擦力勾配 k を次式のように表す．

$$\mu_b = \mu \cdot (1 - \exp(-K \cdot \Delta V)) \quad (12)$$

$$k = d(\mu_b) / d(\Delta V) = \mu \cdot K \cdot \exp(-K \cdot \Delta V) \quad (13)$$

式(12), (13)中のパラメータ K は, μ_b がベルト摩擦係数 μ の 99.5% で所定の滑り速度 ΔV^* となるよう調整した定数である. 所定の滑り速度 ΔV^* は図 3 を参照に設定し, 設定減速比 $\gamma^* = 0.65$ では滑り速度 $\Delta V^* \approx 0.13 \text{ m/s}$, $\gamma^* = 2.0$ では滑り速度 $\Delta V^* \approx 0.27 \text{ m/s}$ とした. 図 5 に表 1 に示すパラメータを用い, ΔV を連続的に変化させた時の摩擦パラメータ μ_b , 摩擦係数勾配 k を式(12), (13)で求めた結果, および設定挟圧力 F_{out}^* を徐々に挟圧力下限 F_{out_min} に近づけていった RF 低減時の入力回転速度の応答周波数を式(10), (11)に基づき求めた結果を示す. 式(11)の計算において出力プーリ挟圧力 F_{out} は, 式(1)のベルト摩擦係数 μ^* を表 1 の値($=0.09$)に設定し, さらに $SF^* = RF$ として求めた. また, 式(10)で用いる入力プーリ挟圧力 F_{in} は減速比制御で決まる値であるが, 減速比毎に概ね決まる推力比 $\tau (=F_{in}/F_{out})$ と出力プーリ挟圧力 F_{out} から求めた. 図中の○点は, 表 1 の RF 設定値に対する出力プーリ挟圧力 F_{out} , μ_b 値, 滑り速度 ΔV を求め, それに基づきプロットしたものである.

図 5 の最下段より RF を低減するほど入力に対する回転速度の応答周波数が低く, 減速側ほどその傾向が強くなる. 図 6 は後述のベンチ試験装置を用いて挟圧力低減時の回転速度挙動を示したもので, 挟圧力下限の 6 秒付近よりベルト滑りが拡大し, 入力回転速度が緩やかに変化している.

限界検出は, 1) ベルト最大摩擦力の発生状態をいかに早期に検出できるか, 2) 使用センサ, 演算量等のコスト的な負荷が小さいか, 3) 簡易なアルゴリズムで実現できるかの 3 点が重要となる. 次章で 1) ~ 3) を考慮した検出法を述べる.

Fig. 5 Simulated curve of the characteristic belt friction force.

This figure shows its curve based on Fig.3. The response frequency of the rotational speed of the input pulley decreases as it nears $RF = 1.0$.

Table 1 Calculated condition for Fig. 5.

Set value of γ^*	0.65	2.0
Belt radius at input pulley R_{in}	71 [mm]	37.5 [mm]
Thrust ratio $\tau (=F_{in}/F_{out})$	—	0.917
Coefficient K at μ_b	40	20
Clamping force ratio $RF (=F_{out}/F_{out_min})$	1.1, 1.05, 1.005	
Coefficient of friction of belt μ	0.09	
Belt friction parameter μ_b	0.0818, 0.0857, 0.0896	
Pulley frank angle β	11 [deg]	
Input torque T_{in}	150 [Nm]	
Inertia of input pulley side J_{in}	0.1242 [kg·m ²]

Fig. 6 The input pulley rotational speed around the minimum clamping force. The rotation speed of the input pulley gradually increases beyond this point (at $\gamma^* = 1.0$, $T_{in}^* = 100 \text{ Nm}$).

4. 検討した限界検出法

限界検出は現状の CVT 車両における標準的なセンサ信号に基づき行う. 表 2 に使用する信号を示す. 'へ'は推定値を表す. 表 2 中の F_{in} に関し入力プーリ油圧センサ信号は使用しないため, 入力プーリ挟圧力 F_{in} は上述した推力比 τ を出力プーリ挟圧力 F_{out} にかけた推定値を使用する. 入力トルク推定値 T_{in} は車両のエンジントルク推定誤差を想定して入力トルク計測値に 10%誤差を付与した値とする. 以下に検討した 3 つの方法を説明する.

Table 2 Usable signals for the detection methods.

	Usable signal
N_{in}	Rotational speed of input pulley.
N_{out}	Rotational speed of output pulley.
$\hat{F}_{in}$	Calculated value using the measured clamping force F_{out} and thrust ratio.
F_{out}	Calculated value using the measured hydraulic pressure and centrifugal hydraulic force.
$\hat{T}_{in}$	Calculated value using the measured input torque and engine torque estimation errors(= 10%).

4・1 減速比法

減速比法は、設定減速比と減速比との偏差 $\Delta\gamma$ あるいは減速比の時間変化 $\Delta\gamma/\Delta t$ を閾値比較して限界検出するものであり、CVT 制御に広く使用されている方法である。ただし、CVT 挟圧力制御に起因した減速比変動により、減速側ほど誤検出に対するロバスト性が低下する課題がある。その理由を以下に説明する。回転速度変動を表すパラメータ c を導入し、設定減速比 γ^* 、出力回転速度 N_{out} を用いて入力回転速度 N_{in} を次式で表す。

$$N_{in} = \gamma^* \cdot c \cdot N_{out} \quad (14)$$

c は正の実数で、 RF が大きくベルト摩擦力に余裕のある状態では $c = 1.0$ 近傍で変動し、ベルト最大摩擦力付近では入力回転速度の増大により徐々に $c > 1.0$ に拡大する。減速比偏差 $\Delta\gamma$ 、減速比の時間変化 $\Delta\gamma/\Delta t$ は式(14)を用いてそれぞれ次式で表される。

$$\Delta\gamma = \gamma^* - N_{in}/N_{out} = \gamma^* \cdot (1 - c) \quad (15)$$

$$\Delta\gamma/\Delta t = d(N_{in}/N_{out})/dt = d(\gamma^* \cdot c)/dt = \gamma^* \cdot dc/dt \quad (16)$$

式(15), (16)より、減速比偏差 $\Delta\gamma$ および減速比の時間変化 $\Delta\gamma/\Delta t$ はともに回転速度変動のパラメータ c と設定減速比 γ^* の積として現れる。すなわち、回転速度変動 c あるいはその微分値 dc/dt に対して設定減速比 γ^* を乗じるため、同じ回転速度変動であっても減速側ほど $\Delta\gamma$ 、 $\Delta\gamma/\Delta t$ が大きくなる。その結果、ベルト最大摩擦力に至る前に閾値に接近し、誤検出に対するロバスト性が低下する。誤検出を防ぐためには減速側ほど閾値を大きくする必要がある。一方で、図5より減速側ほど入力回転速度応答が低下し減速比の増加が緩やかとなるため、早期限界検出には閾値をより小さくする必要がある。すなわち、誤検出に対する十分なロバスト性確保と早期検出に関して背反がある。その背反に対して様々な方策を講じる必要があり、アルゴリズムが複雑となる。本報では減速比の時間変化 $\Delta\gamma/\Delta t$ に2次のローパスフィルタ処理を施した値を減速法の検出指標とする。

4・2 勾配法

ベルト最大摩擦力付近において摩擦力勾配 k が0近傍に低下することを利用し、同定値 k が閾値を下回った場合に限界検出する (Yamaguchi et al., 2004)。次式は減速側の入力プーリー回転運動を示したもので、式(6)を式(4)に代入して整理したものである。ベルト速度は V としている。

$$J_{in} \cdot \dot{\omega}_{in} = -2 \cdot k \cdot \omega_{in} \cdot R_{in}^2 \cdot \hat{F}_{in} / \cos\beta + 2 \cdot (k \cdot V - \mu_{b0}) \cdot R_{in} \cdot \hat{F}_{in} / \cos\beta + \hat{T}_{in} \quad (17)$$

式(17)の摩擦力勾配 k をオンライン最小自乗法を用いて同定する。式(17)を次式で表す。

$$y_{[i]} = \phi_{[i]}^T \cdot \zeta_{[i]} \quad (18)$$

式(18)の T は転置, i は計測値のサンプリング刻みである. 式(18)の各項を次式で示す.

$$y_{[i]} = J_{in} \cdot \dot{\omega}_{in[i]} - \hat{T}_{in[i]} \quad (19)$$

$$\phi_{[i]}^T = [k_{[i]} \quad k_{[i]} \cdot V_{[i]} - \mu_{b0[i]}] \quad (20)$$

$$\xi_{[i]} = 2 \cdot \hat{F}_{in[i]} / \cos \beta \cdot [-\omega_{in[i]} \cdot R_{in[i]}^2 \quad R_{in[i]}]^T \quad (21)$$

増速側も式(7)を用いて同様に記述できる. 式(20)の ϕ が摩擦力勾配 k を含む同定パラメータであり, 次式の重み付け最小自乗法を用いて算出する.

$$\phi_{[i]} = \phi_{[i-1]} \cdot \frac{P_{[i-1]} \cdot \xi_{[i]}}{\lambda + \xi_{[i]}^T \cdot P_{[i-1]} \cdot \xi_{[i]}} \cdot (\xi_{[i]}^T \cdot \phi_{[i-1]} - y_{[i]}) \quad (22)$$

$$P_{[i]} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{P_{[i-1]} - P_{[i-1]} \cdot \xi_{[i]}^T \cdot P_{[i-1]}}{\lambda + \xi_{[i]}^T \cdot P_{[i-1]} \cdot \xi_{[i]}} \quad (23)$$

式(22), (23)における λ は忘却係数である. 行列 P は 2×2 のサイズであり, P および ϕ はサンプリング周期ごとに得られる $y_{[i]}$, $\xi_{[i]}$ を用いて算出する. 本報では, 同定値 k の 2 次のローパスフィルタおよび 1 次のハイパスフィルタ処理を施した値を勾配法の検出指標とする.

4・3 相関法

本提案方式はベルト最大摩擦力付近での緩やかな回転速度変化を, N 点の入出力回転速度に基づく相関値の低下により検出する. 入出力回転速度を用いる点は減速比法と同じであるが, CVT 挟圧力制御による一時的な回転速度変動があっても N で除するため変動が緩和でき, 閾値を小さく設定できる利点がある. さらに相関の積和演算によりセンサノイズの影響を抑えることができる (この点は後述). 相関値を用いることで閾値は 1.0 以下の値という明確な設定ができる. 相関値 R は次式で算出する.

$$R_{[i]} = \frac{R_{xy[i]}}{R_{xx[i]} \cdot R_{yy[i]}} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N N_{in[i]} \cdot N_{out[i]}}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N N_{in[i]}^2} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N N_{out[i]}^2}} \quad (24)$$

ベルト最大摩擦力付近では入力回転速度 N_{in} が緩やかに増大し, 出力回転速度 N_{out} との違いが時間とともに拡大するため相関値 R が小さくなる. 本報では, 相関値 R の 1 次のローパスフィルタ処理値を相関法の検出指標とする.

相関値 R はセンサノイズの影響を抑制できることを, 定常運転状態での限界検出を例に以下に説明する. 式(24)における $N_{in[i]}$, $N_{out[i]}$ を次式で表す.

$$N_{in[i]} = N_{in0} + \Delta N_{in[i]} + N_{in\sim[i]} \quad (25)$$

$$N_{out[i]} = N_{out0} + N_{out\sim[i]} \quad (26)$$

式(25), (26)において, N_{in0} , N_{out0} は定常運転状態の入出力回転速度 (一定値), $\Delta N_{in[i]}$ は図 6 で示したベルト最大摩擦力付近における入力回転速度の変化分, $N_{in\sim[i]}$, $N_{out\sim[i]}$ は回転速度のセンサノイズであり, N_{in0} , N_{out0} に対して十分に振幅の小さいホワイトノイズ (平均=0) とする. また $N_{in\sim[i]}$, $N_{out\sim[i]}$ は $\Delta N_{in[i]}$ と相関がないとする. 出力プーリ側は大きな車両慣性に繋がっており, 出力回転速度はほとんど変化しないとして $\Delta N_{out[i]} \doteq 0$ とする. 式(25), (26)を式(24)に代入して各項を展開する.

例えば, 式(24)の分母第 1 項の平方根の中は次式となる ($1/N$ および Σ の添え字 $i=1$, N は省略).

$$\sum_{i=1}^N (N_{in0} + \Delta N_{in[i]} + N_{in\sim[i]})^2 = N_{in0}^2 \cdot (N + \sum \Delta N_{in[i]}^2 / N_{in0}^2 + \sum N_{in\sim[i]}^2 / N_{in0}^2 + 2/N_{in0} \cdot \sum \Delta N_{in[i]} + 2/N_{in0} \cdot \sum N_{in\sim[i]} + 2/N_{in0}^2 \cdot \sum \Delta N_{in[i]} \cdot N_{in\sim[i]}) \quad (27)$$

式(27)において上記仮定により次の関係が成り立つ（ Σ の添え字 $i=1$, N は省略）.

$$\sum N_{in\sim[i]}^2 / N_{in0}^2 \doteq 0, \quad \sum N_{in\sim[i]} \doteq 0, \quad \sum \Delta N_{in[i]} \cdot N_{in\sim[i]} \doteq 0 \quad (28)$$

上記関係を用いると式(27)のセンサノイズに関する部分が省略できる. 同様に式(24)の他の2つの項に関してもセンサノイズに関する部分が省略でき, 相関値 R はセンサノイズを影響を抑えることができる.

定常運転状態で出力回転速度 N_{out} が一定値であることを利用すると, 式(24)は式(14)の関係を用いて次のように簡略化できる.

$$R_{[i]} = \frac{\sum_{i=1}^N c_{[i]}}{\sqrt{N} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^N c_{[i]}^2}} \quad (29)$$

式(29)より相関値 R は設定減速比 γ^* の影響を受けず, 回転速度変動 c のみで値が変化する. 以上より閾値 1 以下の値で限界検出ができ, さらに定常運転状態であれば閾値は設定減速比 γ^* に関わらず固定値とできる.

5. 検証試験

5・1 検証方法

限界検出の検証は, CVT ベンチ装置で計測したデータに基づきオフライン計算で行った. 図7に使用したベンチ試験装置, 表3に試験条件を示す. 入力プーリは駆動ダイナモ, 出力プーリは吸収ダイナモに各々接続した. 駆動ダイナモはエンジン慣性値レベルの小さい慣性を持つ高応答ダイナモを使用し, 定トルク制御とした. 吸収ダイナモは車両相当の慣性値を持つダイナモを使用し定速度制御とした. トルク計測は入出力プーリ前後に配したトルク計, 油圧計測は入出力プーリ出口の油圧センサ, 回転速度計測はトルク計に付随したスリット通過光(360スリット/回転)を検出するピックアップセンサを使用した. CVT 油圧制御は出力プーリ側が入力トルク計測値に基づく挟圧力制御, 入力プーリ側が入出力回転速度計測値に基づく減速比制御であり, ともにPI制御系とした. 使用したベルトはエレメント幅 30 mm のものであり, 新品のベルトを慣らし運転し, エレメント端面形状を均一化したものを使用した. 試験は定常運転下でマクロスリップしない十分な挟圧力から, 一定勾配で挟圧力低減した時のベルト挙動を計測する方法とした. なお, 実車実装時は, 限界検出後に挟圧力の増圧を行いマクロスリップを回避するが, 本試験では後述のトルク変動を生じた時点より 1.5~2.0 秒後に手動で入力トルクを低減し, マクロスリップを回避した. 表4にサンプリング周期, 設定閾値, 使用信号, フィルタ処理方法等を示す. サンプリング周期は短, 長の2通りに設定し周期の違いによる検出指標への影響を調べた. ただし, 主な検討は短い側のサンプリング周期(4 ms, 6 ms)について行った. 後述の結果において特に注釈がない限りサンプリング周期は短い側での結果とする. なお相関法のみ 6 ms としたが, これは後述のデータ点数 N とサンプリング周期との積で決まる回転速度の時系列データの切り出し時間幅を大きくとるためである. サンプリング周期の影響調査時は周期のみ変更し, 閾値, フィルタ処理等のその他の条件は同じとした. 勾配法で使用する入力トルク T_m 推定値は挟圧力低減前の入力トルク計測値の平均を 1.1 倍した固定値とした. 各検出法の閾値は, 検出指標の計算結果に基づき設定し, 評価に用いたデータ数 68 の全てに対して誤検出, 未検出が最も少なくなる値に設定した. ここで誤検出とは $RF=1.0$ 以前に限界検出された場合, 未検出とは $RF=1.0$ に至った以降も限界検出できなかった場合とする. 減速比法では設定減速比 $\gamma^*=1.0$ の閾値を基準とし, 各設定減速比 γ^* の閾値はその基準値に γ^* をかけた値とした. 相関法のデータ点数 N はサンプリング周期 6 ms 時に $N=15$ (表4は N_{in} , N_{out} の2つの信号分で 30), サ

ンプリング周期 12 ms 時に $N=8$ (表 4 では 16) とした. すなわち, 相関値 R の計算時, 式(24)の時系列データの切り出し時間幅はサンプリング周期によって変わらないようにした. 相関法のデータ点数は後述の $RF=1.0$ 到達時点からの限界検出までの時間の遅れと相関値の変動度合を勘案し決定した. 限界検出法の評価は, 1) 1 回の処理に必要な積和演算回数, 2) $RF=1.0$ 点からの時間遅れと誤検出, 未検出の回数, 3) 誤検出に対するロバスト性, 4) サンプリング周期の影響の 4 つに基づき行った. ここでロバスト性の評価指標は, $RF=1.0$ 前で閾値に最も近づいた検出指標の閾値に対する割合とした. 図 8 は, 減速比法の検出指標 $\Delta\gamma/\Delta t$ を例にロバスト性評価指標 CR の算出方法を示したものである. 早期検出を目的として検出指標が閾値を超えた瞬間で限界検出するため, 仮に検出指標の分散 (時間的な変動) が小さいとしても, 限界検出前に一瞬でも閾値に近づけばロバスト性は低いと評価する.

Fig. 7 Experimental apparatus.

Table 3 Experimental condition.

	$\gamma^* = 0.65, 0.8, 1.0, 1.65, 2.0$
Input speed	$N_{in}^* = 2000$ [rpm]
Input torque	$T_{in}^* = 50, 100, 150$ [Nm]
SF reduction rate	$\Delta SF^* = -0.04$ [-/s]
Bench mode	Input: ATR, output: ASR
Type of belt	Width of elements: 30 mm

ATR:Auto torque regulation.
ASR:Auto speed regulation.

Table 4 Comparison of each detection method.

	Speed ratio	Gradient	Correlation
Sampling period	4 ms, 12 ms	4 ms, 12 ms	6 ms, 12 ms
Signals used	N_{in}, N_{out}	$N_{in}, \hat{T}_{in}, \hat{F}_{in}$	N_{in}, N_{out}
Threshold	$-0.25 \times \gamma^*$	-0.9×10^{-3}	0.999975
Filter for input signals ^{※1}	LPF 3Hz	—	—
Filter used for calculation output ^{※1}	LPF 3 Hz	LPF 1 Hz, 2nd order HPF 0.2 Hz	LPF 3 Hz
Amount of memorized data	1	6	30, 16 ^{※2}
Inertia of input pulley	—	$J_{in} = 0.1431$ kg·m ²	—
Forgetting factor λ	—	$\lambda = 0.995$	—

※1: LPF: low pass filter, HPF: high pass filter,
all are 1st order filters except those in the gradient method.

※2: '16' is used when the sampling period is 12 ms.

Fig. 8 The robustness index CR , which represents the ratio of the maximum value of the detection index corresponding to the threshold before reaching the $RF=1.0$ point.

5・2 検証結果

5・2・1 積和演算数の比較

表 5 に各限界検出法の積和演算数を示す. 表 5 より演算量は減速比法が最も小さく, 勾配法が最も大きい. 相関法は勾配法よりも演算量が少ない. ただし, サンプリング周期 12 ms は 6 ms に対し, 同じ時間幅の入出力回転速度の時系列値を間引きして計算するため, さらに演算量が少なくなる.

Table 5 Number of calculations corresponding to each detection method.

Method	No. of calculations	
	+, - ※1	*, / ※2
Speed ratio	5	10
Gradient	48	65
Correlation	42 at 6ms 21 at 12ms ※3	47 at 6ms 26 at 12ms

※1: '+', and '-' denote addition and subtraction.

※2: '*', and '/' denote multiplication and division.

※3: '6 ms, 12 ms' are sampling period at Table 4.

5・2・2 限界検出結果

1) 各検出指標の波形比較

図9に, 設定減速比 $\gamma^* = 0.65$ 時の設定入力トルク T_{in}^* 違いに対する各検出指標の時間波形および入力回転速度, トルク等の計測波形を示す. 図9中, 最上段は時々刻々の出力プーリ挟圧力 F_{out} を挟圧力下限 F_{out_min} で除した RF 値である. 挟圧力下限 F_{out_min} 値は挟圧力が最も小さくなり, ベルト滑りが拡大を始める時点の 0.1~0.3 秒間の挟圧力平均値として求めた. $RF = 1.0$ の時点は, 時間に対する RF 波形を一次近似し近似直線が $RF = 1.0$ とクロスした点とした. 2 段目以降, 入出力回転速度 N_{in} , N_{out} の計測値, 入力トルク T_{in} の計測値, 減速比 γ および γ に基づく入力プーリ掛かり径 R_m を示している. 5 段目~7 段目は各検出法による限界検出結果で, 減速比法, 勾配法, 相関法の順に示している. ○印は限界検出点である.

各検出法により限界検出された時点を比較すると, 設定入力トルク $T_{in}^* = 100 \text{ Nm}$ において最も検出時間遅れが小さい検出法は勾配法であり, 相関法, 減衰法は同程度である. $T_{in}^* = 150 \text{ Nm}$ では勾配法, 相関法は同程度であり, 減速比法は他の 2 つの検出法と比べて検出時間遅れが大きい. 相関法の検出遅れ時間が T_{in}^* 上昇により小さくなる理由として, 高トルクでは挟圧力設定値が大きくなり式(11)より入力回転速度応答 (回転速度変化) が早くなるためと考えられる. 減速比法は, $T_{in}^* = 150 \text{ Nm}$ の $RF = 1.0$ 到達後において入力回転速度上昇により一旦正側に $\Delta\gamma/\Delta t$ が上昇するが, 減速比変動が大きくなる負側の閾値設定としているため $T_{in}^* = 100, 150 \text{ Nm}$ とも検出時間遅れは, ほとんど違いがなかった.

なお, 図9では挟圧力下限 F_{out_min} 到達後に RF が増加しているが, これはベルト最大摩擦力付近での入力プーリ掛かり径 R_m の減少に伴う式(1)の設定挟圧力 F_{out}^* の上昇と, ベルト滑り増大, 減少による負荷トルク変動に起因したダイナモのトルク制御性低下により入力トルク T_{in} が設定値 T_{in}^* からずれて変動したこと, さらに T_{in} を参照する設定挟圧力 F_{out}^* が変動し, 挟圧力制御系とダイナモ制御系間でハンチング傾向となり増圧されたためである.

図10に, 設定入力トルク $T_{in}^* = 100 \text{ Nm}$ 時の設定減速比 γ^* の違いに対する各検出指標の時間波形を示す. 図9(a) および図10より, 各検出指標の時々刻々の変動を比較すると, 減速比法は他の検出法に比べ検出指標の変動が大きくなる (特に $\gamma^* = 2.0$ の場合). 一方, 相関法および勾配法の検出指標の変動はいずれの減速比においても同程度である. 相関法は N 点の回転速度信号を使用し N で除するため, 回転速度変動による検出指標の変動が小さくなった. また, 勾配法についても忘却係数 λ を 1.0 に近い設定としたことにより検出指標の変動が小さくなった.

2) 各検出法の限界検出時間

図 11 に、ベルト最大摩擦力発生状態 ($RF = 1.0$) からの検出遅れ時間を各設定減速比 γ^* について比較する。プロット点は、同じ試験条件で得られたデータ数 5 の限界検出時間の平均値である (ただし、 $\gamma^* = 2.0$, $T_{in}^* = 50$ Nm はデータ数 3)。図 11 より、検出遅れ時間が最も小さい限界検出法は勾配法であった。減速比法、相関法の検出遅れ時間は同程度であるが、 $T_{in}^* = 150$ Nm の高トルクの場合は相関法の方が検出遅れ時間は小さくなった。

表 6 は各検出法の誤検出率, 未検出率を示しており, 勾配法は両者とも 0%, 相関法は誤検出率が 4%, 減速比法は未検出率が 3%である. 未検出の場合はベルト最大摩擦力発生状態において挟圧力確保ができずプーリ, ベルト損傷を生じる可能性があるが, 誤検出の場合は挟圧力が確保された状態のため損傷は生じない. 相関法の実車適用時は, 誤検出を生じた運転条件について複数回限界検出を行ってその時の挟圧力設定値を記憶し, 多数決により最も小さい挟圧力を選択するといったロジックが考えられる.

Fig. 11 Delay time from the point $RF = 1.0$ in each detection method. Each point equals the average of the delay times, and the number of experiments is 5 (except for the experimental condition where $\gamma^* = 2.0$, $T_{in}^* = 50$ Nm). The threshold values of each speed ratio only change in the conventional method (speed ratio method). There are hardly any differences in the delay times between the speed ratio and correlation methods. However, the correlation method has excellent performance at high speed ratios and high torque inputs. The gradient method has excellent performances at each speed ratios.

3) 各検出法のロバスト性

図 12 に, 誤検出に対する各限界検出法のロバスト性を各設定減速比 γ^* について比較する. 縦軸の CR 値が小さいほど誤検出の可能性が低くロバスト性が高いことを表す. プロット点は, 図 11 と同じくデータ数 5 の平均値である ($\gamma^* = 2.0$, $T_{in}^* = 50$ Nm を除く). 図 12 より, ロバスト性は勾配法が最も高い. 次いで相関法がロバスト性が高く, 減速比法はロバスト性が低い. 減速比法は特に設定減速比 $\gamma^* = 2.0$ でロバスト性が低下している. 減速比法は図 11 で示した検出遅れ時間を相関法と同程度にするためには, 図 12 で示したロバスト性を犠牲にする必要があり, 検出遅れ時間の低減とロバスト性向上の両立に課題がある.

Fig. 12 The gradient method has the smallest value of CR, which allows a margin for the threshold. The correlation method also has a similar threshold margin, which is not available in the speed ratio method

4) サンプリング周期の影響

図 13 にサンプリング周期 12 ms における各検出指標の計算結果を示す. 図 13 は図 10(a)と同じデータを使用して計算したものである. その結果, 勾配法は検出指標の変動が大きくなり, 図中▲で示した箇所で誤検出を生じている. これは式(22), (23)のパラメータ ϕ , P の更新周期が粗くなった結果, 時々刻々の推定値の修正精度が低下したためと考えられる. これに対して相関法はサンプリング周期の影響が小さく図 10(a)とほぼ変わらない結果となっている. 減速比法はほぼ同様の結果であるが, 評価指標が閾値を超過する度合いがやや小さくなっている. 図 14 は, 減速比 $\gamma^* = 1.0$ の各トルク T_{in}^* について, $RF = 1.0$ からの検出遅れ時間を図 11(c)の結果と比較したもので, 相関法, 減速比法のサンプリング周期による影響は小さい. 一方, 勾配法は誤検出が大幅に増加した. 表 7 は表 6 と同様にサンプリング 12 ms における各検出法の誤検出率, 未検出率を示したものである. 表 6, 7 を比較すると相関法以外は限界検出性能が低下し, 特に勾配法の誤検出率増加が顕著であった. 減速比法は図 13 より検出指標の閾値超過度合いが低下し, 未検出率が増加した. 相関法の性能が殆ど変わらない理由として, サンプリング周期変更時, 時系列データの間引具合が変わるだけで, 切り出される波形形状は変わらないためと考えられる. これらの検討から減速比法, 勾配法はサンプリング周期変更の影響が大きい, 相関法はその影響が小さく車載コンピュータの仕様変更への対応が容易である. 以上より, ベルト最大摩擦力発生状態からの検出時間の遅れ, ロバスト性, 演算量, サンプリング周期変更に対する柔軟性等を考慮すると相関法が優れていると考えられる.

Fig. 14 The comparison the detection delay for different sampling periods ($\gamma^* = 1.0$).

Fig. 13 The gradient method shows a significant increase in the estimated value compared to with Fig 10(a) due to a long sampling period (12 ms). This result, the detection error occurs (this point is denoted by '▲'). On the other hand, the results from the correlation and speed ratio methods remained almost the same at a speed ratio $\gamma^* = 1.0$, $T_{in}^* = 100$ Nm. Each sampling period is a long value (12 ms).

Table 7 Error and No detections rate (sampling period 12 ms).

Detection method	Rate of error detection	Rate of no detection for the generating state
Speed ratio	0%	12 % (=8/68)
Gradient	63 % (= 43/68)	0%
Correlation	3 % (= 2/68)	0%

6. 結 言

挟圧力低減を目的としたベルト最大摩擦力発生状態の検出法として、減速比法、勾配法、相関法の3つを検討した。以下に検討結果をまとめる。

- 1) 減速比法は、3つの検出法の中で最も演算量が小さく、限界検出の遅れ時間は相関法とほぼ同じであった。ただし、誤検出に対するロバスト性が低く、さらに、ベルト最大摩擦力の発生状態となっても未検出となる場合を生じた。ロバスト性向上および検出性能向上の両立に課題があることが示された。
- 2) 勾配法は、3つの検出法の中で限界検出の遅れ時間が最も短くロバスト性が最も高いため、性能として最も優れている。ただし、演算が複雑で演算量が大きく、サンプリング周期変更時に誤検出が増加することが示された。
- 3) 相関法は、限界検出の遅れ時間では減速比法とほぼ同じであったが、ロバスト性は減速比法と比べて高く、演算量は勾配法よりも小さい。センサノイズの影響が抑制でき、また、サンプリング周期変更時も検出性能が変わらず柔軟性が高いといった利点が示された。

以上から、限界検出法として3つの中では相関法が最も優れており、挟圧力低減時のベルト最大摩擦力の発生状態検出に適すると考える。各限界検出法の性能検証は CVT の定常運転下で実施したので、今後、変速、トルク変化等の過渡時で性能検証を行う。

文 献

- 天野宏, 安保佳寿, 菅野一彦, 早崎康一, 小林昌之, 水口賢, 高トルク容量ベルト CVT の開発, 自動車技術会 学術講演前刷集, No.21-03 (2003), pp.17-20.
- Drogen, M. and Laan, M., Determination of variator robustness under macro slip conditions for a push belt CVT, SAE International Transmission & Driveline Symposium 2004 (2004), Paper No.2004-01-0480.
- 小林大介, 馬淵豊, 加藤芳章, 金属 CVT ベルトのトルク伝達メカニズム, 自動車技術会論文集, Vol.30, No.3 (1999), pp.49-53.
- Muragishi, Y. and Ono, E., Application of hybrid control method to braking control system with estimation of tire force characteristic, Toyota R&D Review, Vol.38, No.2 (2003), pp.22-30.
- Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M., Iwatuki, K. and Oshiumi, Y., Friction characteristics analysis for clamping force setup in metal V-belt type CVT, SAE International Transmission & Driveline Symposium 2005 (2005), Paper No.2005-01-1462.
- 鷺海恭弘, 岩月邦裕, 西澤博幸, 山口裕之, 金属ベルト式 CVT のベルト挟圧力最適化制御, 自動車技術会学術講演前刷集, No.8-05 (2005), pp.11-14.
- 坂上恭平, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹, 金属 V ベルト式 CVT のすべり状態を記述する指標を用いた最適推力制御とそれによる伝達効率の向上, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.5 (2008), pp.101-106.
- 若原龍雄, 泉徹也, 飯田敏司, 田中裕久, ベルト CVT の効率向上と制御性能を両立するハイドロメカニカル変速制御機構の研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.36, No.6 (2005), pp.10-15.
- Yamaguchi, H., Nishizawa, H., Suzuki, H., Iwatuki, K. and Hoshiya, K., Development of belt μ saturation detection method for V-belt type CVT, SAE International Transmission & Driveline Symposium 2004 (2004), Paper No.2004-01-0479.
- 湯谷健太郎, 片岡拓実, 頼永宗男, 二宮啓輔, 金属ベルト式 CVT におけるエレメントの接触とスリップ挙動解析, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.2 (2017), pp.311-316.

References

- Amano, H., Abo, K., Sugano, K., Hayasaki, K., Kobayashi, M. and Mizoguchi, M., Development of high torque capacity belt CVTs, *International Journal of Automotive Engineering*, No.21-03 (2003), pp.17-20 (in Japanese).
- Drogen, M. and Laan, M., Determination of variator robustness under macro slip conditions for a push belt CVT, *SAE International Transmission & Driveline Symposium 2004* (2004), Paper No.2004-01-0480.
- Kobayashi, D., Mavuchi, Y. and Katoh, Y., Torque-transmitting mechanism of a metal CVT belt, *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.30, No.3 (1999), pp.49-53 (in Japanese).
- Muragishi, Y. and Ono, E., Application of hybrid control method to braking control system with estimation of tire force characteristic, *Toyota R&D Review*, Vol.38, No.2 (2003), pp.22-30.
- Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M., Iwatuki, K. and Oshiumi, Y., Friction characteristics analysis for clamping force setup in metal V-belt type CVT, *SAE International Transmission & Driveline Symposium 2005* (2005), Paper No.2005-01-1462.
- Oshiumi, Y., Iwatuki, K., Nishizawa, H. and Yamaguchi, H., Optimal control of the clamping force for metal V-belt CVT, *International Journal of Automotive Engineering*, No.8-05 (2005), pp.11-14 (in Japanese).
- Sakagami, K., Okubo, K., Fujii, T., Yoshida, H. and Yagasaki, T., Effective control of pulley thrusts using an index describing belt slip state in metal V-belt type CVT for improving transmitting efficiency, *International Journal of Automotive Engineering*, Vol.39, No.5 (2008), pp.101-106 (in Japanese).
- Wakahara, T., Izumi, T., Iida, T. and Tanaka, Y., Research on hydro-mechanical shift system of belt-CVT to improve both efficiency and performance, *Transactions of the Japan Fluid Power System Society*, Vol.36, No.6 (2005), pp.10-15 (in Japanese).
- Yamaguchi, H., Nishizawa, H., Suzuki, H., Iwatuki, K. and Hoshiya, K., Development of belt μ saturation detection method for V-belt type CVT, *SAE International Transmission & Driveline Symposium 2004* (2004), Paper No.2004-01-0479.
- Yutani, K., Kataoka, T., Yoninaga, M. and Ninomiya, K., Analysis of contact and slip behavior of elements in metal pushing belt CVT, *Automotive Engineers of Japan*, Vol.48, No.2 (2017), pp.311-316 (in Japanese).