

# CVTチェーン理想軌道と実軌道差に起因するトルク容量低下メカニズム解明

渡邊 恭平\*

早川 純平\*

池田 篤史\*

豊原 耕平\*

早川 和宏\*

## 抄 録

CVTチェーンにおいて、プーリ推力に対しトルク容量がリニアに増加しない現象が発生した。この現象はチェーン巻付半径の理想軌道からのずれが原因であることを、動解析と実測で確認した。軌道のずれはプーリシーブ剛性に起因しており、トルク容量の予測が可能になるとともに適切なプーリ剛性設計が可能となった。

## 1. はじめに

無段変速機(以下 CVT)において変速機能を担うバリエータは、Fig. 1のようにプーリとチェーンで構成されている。

プーリ油圧室に油圧を付加することでプーリ推力が発生し、その推力でプーリ、チェーン間の摩擦力を発生させ、

トルク伝達を行っている。一般的にはトルク容量はプーリ推力に比例すると考えられている。

高トルク容量バリエータ開発時において、プーリ推力及びトルクが高い領域で、Fig. 2のようにプーリ推力に対し伝達トルク容量が比例しない現象が確認された。本稿ではチェーンの走行半径変化に着目し、この現象のメカニズム解明を行ったので報告する。

## 2. トルク容量低下の原因調査

### 2.1 トルク容量計算式

摩擦伝達によるトルク容量は式(1)で示される。

$$T = F \times R = \sum (\mu \times N \times r) \quad (1)$$

T : トルク容量

F : チェーンとプーリの摩擦力

R : チェーンの巻付半径

$\mu$  : 各ピンの摩擦係数

N : 各ピンにかかる1本あたりのクランプ力

r : 各ピンの巻付半径

プーリ推力及びトルクが高い領域でトルク容量がプーリ推力に比例しない原因として、推力やトルクの増加に従って $\mu$ , N, rが変化しているためと推測し、2.2章以降で各パラメータの変化代を確認した。

### 2.2 巻付半径の変化

プーリ推力一定でトルクに対する巻付半径変化を測定

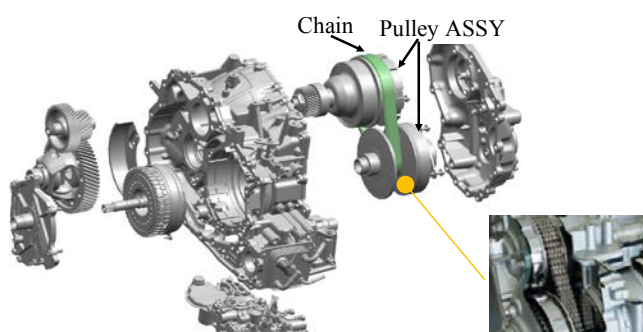


Fig. 1 Structural parts of CVT

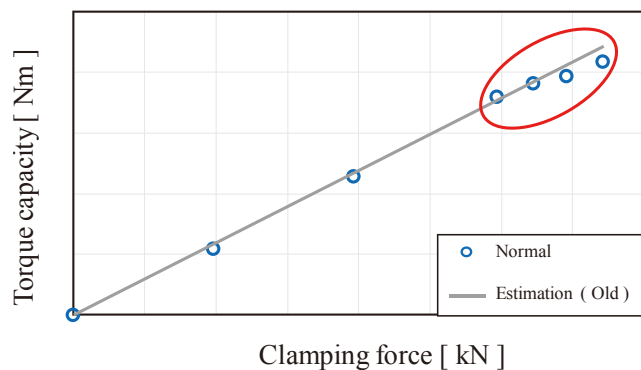


Fig. 2 Torque capacity measurement result

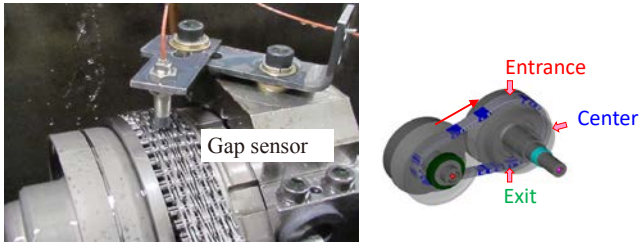


Fig. 3 Gap sensor installation position

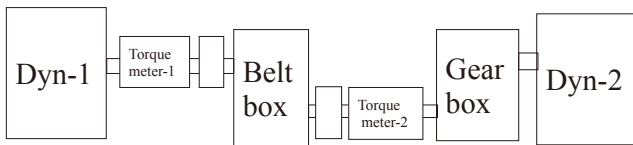


Fig. 4 Variator test bench overview

するために、Fig. 3のようにセカンダリプーリのチェーン巻付部入口、中央、出口にGapセンサを配置し、プーリ巻付部の巻付半径を確認した。Fig. 4のように、バリエータ単体試験機を用いて実験を行った。

Table 1の実験条件にてトルク0Nm時を0mmとしたトルクに対するSec巻付半径変化の測定結果をFig. 5に示す。参考文献(2)でも述べられているが、チェーン巻付半径はトルクの増加に従って入口側は変化せず、中央及び出口

Table 1 Measurement condition

|                            |    |           |
|----------------------------|----|-----------|
| Ratio                      | -  | Low       |
| Input speed                | Ni | 3,000 rpm |
| Input torque               | T  | 0→390 Nm  |
| Sec. pulley clamping force | Fs | 70 kN     |

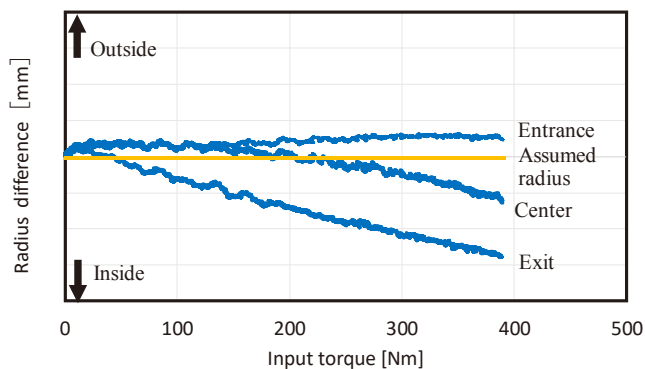


Fig. 5 Radius shift test result

は内径側に変化している結果が得られた。Fig. 6にこの現象を模式的に表したものを示す。

Fig. 5の結果のように、チェーンの巻付半径が入口から出口に従って変化するのは、トルクの増加に伴ってチェーン張側の張力が増加するために、張側に近い出口側でチェーンがより内径側の軌跡を通る影響と考える。

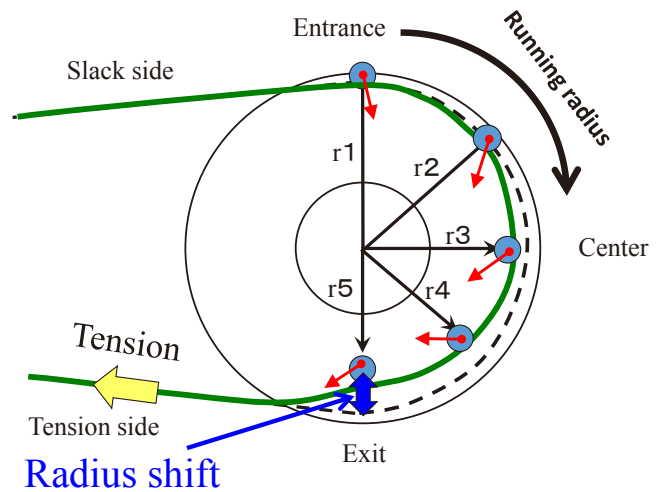


Fig. 6 Radius shift overview

### 2.3 各ピンにかかる1本あたりのクランプ力の変化

次に各ピンにかかる1本あたりのクランプ力の変化を確認するために、Fig. 7に示すようにチェーン内のロッカーピン1本に歪ゲージを貼付け、Table 2の条件で、セカンダリプーリ入口から出口までの歪量測定を行った。その結果をFig. 8に示す。

歪量はSec推力に比例しており、セカンダリプーリのチェーン巻付部の入口側から出口側にかけて歪量が増加していることが分かる。

Fig. 8の結果のように、出口にかけて歪が大きく増加する理由は、2.2章で述べたように、チェーン張側に近い出口にてチェーンがより内径側の軌跡を通る結果、ピンがよりプーリ内径側部分で挟まれることで、ピン自体により大きな反力が発生するため出口に向かって歪量が大きくなると推測した。

従来の設計手法では、プーリに巻き付いているピンには、ピン～シーブ面間の巻付半径や発生する荷重は一定であるものとして計算していた。しかし、Fig. 5, Fig. 8の結果のようにピンは出口に向かいプーリ内径側に変位することで、ピン～プーリ間の巻付半径と発生する荷重は出口に向かい刻一刻と変化している。このため、プーリに巻付

いているピン1本1本の状態に応じた巻付半径 $r$ やクランプ力 $N$ を(1)式に当てはめて設計計算に織り込む必要があると考えた。

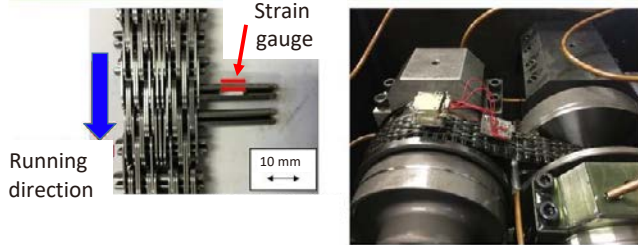


Fig. 7 Locations of strain gauges set on surfaces of pin

Table 2 Measurement condition

|                            |    |                   |
|----------------------------|----|-------------------|
| Ratio                      | -  | Low               |
| Input speed                | Ni | 500 rpm           |
| Input torque               | T  | 100 Nm            |
| Sec. pulley clamping force | Fs | 30, 50, 70, 80 kN |

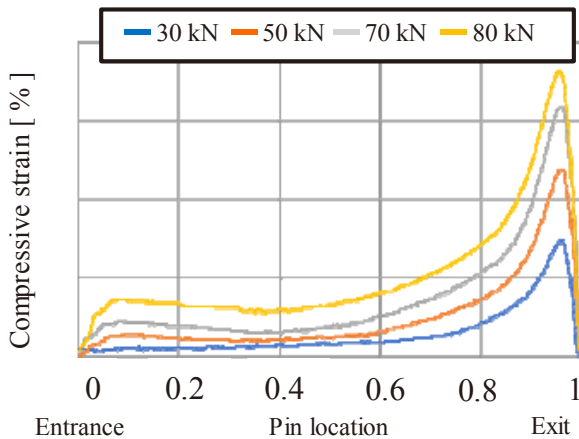


Fig. 8 Measurement of strain gauges set on surfaces of pin

## 2.4 摩擦係数 $\mu$ の推定

一般的に、摩擦係数は滑り速度や垂直荷重によって変化し、Stribeck曲線上で表される境界潤滑～混合潤滑領域では、油膜厚さ $h$ の増加と共に摩擦係数は小さくなる<sup>(3)</sup>。2.3章で明らかになったように、プーリとチェーンピン端面間では、半径変化に伴う滑り速度変化も起きていると考えられる。チェーン巻付部のピン位置各々の滑り速度とピン荷重を用いて摩擦係数を推定することが今回のメカニズム解明においては必要である。そこで、プーリとチェーンの接触部は線接触であると考え、線接触下での油膜厚さをDowson-Higginsonの式(2)で求める。

$$\frac{h_{\min}}{R} = 2.65 \left( \frac{\eta_0 \bar{u}}{ER} \right)^{0.7} (\alpha E)^{0.54} \left( \frac{W}{ERL} \right)^{-0.13} \quad (2)$$

$h_{\min}$  : 最小油膜厚さ

$\eta_0$  : 動粘度

$\bar{u}$  : 滑り速度

$E$  : ヤング率

$\alpha$  : 圧力粘性係数

$W$  : 荷重

$R$  : 等価曲率半径

(2) 式のヤング率 $E$ などを定数とおき、摩擦係数は油膜厚さに対して負の1次相関関係となると仮定すると、(2)式は(2-1)、(2-2)式で置き換えられる。この仮定が正しいか実測から確認した。

$$h_{\min} = a \cdot \bar{u}^{0.7} \cdot W^{-0.13} \quad (2-1)$$

$$\mu \propto 1/h_{\min} \quad (2-2)$$

$a$  : 定数

ここで荷重 $W$ と滑り速度 $\bar{u}$ に対する摩擦係数 $\mu$ を求める必要があるが、チェーン運転状態ではピン1本の $\mu$ を測定することは難しいため、Fig. 9のようなPin-on-disk方式にて、単品状態で摩擦係数測定を実施した。

荷重を500～1,600N/本の範囲で滑り速度を変化させて摩擦係数を測定した結果をFig. 10に示す。Fig. 10の測定結果を用いて、横軸に滑り速度と荷重の積をとり $\bar{u}^{0.7} \cdot W^{0.13}$ として計算し、縦軸にその時の摩擦係数をFig. 11に示す。この結果から、摩擦係数は油膜厚さに対して負の1次相関であることが分かり、 $\mu$ は(2-1)、(2-2)で仮定した式を使って予測できることが分かった。

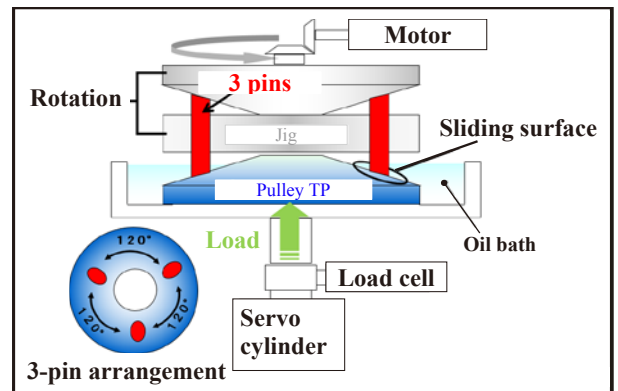


Fig. 9 Pin-on-disk overview

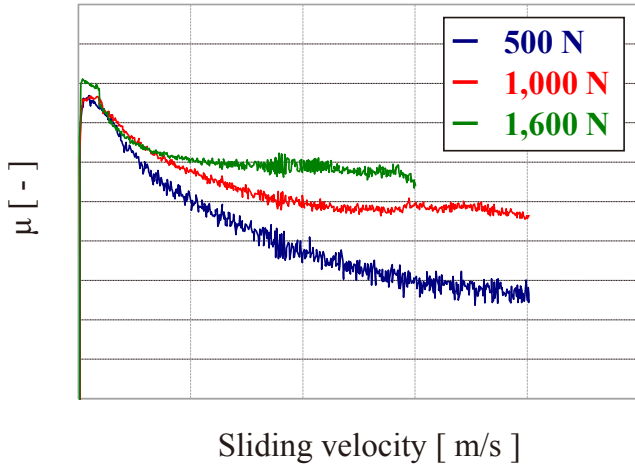
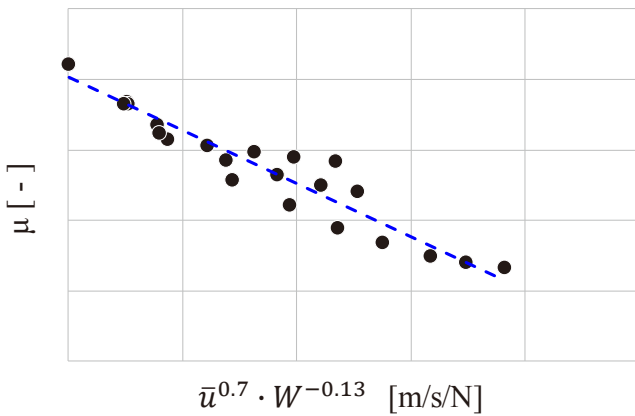
Fig. 10  $\mu$  measurement result

Fig. 11 Friction coefficient result

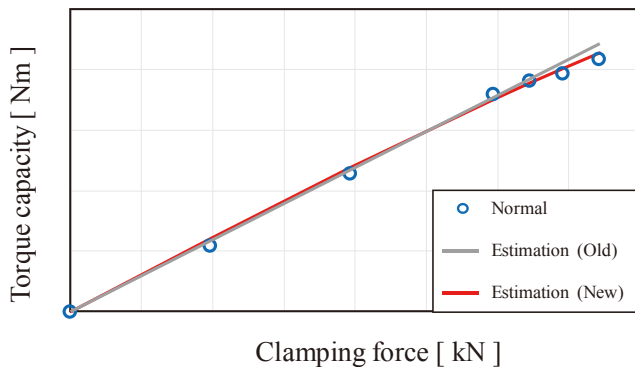


Fig. 12 Comparison of torque capacity between estimation and experimental value

## 2.5 実測結果を反映したトルク容量計算

実測や計算で得られた $\mu$ ,  $N$ ,  $r$ を式(1)に当てはめて、トルク容量を計算した結果、Fig. 12のように実験値に近い値で計算できるようになった。

## 3. 推力に対しトルク容量が比例しないメカニズム解明

### 3.1 トルク容量が比例しないメカニズム

2章で精度よくトルク容量が求められることが分かったので、プーリ推力に対し伝達トルク容量が比例しないメカニズムを検討する。

式(1)のトルク容量計算では、 $\Sigma(\mu \times N \times r)$ のうち、 $\Sigma r$ が理論計算に対し小さくなっていることが2章の結果で明らかになっている。 $\Sigma r$ が小さくなると伝達トルク容量が低下するのに加え、内径側への変化が大きくなることで滑り速度も増加する。 $\mu$ は滑り速度が増加すると小さくなる特性から、プーリ推力及びトルクが高い領域では、 $\Sigma(\mu \times r)$ が低下することで伝達トルク容量が比例しないメカニズムと推測した。

### 3.2 プーリ倒れ剛性違いでのトルク容量感度検証

$r$ や $\mu$ の低下に影響するパラメータは、プーリ倒れ剛性と考えた。今回はFig. 13のようにプーリ背面(パークロック部\_赤丸部)を削って、意図的に倒れ剛性を低くするとトルク容量が低下をするか実測検証を行った。

その結果、倒れ剛性を低くしたプーリはFig. 14のようにトルク容量が更に低下する傾向がみられた。この結果から、高推力でのトルク容量低下の軽減にはプーリ剛性向上が必要であることが分かった。

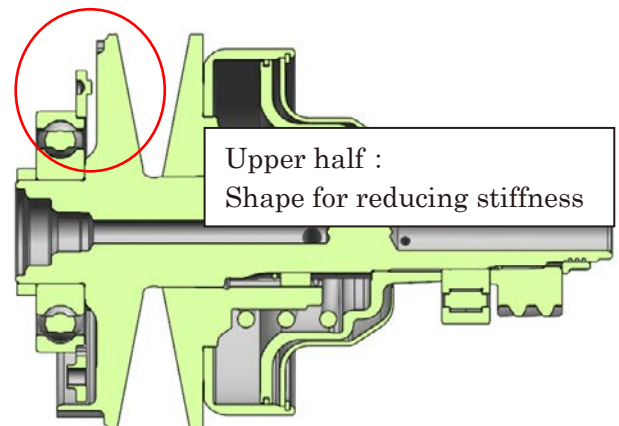


Fig. 13 Overview of pulley stiffness change

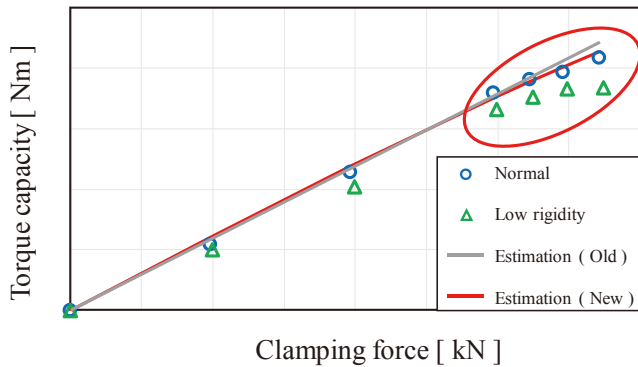


Fig. 14 Torque capacity result between low rigidity pulley and normal pulley

#### 4. まとめ

- 個々のピンの巻付半径, クランプ力, 摩擦係数を実測及び計算値で確認し, その結果を用いてトルク容量を計算することで, トルク容量がプーリ推力に比例しない現象を再現することができ, メカニズム解明ができた.
- 高推力でのトルク容量低下を軽減するにはプーリ剛性向上が必要であることが分かった.

#### 5. 参考文献

- (1) 養賢堂 (1974) 『潤滑ハンドブック』 P.265
- (2) Nilabh Srivastava, Imtiaz Haque: A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control, Mechanism and Machine Theory 44 (2009)
- (3) 養賢堂 (1999) 『トライボロジー概論』

■ 著者 ■



渡邊 恭平



早川 純平



池田 篤史



豊原 耕平



早川 和宏

