

## リンクとカムを有する無段変速機の入出力特性の検証

### Verification of input/output characteristics of continuously variable transmission with links and cams

○須田 浩太\*, 小口 輝久\*, 我妻 奎太郎\*, 湯川 俊浩\*\*  
○Kota Suda\*, Teruhisa Koguchi\*, Keitaro Agatsuma\*, Toshihiro Yukawa\*\*

\*岩手大学大学院, \*\*岩手大学  
\*Graduate school of Iwate University, \*\*Iwate University

キーワード : 無段変速機 (Continuously Variable Transmission) ,  
四節リンク機構 (Four Bar Linkage) ,  
てこ・クランク機構 (Lever-Crank Mechanism)

連絡先 : 〒 020-8551 岩手県盛岡市上田 4 丁目 3-5 岩手大学 理工学部 システム創成工学科,  
Tel/Fax : 019-621-6403, E-mail : g0324107@iwate-u.ac.jp

#### 1. 緒言

自動車のトランスミッション (変速機) は、動力源の動力をトルクや回転数、回転方向を変えて出力軸に伝達する装置である。トランスミッションは MT (マニュアル), AT (オートマチック), CVT (無段変速機: Continuously Variable Transmission) に大別できる。本論文では CVT について考える。

CVT はベルト式, チェーン式, トロイダル式の三種類に大別できる。一般的な CVT としては、ベルト式 CVT である。従来のベルト式 CVT<sup>1)-11)</sup> は金属ベルトとプーリーを油圧によって制御し、溝幅を調節することで出力を変速する仕組みである。ベルト式 CVT の長所は、加減速と変速が非常に滑らかであり、振動が少ないことである。他の無段変速機に比べてシンプルな構造であり、メンテナンスが比較的容易である。短所は、摩擦で動力を伝えているため、ベルトが摩耗しやすく、騒音が大きくなるなどの問題がある。

#### 2. 研究目的

ベルト式 CVT のような摩擦による伝達方式によって発生する摩耗や騒音などの問題を解決するために、新たに四節リンク機構を用いた無段変速機 (L-CVT)<sup>1)-5)</sup> を開発する。

本論文では、四節リンク機構を無段変速機として実用化するために、L-CVT に一定の入力角速度を与えたとき、出力角速度を一定にし、変速比が一定になるか検証する。

#### 3. てこクランク機構の原理

L-CVT に用いる四節リンク機構の一つであるてこクランク機構 (Lever crank mechanism) の基本構造を図 1 に示す。

リンク a は両端の入力軸 A と出力軸 D が固定されており、土台 (ベース) 本体とみなすことができる。リンク b (クランク (Crank)) は入

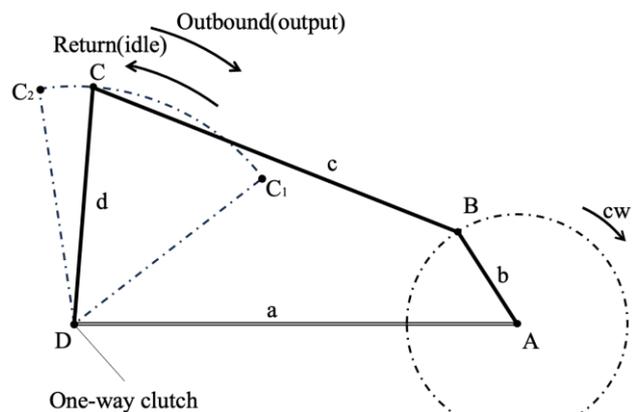


Fig. 1 Lever-Crank mechanism

力軸 A を中心にして回転する。リンク d (てこ (Lever)) は出力軸 D を中心に揺動する。リンク c (連結棒 (Connecting-rod)) は、リンク b の回転による力をリンク d に伝達して、揺動運動ができるように点 B と点 C を繋ぐ。

リンク b が時計回り (cw) 方向に回転し、リンク d が揺動運動するとき、 $C_2$  から  $C_1$  に揺動するときを往路、 $C_1$  から  $C_2$  に揺動するときを復路とする。リンク d, d' の揺動運動の力を一方向だけに伝達させるワンウェイクラッチを出力軸に取り付ける。これにより、往路方向に揺動したときのみ出力軸が回転する仕組みになっている。ワンウェイクラッチは反対方向には回転しないため、復路方向に揺動するとき、出力軸 D が空転する仕組みになっている。

この四節リンク機構がてこクランク機構の動作を可能にするためには、四本のリンクの長さを限定する必要がある。

図 1 より、リンク d が揺動軌道の右端の  $C_1$  に来たときを考える。このときの各リンクの長さは、 $\triangle AC_1D$  において、 $c - b + d > a$  の不等式が成り立つ。つぎに、リンク b が揺動軌道の左端の  $C_2$  に来たとき、 $\triangle AC_2D$  において、 $a + d > c + b$  の不等式が成り立つ。図 1 を正面から見て、リンク b がリンク a に(正面から見て)重なったとき、 $\triangle BCD$  において、 $a - b + c > d$  の不等式が成り立つ。以上の三つの式を整理すると、 $b + a < c + d$ ,  $b + c < a + d$ ,  $b + d < a + d$  が成り立つ。つまり、この三つの不等式は、てこクランク機構の必要条件であり、クランクである最短リンク b と他のリンクとの和は、残り二つのリンクの和より常に小さくなる必要があることを表している。

#### 4. L-CVT の四節リンク機構の基本構造

L-CVT の基本構造を図 2 に示す。図中では二組の四節リンク機構が入出力回転軸に対して垂

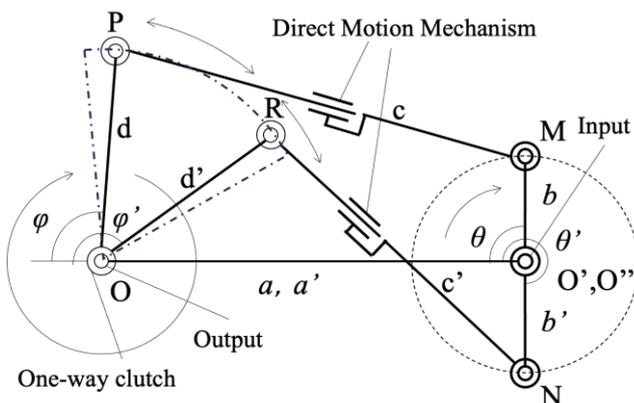


Fig. 2 The mechanical structure of L-CVT

直な面に並列配置されていて、同出力軸 O に接続されている。リンク abcd と a'b'c'd' は同じ構造である。入力軸 O', O'' は同軸上にあり連動している。リンク b, b' は、位相を  $180^\circ$  分遅らせている。リンク b, b' が回転運動をすると、リンク d, d' は揺動運動するようになっている。直動機構であるリンク c, c' を伸縮させることで、リンク d, d' の揺動運動の往路の角速度を一定にすることができる<sup>3)</sup>。

連動しているリンク b とリンク b' の位相を  $180^\circ$  分遅らせて、リンク d, d' の揺動を  $180^\circ$  分遅らせることによって、並列に設置されている二組の四節リンク機構からワンウェイクラッチを介して出力軸 O を等速回転させる。また、図 2 のように入力軸 O', O'' を中心に時計回り (cw) をする方向に回転させる。入力軸の角度を  $\theta$ 、出力軸の角度を  $\varphi$  とする。

#### 5. 溝カム機構

L-CVT は、溝カム機構 (図 3) を搭載している。カムに包絡線状の溝を入れており、リンク c には二つのローラーを配置している。このローラーは、包絡線を描く溝カムの溝に設置して配置されている。ローラーは溝の回転中心に近い側の内側面と回転中心から遠い方の外側面の壁と密着して転がるように動き、カム曲線に従ってリンク c を伸縮させる際の摩擦が低減される仕組みになっている。入力軸 (リンク b, b') が回転してローラーが溝カムの包絡線の経路をたどることで、溝カムを回転させることができる。

#### 6. てこクランク機構の出力角速度

図 1 に示すように、リンク c の長さが固定された状態では、リンク d, d' の角速度を一定にすることができない。各リンクの長さを  $a = 150$  [mm],  $b = 50$  [mm],  $c = 150$  [mm],  $d = 150$  [mm] と固定したとき、入力角速度を  $\pi/30$  [rad/s] としてシミュレーションすると、てこクランク機構

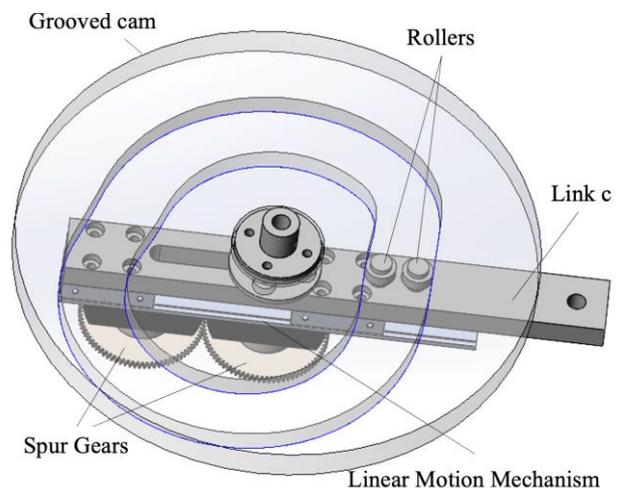


Fig. 3 The grooved cam mechanism installed in L-CVT

の出力の角速度の時間変化は図 4 のようになる。この図から、この揺動運動が一定ではなく角速度が時間的に変化する。そこで、リンク c の長さを直動機構によって伸縮変化させることで、角速度を一定にする。

リンク d には、ワンウェイクラッチを取り付けているため、決められている方向にしか回転しない。そのため、リンク d の揺動運動の往路のみ、角速度を一定にできれば良い。ワンウェイクラッチが空回りする時の復路については角速度を一定にする必要はない。

往路の角速度を一定にするためのリンク c の長さは、

$$c = \sqrt{(a + d \cos \varphi - b \cos \theta)^2 + (d \sin \varphi - b \sin \theta)^2} \quad (1)$$

から求めることができる<sup>3)</sup>。  $a = 150$  [mm],  $b = 50$  [mm],  $d = 150$  [mm], 角速度を  $\pi/30$  [rad/s] と仮定する。リンク c の長さを出力軸の角速度が一定になるように変化させて、入力リンク b が

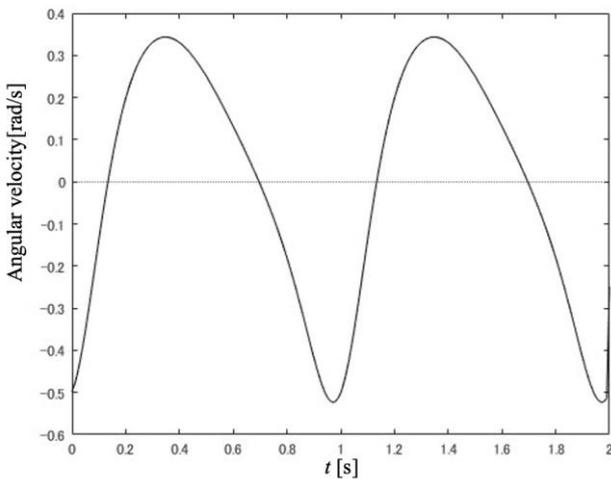


Fig. 4 Response of the angle velocity of link d (Theoretical value (Simulation result))

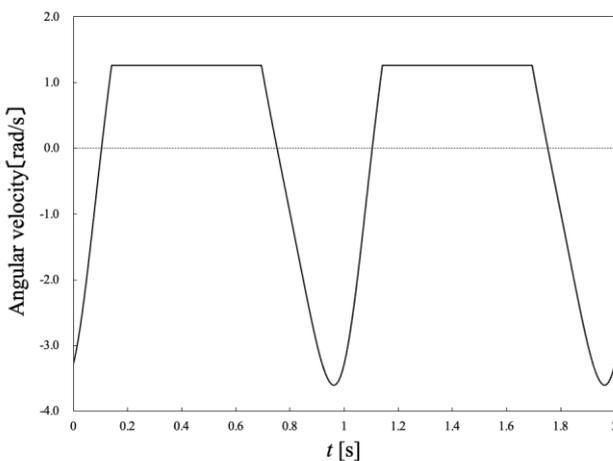


Fig. 5 The angular velocity response of link d in the direct motion (Theoretical value (Simulation result))

等速回転したときに出力リンク d が等速で揺動（往路のみ）する。直動機構を用いたてこクラック機構の角速度の時間変化のグラフを図 5 に示す。この図から、リンク d が往路方向に動作するとき、角速度が一定になることがわかる。

## 7. ロータリーエンコーダ

入力軸と出力軸の角速度測定するため、図 6 のようにマイクロコンピュータ Arduino Uno とロータリーエンコーダを接続する。回路図を図 7 に示す。ライン精機の CB シリーズに属するインクリメンタル・ロータリーエンコーダで、A 相、B 相、Z 相の三つの波形を出力する。一サイクル中に A 相が 360 パルス出力すると仮定すると、1/360 サイクル毎に 1 パルス出力できる。このパルスを計測することで入力と出力の回転

Rotary encoder



Arduino Uno

Fig. 6 Connect a rotary encoder to Arduino Uno

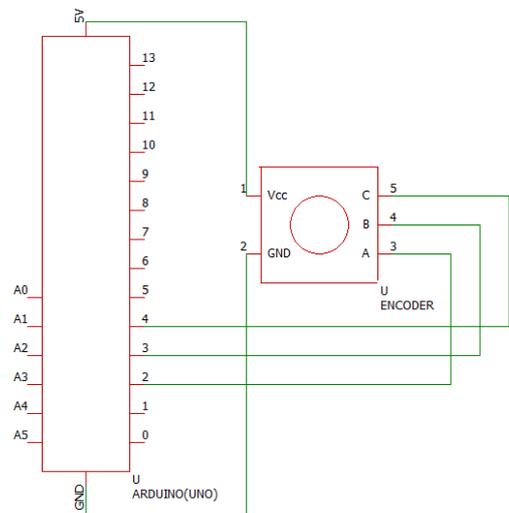


Fig. 7 Schematic with a rotary encoder connected to Arduino Uno

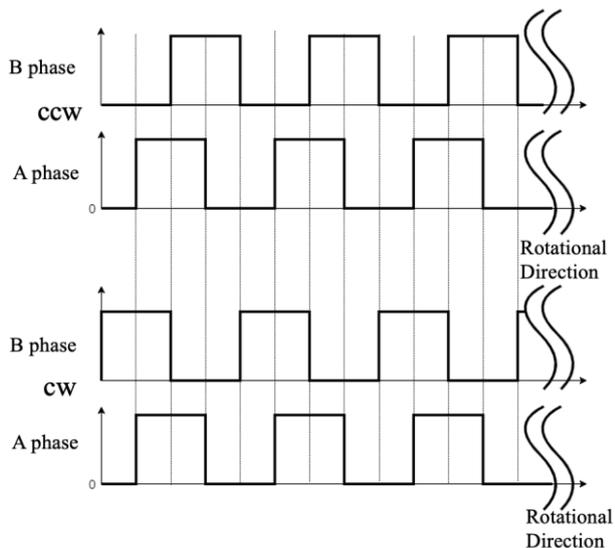


Fig. 8 Pulses of phases A and B in the rotary encoder

軸の回転量がわかる。図8に示すように、A相とB相の位相は90[°]ずれているため回転方向がわかる。Z相は一回転するとパルスを出力する仕組みであるので、Z相の波形も読み取ることによって回転数がわかる。

Arduino Unoには入力がON, OFFになるとあらかじめプログラムした関数を呼び出すことができる入力割り込み機能がある。A相の立ち上がりエッジをプログラムに割り込ませ、B相の入力をシリアルモニタで読み取ることで、エンコーダのパルスのカウントをインクリメントすればロータリーエンコーダの角度変化がわかるようになっている。

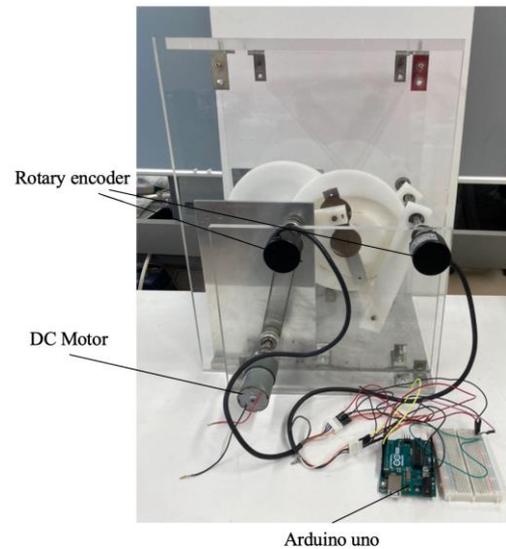
### 8. L-CVT 入出力特性検証実験

L-CVTの写真を図9(a)~(c)に示す。図8(a)のように、入力軸と出力軸には、ロータリーエンコーダを設置している。ロータリーエンコーダの分解能は2, 500[ppr]で倍回路は組んでいない。ロータリーエンコーダで角変位を測定するプログラムをArduino Unoに書き込み、入力軸と出力軸の角速度の測定および変速比の計算をした。

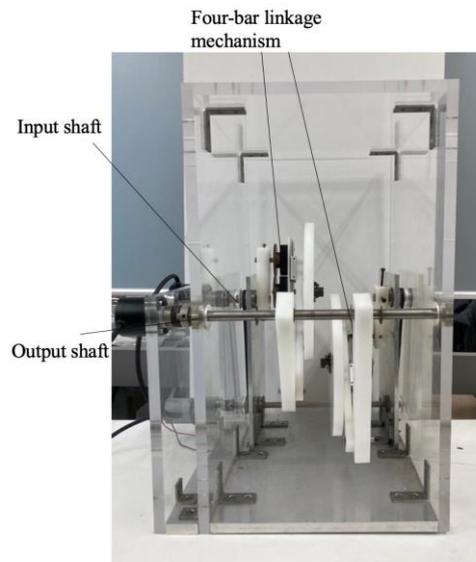
### 9. 実験結果

入力軸と出力軸の角速度の実験結果を図10に示す。横軸は時間、縦軸は角速度のグラフである。PWM制御を用いて入力軸の角速度のみ変化させ、Duty比が20%, 40%, 60%, 80%, 100%になるようにArduino Uno側でプログラムを組んだ。

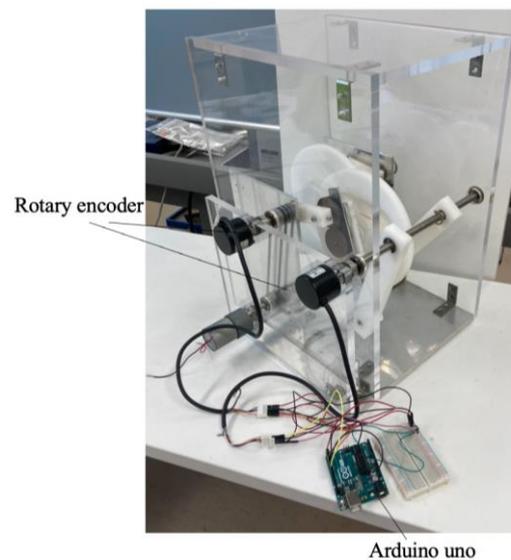
入力軸の角速度  $\omega_{in}$  と出力軸の角速度  $\omega_{out}$  とすれば、変速比  $\eta$  は、



(a) Side view

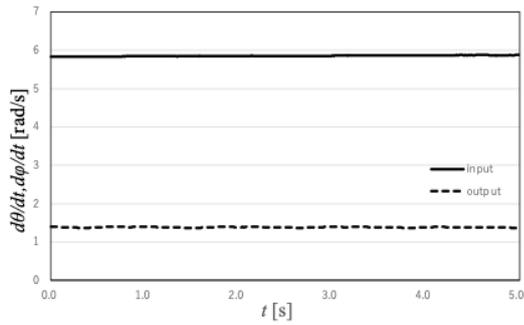


(b) Front view

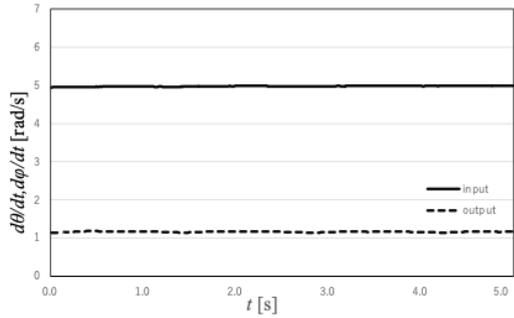


(c) 3-D view

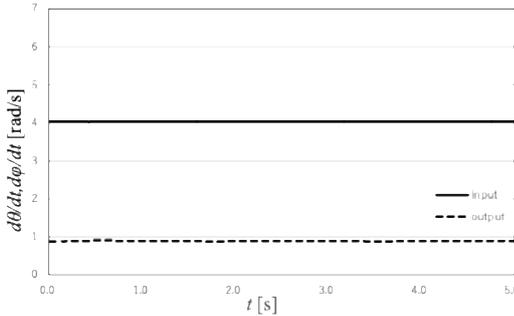
Fig. 9 External view of L-CVT



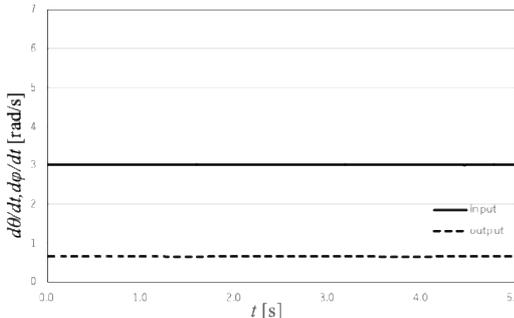
(a) Duty = 100%



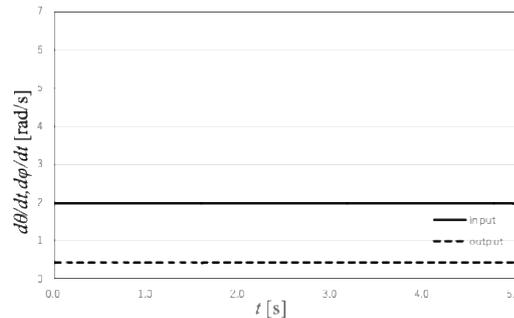
(b) Duty = 80%



(c) Duty = 60%



(d) Duty = 40%



(e) Duty = 20%

Fig. 10 I/O characteristics in the experiment results.

Table1 The experiment results

Duty cycle[%]	100	80	60	40	20
Average input angular velocity[rad/s]	5.86	4.98	4.03	3.02	1.98
Average output angular velocity[rad/s]	1.38	1.16	0.89	0.65	0.42
Transmission ratio [ ]	4.23	4.29	4.53	4.63	4.67

$$\eta = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (2)$$

で算出できる．ここで  $\omega_{in}$  は入力軸の角速度， $\omega_{out}$  は出力軸の角速度である．図 10 より，入力軸と出力軸の平均角速度を求め，変速比を算出した．表 1 に今回の実験結果をまとめる．入力軸の角速度を小さくすると，変速比が大きくなるのがわかる．この原因として，入力軸の角速度を出力軸にうまく伝達できていないことが考えられる．L-CVT は二組の四節リンク機構なのでこれから交互に出力を得ているため，一方でここからもう片方のでこに出力を切り替えるときにタイムラグが生じ，出力軸の回転運動が断続的になる．入力軸の角速度が小さくなるほど，このタイムラグは大きくなってしまいうので，出力軸の角速度が小さくなり，変速比が大きくなってしまった．

## 10. 結言

L-CVT の入力軸の角速度を任意の速度（Duty 比）に変化させたときに変速比が変わるのは，出力軸の角速度が断続的で，タイムラグが生じたことによるものと考えられる．

今後は，入力軸の角速度にかかわらず変速比が一定になる L-CVT を開発し，耐久性の向上や小型化にも取り組む予定である．

## 参考文献

- 1) 湯川俊浩：“四節リンク機構を用いた無段変速機の検討”，日本機械学会，ロボティクスメカトロニクス講演会 2008，2P1A21，(2008)．
- 2) 熊田哲也，湯川俊浩：“四節リンク機構を用いた無段変速機のシミュレーション”，計測自動制御学会，計測自動車学会東北支部 45 周年記念学術講演会，(2009)．
- 3) 村上彰勲：“複合型無段変速機におけるてこクランク機構の運動解析および包絡線を用いた溝カムの設計”，岩手大学卒業論文，(2013)．
- 4) 村上彰勲：“複合型無段変速機におけるてこクランク機構の運動解析および包絡線を用いた溝カムの設計”，岩手大学卒業論文，(2013)．
- 5) 湯川俊浩，村上彰勲，武田洋一，大島修三：“てこクランク機構と包絡線形溝カムを用いた複合型無段変速機の開発”，日本設計工学会，(2016)．

- 6) Lingyuan Kong, Robert G. Parker : “Steady mechanics of layered, multi-band belt drives used in continuously variable transmissions (CVT)” , Mechanism and Machine Theory 43 (2008) 171–185 .
- 7) Ali Amoozandeh Nobaveh, Just L. Herder, Giuseppe Radaelli : “A compliant Continuously Variable Transmission (CVT)” , Mechanism and Machine Theory 184 (2023) 105281 .
- 8) Nilabh Srivastava, Imtiaz Haque : “A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT) : Dynamics and control” , Mechanism and Machine Theory 44 (2009) 19–41 .
- 9) L. Bertini, L. Carmignani, F. Frendo : “Analytical model for the power losses in rubber V-belt continuously variable transmission (CVT)” , Mechanism and Machine Theory 78 (2014) 289–306.
- 10) Teruhiko Nakazawa, Haruhiro Hattori, Ichiro Tarutani, Shinji Yasuhara, Tsuyoshi Inoue : “Influence of pin profile curve on continuously variable transmission (CVT) chain noise and vibration” , Mechanism and Machine Theory 154 (2020) 104027.
- 11) Lingyuan Kong, Robert G. Parker : “Steady mechanics of layered, multi-band belt drives used in continuously variable transmissions (CVT)” , Mechanism and Machine Theory 43 (2008) 171–185 .

## 謝辞

本研究は公益信託エスペック地球環境研究・技術基金の助成を受けた。