

四節リンク・回転対偶機構をもつ無段変速機の構造解析

Structural analysis of CVT consisting of four-bar linkage and rotating pair mechanism

○田丸 公太郎*, 小口 輝久*, 湯川 俊浩**

○ Kotaro Tamaru, Teruhisa Koguchi, 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), リンク機構 (Link Mechanism), 変速比 (Gear Ratio)

連絡先: 〒 020-8551 岩手県盛岡市上田4-3-5 岩手大学 システム創成工学科
田丸 公太郎, Tel : 019-621-6403, Fax : 019-621-6403, E-mail : g0324127@iwate-u.ac.jp

1. 緒言

無段変速機 (CVT, Continuously Variable Transmission) は回転入力を実段階に変速して出力することができる。無段変速機を自動車に用いることで、エンジン効率の良い回転数を維持しながら車輪に出力できる。これまでに様々な方式の CVT が提案されているが、現在、特に普及しているのはベルト式やトロイダル CVT である。これら CVT は、入出力軸のプーリにベルトが巻き付いている構造であり、プーリとベルトの実効径 (接触位置) を変化させることにより無段変速する。これらの従来の CVT は、摩擦による動力伝達方式であり、油圧機構による伝達要素間の押付力が必要であるため、動力損失が発生する¹⁾³⁾。そこで、本論文では、摩擦による力伝達や油圧機構を用いない、リンク機構を用いた無段変速機 (以下、L-CVT) を提案する⁴⁾。現行の L-CVT の構造では、四節リンク機構である、てこクランク機構を用いており、一方の駆動要素 (ワンウェイクラッチ, ラチェット) を含んでいるため、入出力双方駆動ができない。すなわち、バックドライブが不可能であり、入力軸から出力軸への動力伝達は可能であるが、出力側から負荷動力を伝達して入力軸を回転させることはできない⁵⁾⁷⁾。本研究では両クランク機構を用いるため、この L-CVT を動作させる制御システムを図1に示す。これら二種類の機構は、同じような基本構造をもっている。両クランク機構の固定されている一番短いリンクを解放し、回転していた入力軸に繋がっているリンクを固定することにより、てこクランク機構ができる。そこで、同じリンク長さの条件において、両者の出力角速度の安定性、変速比や出力角を解析し比較することで変速機構としての機能性を考察し評価する。これらのリンク機構以外にも、四節リンク機構の両てこ機構⁸⁾や、スライダクランク機構⁹⁾等がある。

2. リンク機構を用いたCVTの特徴

従来機に搭載したてこクランク機構を図2に示す。リンク a は固定リンクであり、A は入力軸、D は出力軸である。リンク b は A を中心として回転するクランクであり、その回転力を受けながら、リンク c を介して力をリンク d へ伝える連結リンクである。リンク d は出力軸を中心として揺

動するてこである。リンク d と出力軸の連結部である D にはワンウェイクラッチが組み込まれており、リンク d の揺動のうち一方の運動を D の出力軸に伝達し、逆方向の運動時に D の内輪は空転する機構となっている。このてこクランク機構を複数組用いることで連続的な回転出力を得ることができる。さらに、いずれかのリンクを伸縮させることで、リンク d の揺動速度を連続的に変化させることができる。これによって入力の回転と出力の回転の速度比を無段階に変える。これに対し本研究では、両クランク機構を用いた L-CVT を提案する。これは、入出力軸をそれぞれ中心とする両リンクが回転し、クランクとなる機構である。この方式の L-CVT は変速比無限大を実現でき、変速比幅も拡大できる。

3. 四節リンク機構の概要

3.1 てこクランク機構

てこクランク機構が実現するためには、四つのリンクの長さにおける限定条件が必要となる。リンク a を固定し、入力軸 A を中心にリンク b が回転すると、リンク d は回転軸 D を中心に揺動して動力を出力軸に伝える。図3(a)の状態、つまりリンク d が右に最大に振れたときについて、各リンクの長さについて、 $\triangle AC_1D$ において

$$b + c < a + d \quad (1)$$

が成り立つ。リンク d が左に最大に振れたとき、 $\triangle AC_2D$ において

$$c - b + d > a \quad (2)$$

すなわち

$$b + a < c + d \quad (3)$$

が成り立つ。図3(b)では、 $\triangle BCD$ において

$$a - b + c > d \quad (4)$$

すなわち

$$b + d < a + c \quad (5)$$

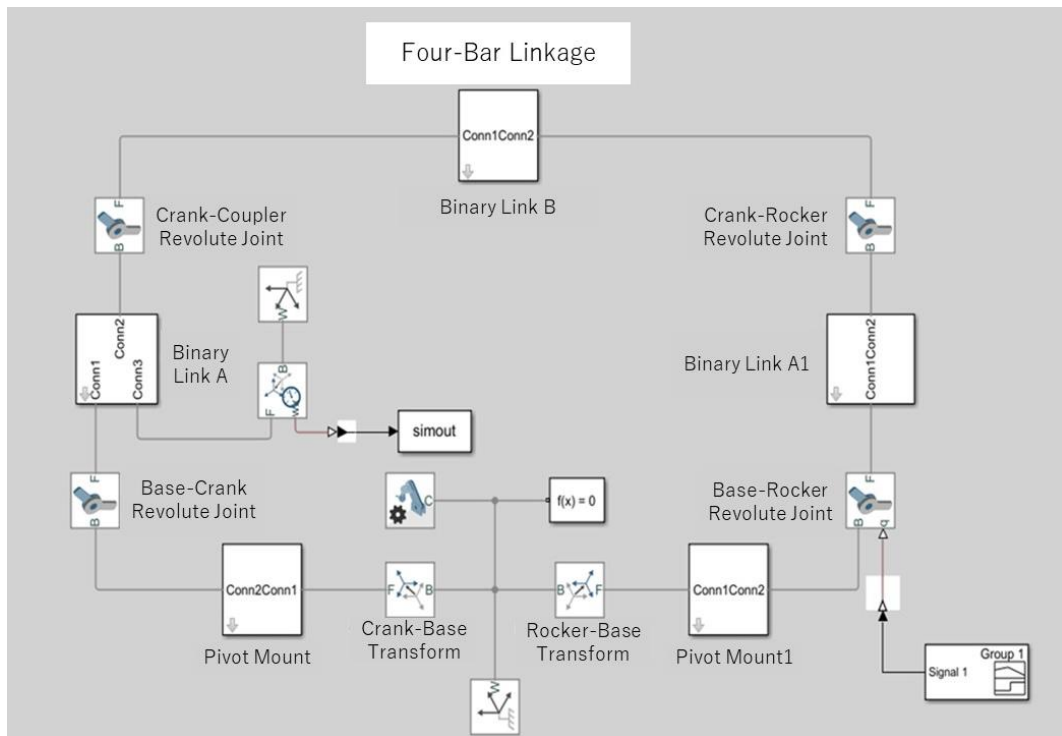


Fig. 1 The double-crank mechanism model in Matlab-Simulink software

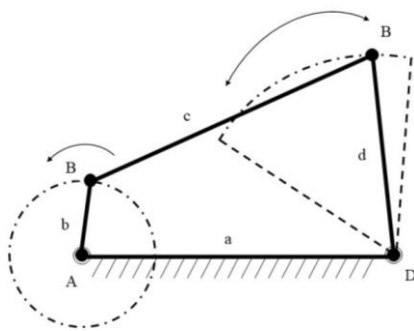
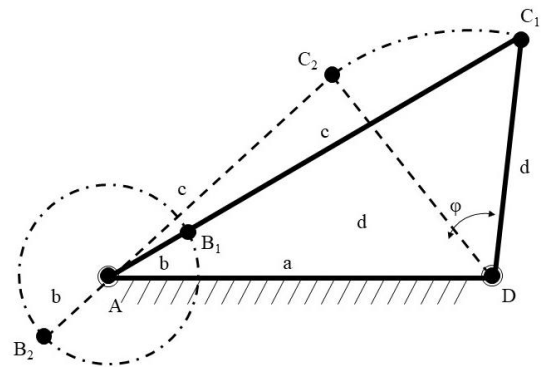
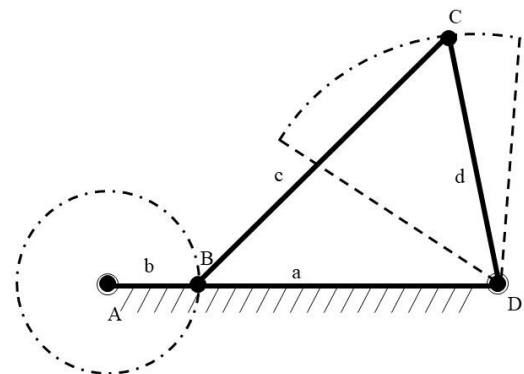


Fig. 2 The fundamental structure of the lever-crank mechanism



(a) In the case when the arrangement of four links forms triangle AC_1D



(b) In the case when the arrangement of four links forms triangular BCD

Fig. 3 The motion of the lever-crank mechanism as one of the four-bar linkage mechanism

の関係が成り立つ。

図3(b)において点Bが点Aに対して反対側にきたときも、式(3)が成り立つ。式(1)~(5)より、最短リンクが他のリンクと関与して完全に回転できるためには、最短リンクと他の一つのリンクの和が、それ以外のリンクの和より小さいことが必要条件となる。式(1), (3), (5)はグラスホフの定理と呼ばれ、回転要素をもつ四節リンク機構を実現するための必要条件である¹⁰⁾。

3.2 両クランク機構

図4に両クランク機構を示す。四節リンク機構がグラスホフの定理を満たし、かつ最短リンク b が固定されることで、リンク a とリンク c がクランクとなり、それぞれが軸Aと軸Bを中心として回転する機構となる。これを両クランク機構という¹¹⁾。とくに、二組の対辺がそれぞれ等しいケースが平行クランク機構(図5)である。

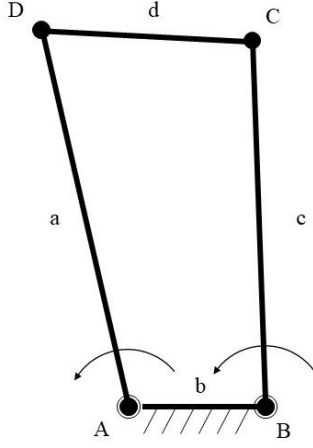


Fig. 4 The double-crank mechanism

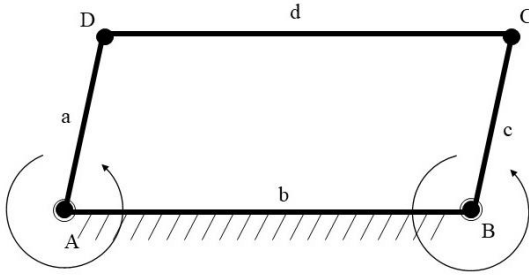


Fig. 5 The parallel-crank mechanism

4. 理論モデルの設計

4.1 両クランク機構における理論モデル

図6に示すように、点Aまわりの入力角 θ と点Bまわりの出力角 φ は $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ および α_4 により表すことができる。ここに示されているのは両クランク機構であるため、最短リンクABを固定している。点Bと点Dの頂点間の長さを L として、 $\triangle ABD$ 、 $\triangle CBD$ に対して余弦定理を用いることで次式が得られる。

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{a - b \cos \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} \right) \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{a^2 + b^2 - c^2 + d^2 - 2ab \cos \theta}{2d\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} \right) \quad (7)$$

$$\alpha_3 = \cos^{-1} \left(\frac{b - a \cos \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} \right) \quad (8)$$

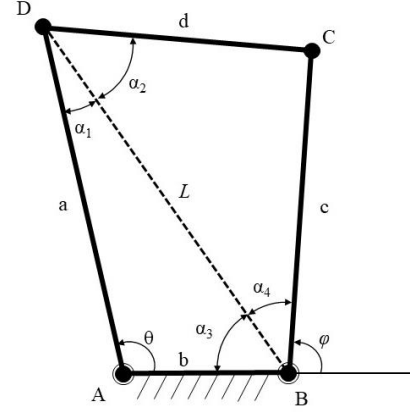
$$\alpha_4 = \cos^{-1} \left(\frac{a^2 + b^2 + c^2 - d^2 - 2ab \cos \theta}{2c\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} \right) \quad (9)$$

出力角度 φ は入力角度 θ の大きさによって、以下のパターンに分けることができる。

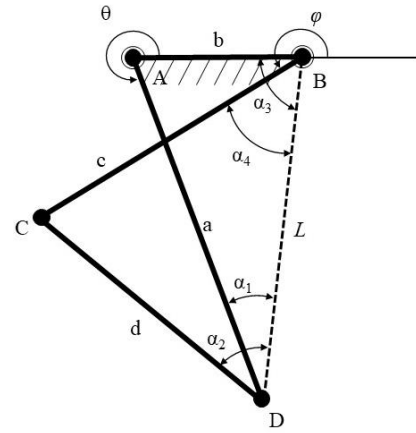
$0 \leq \theta < \pi$ のとき、

$$\varphi = \pi - \alpha_3 - \alpha_4 \quad (10)$$

$\pi \leq \theta < 2\pi$ のとき、



(a) $0 \leq \theta < \pi$



(b) $\pi \leq \theta < 2\pi$

Fig. 6 Typical two patterns for the posture of the double crank mechanism in the case when link b is fixed

$$\varphi = \pi + \alpha_3 - \alpha_4 \quad (11)$$

得られた角度 φ を時間 t で微分することで、出力角速度 $d\varphi/dt$ を算出する。

4.2 回転行列による座標変換

両クランク機構をてこクランク機構に変換するために次の手順を経る。両クランク機構における最短リンクを解放し、その隣のリンク a を固定するため、リンクの各接点に対して入力角度 θ を用いて、時計回りの回転行列

$$\gamma(\theta) = \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \quad (12)$$

を乗算する。それぞれの機構の位置関係を揃えるため、点B、Cの y 座標の正負を反転する。この過程を図7に示す。これらの機構の入力軸は同じであるが、出力軸は異なるため、座標変換後の、てこクランク機構における出力角を ψ とする。出力角 ψ は次のように表すことができる。

$0 \leq \theta < \pi$ のとき

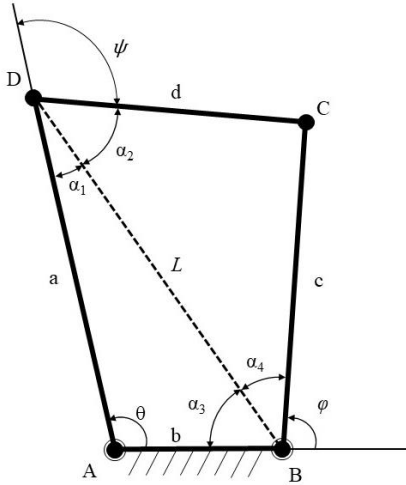
$$\psi = \pi - \alpha_1 - \alpha_2 \quad (13)$$

$\pi \leq \theta < 2\pi$ のとき

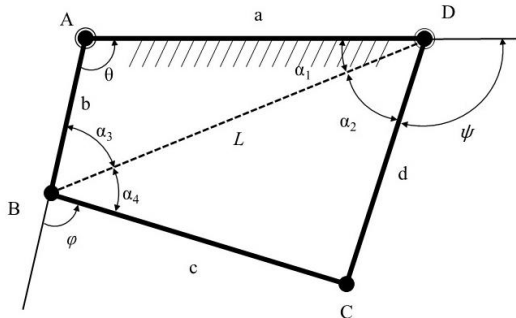
$$\psi = \pi + \alpha_1 - \alpha_2 \quad (14)$$

である.

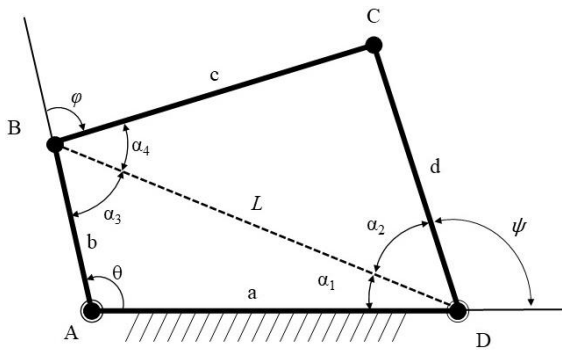
得られた出力角 ψ も, φ と同様に時間 t で微分することで出力角速度 $d\psi/dt$ を算出することができる.



(a) Before rotation matrix transformation with γ



(b) After rotation matrix transformation with γ



(c) Inversion of coordinate with link a as the axis

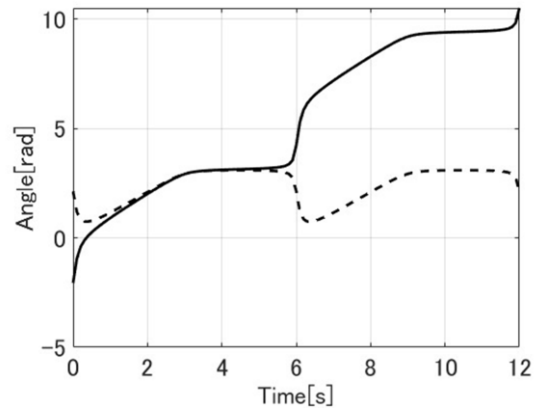
Fig. 7 The process of transformation which the double-crank mechanism to the lever-crank mechanism

4.3 理論モデルによるシミュレーション

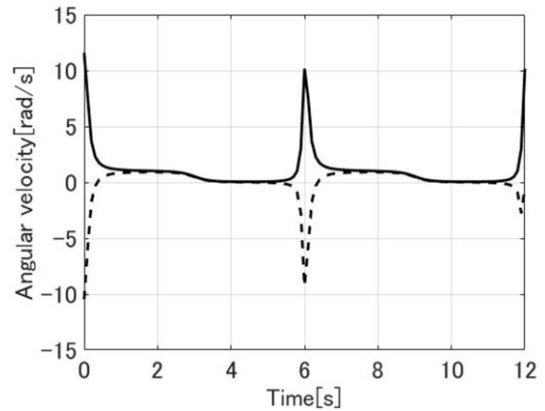
数値シミュレーションソフトウェア(MATLAB Simulink)を用いて, 両クランク機構とてこクランク機構の運動シミュレーションをおこなう¹²⁾. 入力回転数 $d\theta/dt$ を一定 ($\pi/3$ [rad/s]) にして, いくつかのリンク長さの組み合わせについて, 出力角と出力角速度の変化量を調べる. 出力軸の回転速度をおこなうには, リンクの伸縮幅を大きく変化させる必要があり, 伸縮幅を大きく変化させるとグラスホフの定理を満たさなくなる可能性がある. グラスホフの定理を満たさない場合には, 限られた区間における入出力軸の回転運動は可能であるが, 完全な入力角 θ 一周分の回転は不可能である. 二組の対辺(入出力リンク間(aとc), 固定したリンクと連結リンク(bとd))が異なる両クランク機構を基準とした. はじめに, 表1に示すリンク長さの組み合わせを用い, これを基準としてグラスホフの定理を満たし続けるように, リンクaとcの長さの組み合わせを徐々に変化させていく. ここでいうリンクaとcは, 両クランク機構では入出力リンクであり, てこクランク機構では固定リンクと連結リンクである. 解析結果を図8に示す.

Table 1 Each link length

Links	a	b	c	d
Lengths ([mm])	220	200	210	220



— (Double crank) - - - (Lever-crank)
(a) The output angle of the link d



— (Double crank) - - - (Lever-crank)
(b) The output angular velocity of link d

Fig. 8 The comparison between the double-crank mechanism and the lever-crank mechanism

両クランク機構とてこクランク機構の出力角速度を比べたところ、角速度変動が小さい区間(平滑区間)は両者ともに同じ時間にあった。

リンク長さ b と d を、表1と同様の値で固定した場合、リンク長さ a と c に与えられる条件はグラスホフの定理式(1), (3), (5)より、

$$a - 20 < c < a + 20 \quad (15)$$

$$420 < a + c \quad (16)$$

条件式(15), (16)より、

$$200 < a \quad (17)$$

となる。

つぎに、リンク a の長さを表1と同じ長さに設定し、リンク c の長さを、1ミリ単位でグラスホフの定理を満たす最短の長さ201 (mm)と、最長の長さ239 (mm)にしたときの出力角速度を比較する。それぞれの結果を図9に示す。

両クランク機構は、角速度の平滑な時間がてこクランク機構とほぼ同じである。また、てこクランク機構と両クランク機構も角速度の平滑な時間での出力角速度はほぼ同じ大きさである。

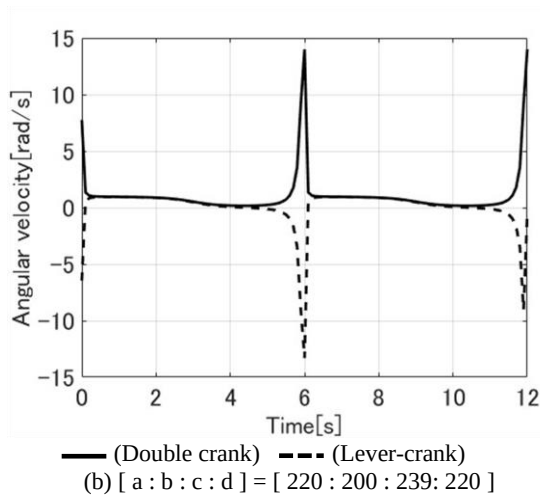
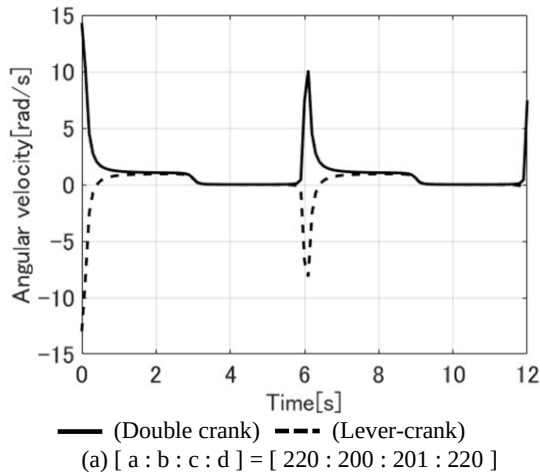


Fig. 9 The comparison of the output angular velocity between double-crank mechanism and lever-crank mechanism in the case when length a is set to 220[mm]

さらに、リンク a の長さを275 [mm], 440 [mm]と伸ばし、リンク c の長さを $a - 19$ [mm], a [mm], $a + 19$ [mm]の場合で比較したときの結果を図10, 図11に示す。

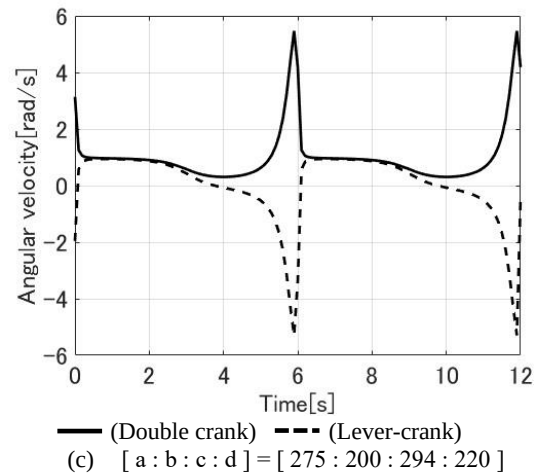
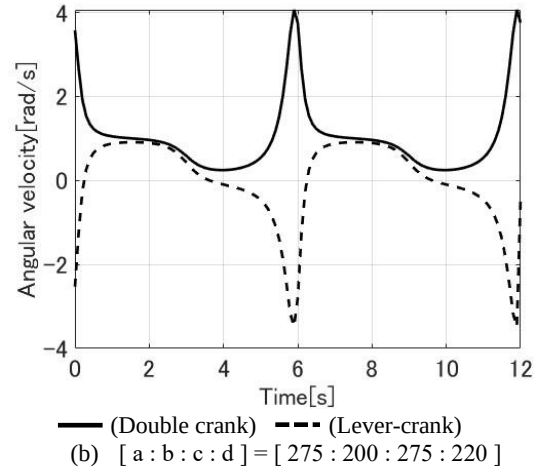
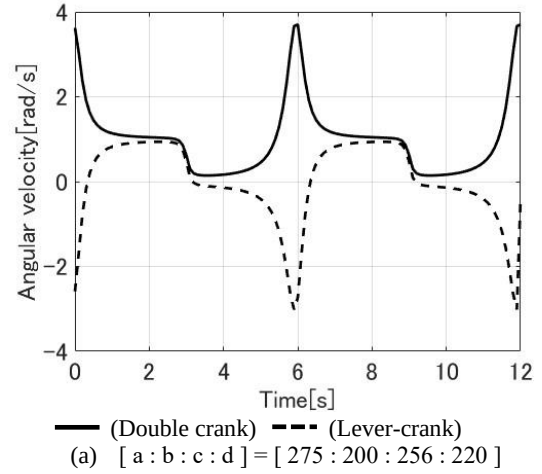
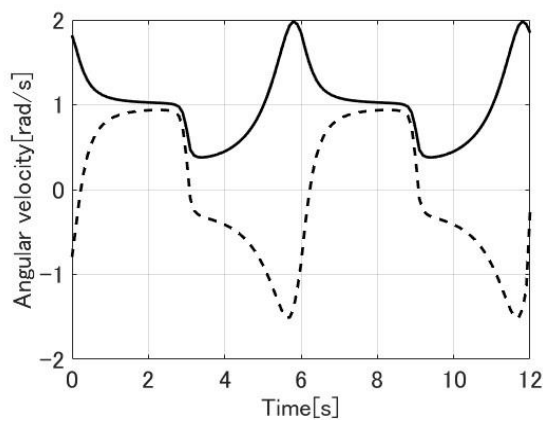
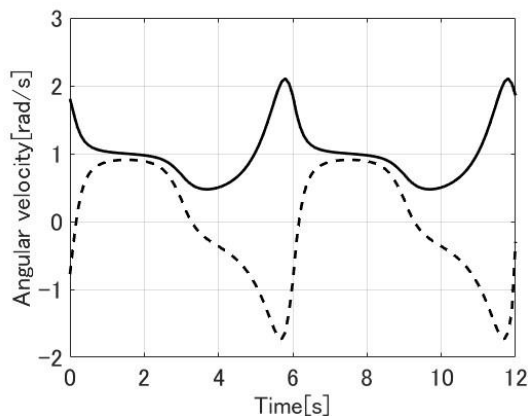


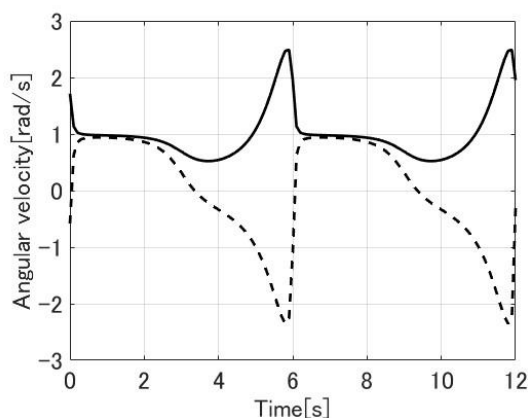
Fig. 10 The comparison of the output angular velocity between the double-crank mechanism and the lever-crank mechanism in the case when length a is set to 275[mm]



— (Double crank) - - - (Lever-crank)
(a) [$a : b : c : d$] = [440 : 200 : 421 : 220]



— (Double crank) - - - (Lever-crank)
(b) [$a : b : c : d$] = [440 : 200 : 440 : 220]



— (Double crank) - - - (Lever-crank)
(c) [$a : b : c : d$] = [440 : 200 : 459 : 220]

Fig. 11 The comparison of the output angular velocity between the double-crank mechanism and the lever-crank mechanism in the case when length a is set to 440[mm]

両クランク機構は、角速度が平滑化するのがてこクランク機構に比べて少々早い。また、てこクランク機構は、両クランク機構よりも角速度が平滑化した時の出力角速度が小さくなる。

5. 結言

両クランク機構とてこクランク機構を用いたL-CVTの理論モデルを解析した。両クランク機構とてこクランク機構をいくつかのリンク長さの組み合わせを用いて出力角速度をシミュレートした。

今後は、理論モデルにおいて、滑らかに変速できるリンク長さの組み合わせを解析する予定である。その後、両クランク機構を用いた機械装置を製作し、実験値と理論モデルによる解析結果と比較する予定である。

謝辞

本研究は、公益信託エスベック地球環境研究・技術基金の助成を受けた。

参考文献

- 1) Nilabh Srivastava, Imtiaz Haque : “A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control”, 44(1):19-41, (2009)
- 2) Ichiro Tarutani, Hirofumi Tani, Yuji Nagasawa : “Analysis of the Power Transmission Characteristics of a Metal V-belt Type CVT”, (2005)
- 3) Florian Verbelen, Stijn Derammelaere, Perter Sergeant, Kurt Stockman : “A comparison of the full and half toroidal continuously variable transmissions in terms of dynamics of ratio variation and efficiency, (2018)
- 4) 湯川 : “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講演概要集, 2P1-A21,(1)-(2),(2008)
- 5) “ワンウェイクラッチ” NTN株式会社
<http://www.ntn.co.jp/japan/products/catalog/pdf/2900.pdf>
- 6) Amjad Al-Hamood, Hazim U. Jamali, Oday I. Abdullah, J Schlattmann : “The Performance of One-Way Clutch in a Cam-Based Infinitely Variable Transmission, (2020)
- 7) Ankita Mangaonkar, Siddhi Kamat, Chaitanya Kudapkar, Makarand Naik, Mr.S.S.Kulkarni : A Review on Application based on Crank and Slotted Lever Quick Return Mechanism, (2021)
- 8) Cheng-Yuan Hsieh, Win-Bin Shieh, Ching-Kong Chen, Jyh-Jone Lee : “Synthesis of Double-Rocker Mechanisms for Motion Generation Using Fourier Descriptor”,(2019)
- 9) Jih-Lian Ha, Rong-Fong Fung, Kun-Yung Chen, Shao-Chien Hsien : Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism, (2006)
- 10) 原洋一 四節回転連鎖におけるグラスホフの定理の検討
Fukui University of Technology, 日本機械学会[No.007-1] 北陸信越支部 第37期総会・講演会論文集
- 11) 稲田, 森田: “大学課程機構学”, オーム社, (1984) 39
- 12) “Simulink”, MathWorks社,
<https://jp.mathworks.com/products/simulink.html>, (20181025)