

スライダクランク、立体カム、不可逆機構からなる 無段変速機構の設計*

湯川俊浩** 村上彰勘*** 熊谷昇磨*** 大志田宜明*** 武田洋一***
佐藤 淳*** 小野寺英輝*** 谷口英夫*** 花原和之*** 大島修三†

A Design Method for Continuously Variable Transmission Mechanism Consisting of Slider-Cranks, Solid Cams and Non-Invertible Mechanisms

Toshihiro YUKAWA, Akinori MURAKAMI, Shoma KUMAGAI, Yoshiaki OSHIDA, Youichi TAKEDA,
Atsushi SATO, Hideki ONODERA, Hideo TANIGUCHI, Kazuyuki HANAHARA and Shuzo OHSHIMA

A continuously variable transmission (CVT) consisting of slider-cranks, solid cams and non-invertible mechanisms is discussed in this paper. The conventional CVTs are mainly classified as belt-types or toroidal types in conduction mechanisms. Basically, these conventional CVTs are composed of frictional conduction components. However, the proposed CVT in this paper does not have any special friction conduction. Friction force which is being occurred in the conventional CVTs gives their energy transfer efficiency more inferior. The mechanism without any friction conduction provides a high function that creates no noise, is durable, and offers high transmission efficiency. The details of the fundamental design method for the new CVT are mainly explained in this paper. Four identical slider crank mechanisms as one of four-bar crank mechanisms are placed in parallel in the CVT. The proposed CVT does not generate any slip phenomena even if high power or torque is conducted in the mechanism. In particular, we analyze the geometry of the link mechanisms and three-dimensional cams, and design the shape of a solid cam in each gear ratio. Furthermore, we estimate the required number of all units consisting of slider-cranks, and takeover time of each unit in the CVT.

Key words: continuously variable transmission, four-bar crank mechanism, slider crank mechanism, link mechanism, one-way clutch, solid cam

1. 結 言

無段変速機 (Continuously Variable Transmission, CVT) は、車のエンジンのシリンダ内で生成した燃焼エネルギーから機械的に変換された回転エネルギーに対し、無段階に車輪の回転数を変えながら力を伝達する装置である (田中¹⁾, 守本²⁾). 従来の CVT の一つであるベルト式 CVT は、巻掛け半径 (ベルトとプーリの実効径) を連続的に変えて、エンジン効率の良い回転数域を維持しながら力を伝達できる。この CVT を搭載した車は現在普及しており、燃費の向上が図られている。今までに、CVT をハイブリッド自動車に搭載するという試行研究 (Pesgens ら³⁾, Setlur ら⁴⁾) や、CVT の制御法に関する研究 (Miyata ら⁵⁾) がなされ、他にも様々な方式の CVT が提案されている (Itoh ら⁶⁾, Ingvast ら⁷⁾). CVT に関する技術の応用研究もなされており、車輪型ロボットに搭載する研究例 (Kim ら⁸⁾) もある。

本論文では、今までに著者らが提案してきた四節リンク機構を用いた CVT⁹⁾ の一つとして、スライダクランク機構を用いたリンク式 CVT の設計論を述べる。従来の CVT は、いずれの方式にも変速比幅に限界があったが、リンク式 CVT の利点は変速比を無限大まで変化できる。従来の CVT は、機能部品を動かすための付加的な油圧機構が必要であったが、これが動力損失の大きな要因となっていた。その点、リンク式 CVT

は動力伝達機構の中に油圧機構が不要である。リンク式 CVT の種類はいくつかあり、リンクの構造や付加的な動力機構の有無の違いによって、いくつかの特徴をもった CVT が形成できる。先行開発の中で最初のリンク式 CVT は、四節リンク機構とその各リンク長を変化させるためのアクチュエータを搭載している。入出力軸の回転数比を制御するため、リンクに搭載した直流モータの動力で各リンクを伸縮させた (熊田¹⁰⁾, 他¹¹⁾¹²⁾)。次に開発したリンク式 CVT の後継機は、リンク長を変化させるアクチュエータ関連の部品を削減した簡易構造の CVT であり、変速用のアクチュエータのみを搭載している¹³⁾。このリンク式 CVT は、出力角速度が周期的に変化して脈動が生じる。車の走行時には、多少の振動が生じているので、出力軸の回転速度むら (脈動) の影響を考えなくても良い実装例を視野に入れて開発した。

本論文は、リンク式 CVT の三つ目の機種として、四節リンク機構の範疇に入るスライダクランク機構を用いて、出力角速度の周期的な変化をなくし、かつ変速比を無限大まで連続的に可変できる新たな機構であるリンク式 CVT について設計法を説明し、数値シミュレーションならびに実験によりその妥当性を確認する。具体的には、この CVT に搭載されたスライダクランク機構と立体カム機構の設計論について述べる。

2. 従来の CVT の特徴

CVT は現在、小型自動車に搭載されているが、今後は、技術の進歩と共に、大型自動車、工作機械、建設機械、さらには発電設備へと利用範囲が拡大していくものと予想される。

従来の CVT の一つであるベルト式 CVT は、入力側プーリの回転がベルトを介して出力側プーリの回転へ伝動される機

* 原稿受付 令和 2 年 8 月 5 日

掲載決定 令和 2 年 11 月 30 日

** 正 会 員 岩手大学 (岩手県盛岡市上田 4-3-5)

*** 岩手大学

† 岩手大学地域連携推進センター (岩手県盛岡市上田 4-3-5)

構となっており、ベルトの入力側の巻掛け半径（ベルトとプーリの実効径）を小さくし、ベルトの出力側の実効径を大きくすると、出力側の回転軸が入力側に比べて低速回転して、出力側が高トルクになる。その逆の実効径の関係では、出力側が高速回転して低トルクになる。ベルト式 CVT を搭載した自動車は、発進（加速）、停止（減速）を繰り返す市街地走行において、滑らかな変速と共に燃費が改善される。また、有段変速機と比べて、変速時に発生する振動が少ないことから、ベルト式 CVT の搭載車は乗り心地が改善されている。一方で課題として、ベルト式 CVT は、油圧機構を付加的に用いて、実効径を変えながら変速をおこなっているため、動力伝達経路以外で周辺装置が必要になり、装置全体が複雑になる。ベルト式 CVT の基本原理がベルトとプーリとの間の摩擦伝動による力伝達であるために、ベルトとプーリの間ですべり (Privalov¹⁴⁾) が発生する可能性がある。そのため、ベルトを強い力で張ることにより、すべりを抑制しているが、この対策に起因して伝達効率が低くなる。また、油圧機構等の動力伝達経路以外での周辺装置を有するために、装置全体として動力損失が大きくなることが挙げられる。

もう一つの CVT として、トロイダル CVT がある。この CVT は、入力ディスクと出力ディスクの間にパワーローラが挟み込まれており、パワーローラの傾斜を動力伝達経路以外の付加的な機構によって変化させることで、両ディスクとパワーローラとの接触点が移動し、動力伝達経路の実効径が変化して、入出力間の変速比を変えるしくみである。出力ディスクは、低速回転で高トルクとなり、その逆に、高速回転で低トルクになる。両ディスクとパワーローラの接触面では、トラクションオイルを介して動力伝達がおこなわれる。トラクションオイルは、部品間の動力伝達の機能に加え、潤滑や冷却といった機能や、パワーローラとディスクの摩擦を防止する役目がある。このオイルは、高い接触圧力のもとではガラス状に固化する性質をもっており、これによって形成されるオイルの膜を介して両ディスクとパワーローラ間の動力伝達がおこなわれる。ベルト式 CVT と同様に、トロイダル CVT はパワーローラの傾きを別の駆動装置で変化させて実効径を変えるため、付加的なエネルギーが必要となる。

このように、従来の CVT の動力伝達のしくみは主要部品間の摩擦伝動によるため、耐久性をクリアするには開発時間やコストがかかるといった問題や、大動力を伝達するのは原理的に限界があるという指摘があった。

3. リンク機構と立体カムを用いた CVT の構造

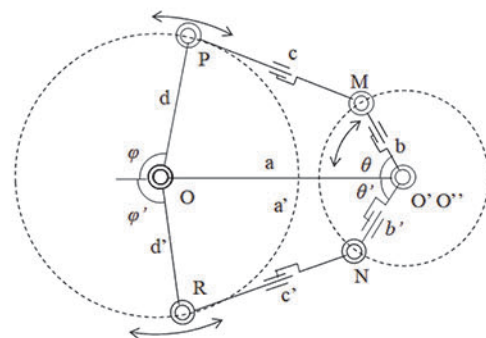
3.1 四節リンク機構を用いた CVT

従来の CVT は摩擦伝動方式であることは先に述べた。本論文では、摩擦力による作用を陽に考慮する必要のない力伝達および変速の方法を提案する。リンクの回転力によるトルクを伝達しながら変速させるための、四節リンク機構を用いた CVT (リンク (Link) の頭文字をとり、以下、L-CVT と呼ぶ) の設計論について述べる¹⁵⁾。

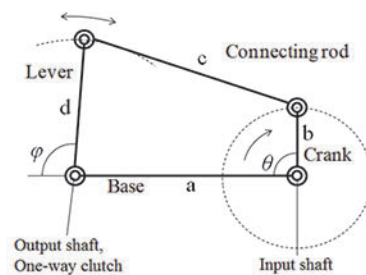
四節リンク機構は、その運動の特徴から、両クランク機構、てこクランク機構、両てこ機構の三種類に分類され、各機構にはそれぞれ各リンク長さの条件がある。これらの分類に加えて、スライダクランク機構も四節リンク機構に含まれる (Gibson ら¹⁶⁾, Ogawa ら¹⁷⁾)。

一般の閉リンク鎖 (チェーン) は n (≥ 4) 本のリンクが接続されており、まわり対偶と滑り対偶が交互に配置されている。この閉リンク鎖の一つとして、四本のリンクによって閉リンクが形成されるユニットが二組存在して、出力軸 O で連結している機構を図 1 (a) に示す。二つの入力軸 O' と O'' は機械的に連結されており、両者を同軸上に置くように調整できる。この系は、各リンク長さを変化させて、入力軸 O' (O'') と出力軸 O の回転数の比を連続的に可変できる CVT の一般的な構造である。リンク n (n') の支点 (出力側の端) (図 1 (a) は $n=4$ の場合であり、リンク d (d') に相当) は出力軸 O になり、リンク n (n') の他端 (入力側の端) は関節 $n-1$ ($n'-1$) になる。 ($n=4$ の場合、関節 P (R) に相当)。関節 $n-1$ ($n'-1$) ($n=4$ の場合、関節 P (R) に相当) または出力軸 O には、ラチェットやワンウェイクラッチのような不可逆機構が組み込まれる。 $n > 4$ のとき、リンクと関節から構成されるこのようなリンク鎖は無拘束連鎖となり、冗長自由度と同じ個数の受動対偶に変位を拘束するためのアクチュエータが必要である。

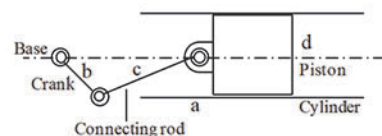
今までに開発してきた L-CVT の最初の機種では、四節リンク機構の一つであるてこクランク機構を用いている。この機構の基本モデルを図 1 (b) に示す。リンク a は固定リンクであり、ボディに固定しているか、もしくはボディ本体そのものである。リンク a の両端は入力軸 O' (O'') と出力軸 O で



(a) The general structure of link type CVT combining a couple of four-bar linkage mechanisms



(b) The fundamental structure of a four-bar link CVT



(c) The fundamental structure of a slider crank mechanism

Fig. 1 Several fundamental structures of the link mechanisms

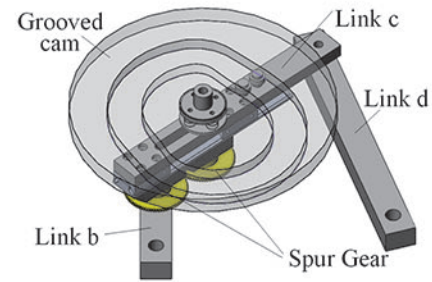
ある。入力軸の回転と共にリンク b (クランク) が回転すると、リンク c (連結棒) がその回転力をリンク d (てこ) に伝達し、リンク d が出力軸を支点として揺動運動する。リンク a とリンク d の連結部である出力軸にはワンウェイクラッチが組み込まれている。(または、リンク c とリンク d の連結部に、ラチェットやワンウェイクラッチが組み込まれる)。ワンウェイクラッチがリンク a とリンク d の連結部に組み込まれる場合、内輪 (外輪) をリンク d と固定し、外輪 (内輪) を出力軸とする。ワンウェイクラッチを介し、リンク d の揺動運動における一方の動作中に、駆動力は出力軸の回転運動へ伝わる。リンク d の逆方向の揺動運動時には、出力軸の回転運動は空転する。一組のてこクランク機構を用いる場合、てこが揺動運動するため、出力軸への駆動力の伝達と出力軸の回転が断続的になる。そこで、リンク b の位相を等間隔分遅らせたてこクランク機構を複数組用いることで、出力軸は連続回転をする。

さて、スライダクランク機構 (図 1 (c)) は、四節リンク機構の一種であるが、この機構については後で説明する。

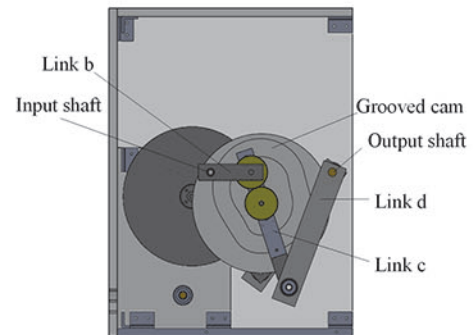
つぎに、二組のてこクランク機構を並列に設置した L-CVT¹²⁾ は、リンク b , c 上に直動モータのアクチュエータが搭載されており、リンク b とリンク c の長さをモータで伸縮させることで、リンク d の揺動速度が連続的に変化し、その結果、入力軸と出力軸の回転数比が変化し、無段階の変速を可能にした。そして、この L-CVT を用いて、入出力トルクや伝達効率等のデータを取得するために、制御系設計やセンサ搭載設計を施し、解析評価システムを構築した¹⁸⁾。

四組の四節リンクを用いた L-CVT¹³⁾ は、リンク d (てこ) 上に直動モータが搭載されており、リンク d の長さをモータで伸縮させることで、リンク d の揺動速度が連続的に変化して無段階変速を可能とする。この L-CVT は、リンク伸縮に関する自由度の数が一つであるため、任意の変速比に対して、出力の揺動速度に脈動が生じる。

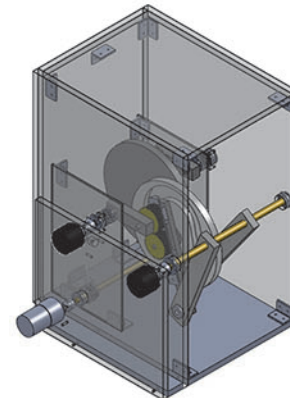
さらに、変速用に電動モータ等のアクチュエータを用いない L-CVT として、てこクランク機構、遊星歯車機構、および平面カムを搭載し、機械的に各リンクの長さを可変することで変速する L-CVT を開発した¹⁵⁾¹⁹⁾。入力軸の回転力は、他のリンクの回転力と平面カムの回転力に分散されて、変速機内を伝わり、再び合力となって出力軸の回転力として伝動される変速機である。リンクの伸縮は、平面カムの回転によるカム変位と連動して制御される。入力軸上にある歯車の回転から、リンク b (クランク) 上に設置されたアイドルギヤ、および、リンク b とリンク c の回転軸に設置されたアイドルギヤを介して、平面カムと結合し一体化した歯車が、リンク c 上に設けた回転軸まわりに回転する。結果的に、入力軸から平面カムの回転軸までの歯車列は遊星歯車機構になっていることに注意する。カムとカムフォロア間の摩擦力を極力低減させるために、リンク上に搭載された二つのローラベアリングは溝カムの両側面と接触している。この構造により、溝カムの回転方向に沿って、二つのローラベアリングが互いに逆回転し、溝カムの両側面と転がり接触しながら、位置的に拘束される。このとき、伝達効率を低減させる要因として、転がり摩擦のみが発生する。溝カムとローラベアリングは、位置を拘束する確動カムにおけるカムとカムフォロアの関係であり、両者間のクリアランスを抑えつつ、転がり摩擦がないことが伝達効率の向上につながる。



(a) Cam mechanism (Type II)



(b) L-CVT (Type II)



(c) 3D view of L-CVT

Fig. 2 Structures of experimental equipment of the L-CVT

3D CAD を用いて設計した溝カム機構および各リンクを図 2(a) に示す。クランクであるリンク b と b' の先端と連結リンク c と c' との連結部の回転軸に平歯車を取り付ける。この平歯車はクランク b と b' に固定されている。同一 (同じ大きさでモジュールの等しい) の平歯車を連結リンク c と c' 上にある溝カムの回転軸に取り付ける。この平歯車は溝カムに固定されている。これらの二つの同じ平歯車の歯車列が遊星歯車機構になっているため¹⁰⁾、クランク b と b' が一回転するとクランク上の歯車が一回転し、従動側の歯車と一体となった溝カムが一回転して、カムフォロア (フリーローラ) が溝に沿って動く。そして、カムフォロアが取り付けられている直動機構 (スライドルール) が伸縮し、連結リンク c と c' が伸縮する。二枚の同じ歯数の歯車を用いているため、この遊星歯車機構によって、クランクの一回転は溝カムの一回転に相当し、L-CVT (てこクランク機構) の一サイクル (cycle) に相当する。

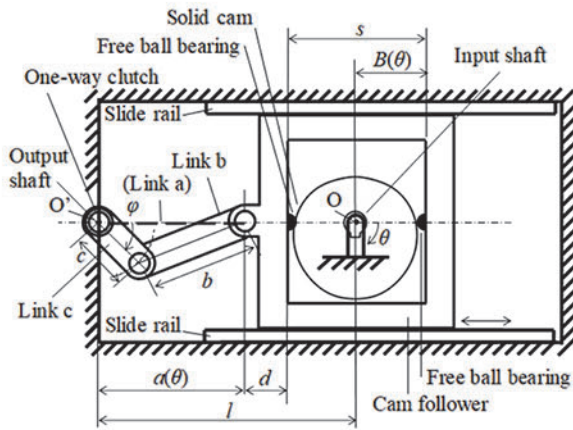


Fig. 3 Basic structure of L-CVT and physical parameters

カム設計法によって製作された溝カムを搭載した L-CVT の断面図を図 2(b) に示す。立体図を図 2(c) に示す。本 L-CVT は、二組のてこクランク機構を可動面に対して並列に配置した。この L-CVT は、各々のてこクランク機構に対し、往路の運動のみを駆動力として伝達する機構である。往路のみを出力として利用したのは、今回設定した各リンクの長さ関係において、てこクランク機構の早戻り機構の特性から、往復路間の応答時間の差に関して、復路よりも往路の方が出力時間を大きくとれたためである。

リンクの振動やカムの回転の際の慣性力の影響については、カムの外径による位相毎の慣性力の変動を考慮したおもりを取り付けたり、溝の形状による位相毎の慣性力の変動による影響を考慮した形状設計が可能であり、また、L-CVT の前後に減速、増速系を設けて変速速度を下げて振動を抑制する方法がある。

一つの減速比の関係を保持するこの L-CVT の実機を用いて、また、機構シミュレーションにより、入出力回転数比をある一定値に保持できることを確認し、変速機の機能を果たしていることを立証した。

さて、スライダクランク機構は、前述したように、四節リンク機構の一種である。この機構の基本構造を図 1 (c) に示す。筐体に固定されたシリンダ a は仮想リンクに相当し、この機構は厳密には往復スライダクランク機構である。リンク b (クランク) が回転すると、リンク c (連結棒) を介して力が伝わり、スライダ d (ピストン) が往復直線運動する。スライダの往復運動は、回転曲率半径が無限大の円運動と捉えることができる。

本論文で提案する L-CVT は、この往復スライダクランク機構を用いるが、この L-CVT の機能は、本来の往復スライダクランク機構の機能とは異なる。本提案の L-CVT の機構は、スライダ d (ピストン) を入力側とし、リンク b (クランク) を出力側とする。入力軸まわりに回転する立体カム (確動カム) の回転力からスライダの往復運動を実現し、このスライダの往復運動の力がリンク c (連結棒) を介してリンク b へ伝わり、出力軸の回転力へ変換される。ただし、出力軸まわりのクランクの回転運動の動作範囲には制限を設けている。ちなみに、本機構の基本構造は、図 1 (c) に示したように、筐体に固定されたシリンダ a を仮想リンクとした往復スライダクランク機構であるが、別のリンクを固定させた場合の揺動スライダクランク機構や固定スライダクランク機構とは異なる機構である。詳細は次節 3.2 で述べる。

3.2 スライダクランク機構を応用した CVT

スライダクランク機構、立体カム、カム従動節、スライドレール、およびワンウェイクラッチからなる L-CVT の基本構造を図 3 に示す。カム従動節は、スライダクランク機構 (図 1 (c)) のスライダ d (ピストン) に相当する。立体カムは入力軸 O の回転と共に回転する。(回転軸にキーとキー溝を有しているため、立体カムと入力軸は一体となって動く)。二つの小さい (その大きさを問わない) 球が入力軸 O を通る直線上で立体カムと対峙するように、二つのフリーボールベアリングをカム従動節に設置する。立体カムは両側から二つの小さい球でカム従動節と位置的に拘束されるので、この立体カムは確動カムとなる。カム従動節は、入力軸と一体となった立体カムの回転と共に、L-CVT の筐体 (本体、ボディ) に固定されたスライドレール上を直線移動する。つまり、カム従動節は、入力軸 O と共に回転する立体カムから、球を介して力を受けながら、スライドレール上を往復運動する。立体カムの断面形状は、変速比毎に回転軸に沿って決められる。各変速比に対して断面形状が与えられるので、立体カムを設計する際には、回転軸の長手方向には自由に変速比を選択して決めることができる (これについては、後節 4.5 で述べる)。立体カムを入力軸上のキー溝に沿って回転軸に沿った方向にスライドさせることで、カム従動節のストローク量や並進速度を調節することができる。

立体カムの設計の前段階として、一つの変速比のみ取り扱い、その設計法について本論文で述べる。スライダクランク機構の閉リンク機構は、リンク b (連結棒)、リンク c (クランク) および仮想リンク a (筐体の基準線) で構成される。(構造と各部の物理パラメータは図 3 に示しているが、各パラメータは図 1 (c) とは異なる)。カム従動節の往復運動は、リンク b を介して、リンク c の揺動運動に変換される。リンク c の支点 O' に設置したワンウェイクラッチの内輪と外輪では、リンク c の揺動運動によって、回転数差が生じる。この回転数差によって、一方向の回転のみ、力が伝達されて、出力軸 O' は回転する。揺動運動の一方向の回転の伝達力を連続的に伝動させるためには、複数組の同じスライダクランク機構のユニット (図 3) を用意し、同じ形状のカムを複数組分用意し、それらのカムに対し、等間隔に位相ずれのあるスライダクランク機構ユニットを入出力軸の両軸で結合させる必要がある。ちなみに、この L-CVT は、スライダクランク機構のユニット数を n とすると、四組 ($n=4$) のスライダクランク機構のユニットを用いている。以上が本 L-CVT の無段変速の仕組みである。

3.3 CVT のユニットの構成と原理

L-CVT のユニット数の選定方法について述べる。先に定義したように、スライダクランク機構、立体カム機構、カム従動節等、スライドレールおよびワンウェイクラッチで構成されるユニット (図 3) が L-CVT に搭載される数を n とし、ユニットの名称をユニット i ($i=1, 2, \dots, n$) とする。このとき、入出力軸の回転角、つまり、カムの位相が異なる各ユニットは入出力軸の両軸でそれぞれ並列結合される。任意の n について、出力軸の駆動の回転方向を一方向に限定するため、不可逆機構であるワンウェイクラッチの向き (駆動方向) を揃えて出力軸にそれらを組み込む。

i) $n=2$ の場合、L-CVT の機能をもつための必要最低限の条件である。L-CVT は不可逆機構が組み込まれているので、

出力軸の正転、逆転を切り替える瞬間に、平面カムのカム曲線に関し、回転角 θ に関する微分値が不連続になるため、この条件では、スムーズなカムの回転が実現できない。ユニット 1 ($n=1$) とユニット 2 ($n=2$) だけでは、出力軸を駆動する引継ぎの際のテイクオーバー区間を取ることができない。

ii) $n=3$ の場合、入力軸（カム回転軸）の一サイクル内における非駆動区間の角度幅を設けることができるため、出力軸の正転、逆転を切り替える際に、変速比に対応したカム曲線の回転角 θ に関する微分値を連続に設定でき、かつ、復路（非駆動区間）の動作（カム曲線と回転角 θ の関係）の選定に自由度をもたせることができ、滑らかなカムの回転が実現できる可能性が高くなる。しかしながら、ユニット 1 ($n=1$)、ユニット 2 ($n=2$)、およびユニット 3 ($n=3$) が駆動力を引継ぐ際、テイクオーバー区間を十分に ($\pi/18$ 程度以上) 大きくとることができない。また、非駆動区間内のカム曲線の傾きが大きくなり易いのが本条件の特徴である。

iii) $n=4$ の場合、一ユニットの駆動区間、つまり、カムの回転軸である入力軸の一サイクルに対する駆動時の角度範囲に対するテイクオーバー区間の割合をテイクオーバー係数 k ($0 \leq k \leq n/2 - 1$) で表す。このとき、テイクオーバー区間は $2\pi k/n$ となり、一ユニットにより必要な駆動区間は $2\pi(1+k)/n$ となる。テイクオーバー区間で同時に並列に伝達されるユニットの数を n' とすると、駆動の伝達経路が複数 n' (例えば二つ ($n'=2$)) のユニットで並列に伝達されるので、一ユニットの動力伝達間における伝達トルクは $1/n'$ (例えば $1/2$) ずつに分配され、最後に出力軸で合力となる。

iv) $n \geq 5$ の場合、一ユニットの駆動区間に対するテイクオーバー区間の割合を k/n の大きさによって増減させることができる。 n が大きいときには、駆動の伝達経路が $n' (\geq 2)$ 個のユニットで並列に伝達することが可能である。各ユニットの動力伝達間における伝達トルクは $1/n'$ に分配され、最後に出力軸で合力となる。このように、テイクオーバー区間で同時に並列に伝達されるユニットの数 n' と各リンクの剛性等の関係性について、設計方針として検討することができる。

4. カムの設計

4.1 平面カムの設計

立体カムの設計条件を導くにあたり、まず、一つの変速比に着目し、平面カムを設計する。立体カムはその平面カムを重ね合わせてできる。任意の変速比に対応可能である立体カムは、一つの変速比に対応した平面カムを回転軸方向に重ね合わせて、スムージング補正（線形補間、一次スプライン補間）をして完成する。（立体カムの形状の詳細については、後節 4.6 参照）。

図 3 に示したように、立体カムの両側に対峙したカムフォロア内の二つのフリーボールベアリングの球によって、立体カムを支えているので、この立体カムとカムフォロアは確動カム機構である。

図 3 に示す各物理パラメータの中で、リンク（連結棒）の長さ b 、リンク（クランク）の長さ c 、フリーボールベアリングの球中心間距離 s 、リンク b とカム従動節が接続する回転軸から左側球中心までの距離 d 、入出力軸間距離 l は不変である。本論文では、フリーボールベアリングの大きさは非常に小さいとみなし、球の半径 r は $r=0$ とする。実機は、

$b=50$, $c=25$, $s=60$, $d=35$, $l=130$ mm である。

仮想リンクの長さ a とカム基礎曲線 B は、カム回転角 θ と変速比 R の変数である。 θ が $0 \leq \theta \leq \pi$ の区間ではリンク c が時計回りに、 $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ の区間ではリンク c が反時計回りに回転するようにカムを設計する。このとき、 $a=a(\theta)$ が $\theta=0$ のとき最大値 $a(0)=a_{\max}$ をとり、 $\theta=\pi$ のとき最小値 $a(\pi)=a_{\min}$ をとるようにカムを設計する。

カム基礎曲線 $B(\theta)$ 、カム曲線 $h(\theta)$ およびカムの基礎円半径 r_0 の関係は

$$B(\theta) = r_0 + h(\theta) \quad (1)$$

で表される。カム曲線 $h(\theta)$ と仮想リンク長さ a の関係は

$$h(\theta) = a(\theta) - a_{\min} = a(\theta) - a(\pi) \quad (2)$$

で表される。式(1)、式(2)を用いると、次式が得られる。

$$r_0 = s + d - l + a_{\min} = s + d - l + a(\pi) \quad (3)$$

カム曲線 $h(\theta)$ の最大値を $h_{\max} (= a_{\max} - a_{\min})$ とすると、 s について次式が得られる。

$$s = 2r_0 + h_{\max} \quad (4)$$

式(3)、式(4) から次式が得られる。

$$2l - 2d - s = a_{\max} + a_{\min} \quad (5)$$

式(5)の左辺は不変量であるので、 $a=a(\theta)$ の最大値と最小値の和が変速比によらず一定 ($a_{\max} + a_{\min} = \text{Const.}$) であることがカム設計における制約条件である。

つぎに、入力回転角であるカムの回転角 θ とカム基礎曲線 $B(\theta)$ の関係を求める。本機構は二つの球でカムを挟み込む構造であるから、 $0 \leq \theta \leq \pi$ の区間における $B(\theta)$ を求めればよい。 $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ の区間の $B(\theta)$ は次式より得られる。

$$B(\theta) = s - B(\theta - \pi) \quad (6)$$

$0 \leq \theta \leq \pi$ の範囲で $B(\theta)$ を求めた後で、式(6)より、一周分のすべての区間 $0 \leq \theta \leq 2\pi$ の $B(\theta)$ が求められる。式(1)、式(2)、式(4)より、 $B(\theta)$ は $a(\theta)$ によって求められるので、 θ と $a(\theta)$ の関係から θ と $B(\theta)$ の関係を求めることができる。また、式(6)のカム基礎曲線 $B(\theta)$ は θ のみが関係し、任意の変速比 R の変数を含んでいない。

4.2 平面カムの形状（変速比は固定）

フリーボールベアリングの球中心と接するカム形状を求める。変速比を固定し、ある一つの変速比 R に対して、カム基礎曲線 $B(\theta)$ を求める。前節 4.1 で算出した $a(\theta)$ から、任意の変速比 R における $B(\theta)$ のカム回転角 θ におけるデカルト座標系 ($B_x(\theta), B_y(\theta)$) を求める。式(4)を変形すると、カム基礎円半径 r_0 は次式で求められる。

$$r_0 = \frac{s - h_{\max}}{2} \quad (7)$$

式(2)から得られる $h(\theta)$ 、および式(7) から得られる r_0 を式(1)に代入すると $B(\theta)$ が得られる。 $B(\theta)$ の x 成分 B_x と y 成分 B_y は

$$B_x(\theta) = B(\theta) \cos \theta \quad (8)$$

$$B_y(\theta) = B(\theta) \sin \theta \quad (9)$$

で定義される。

4.3 駆動区間と非駆動区間

入力回転角 θ と仮想リンクの長さ $a=a(\theta)$ の関係を求めるにあたり、駆動区間と非駆動区間を定義する。 $\theta=\theta^*$ (基本的に、 θ^* は $\theta^*=2\pi/n$ に設定する) のときの $a(\theta^*)$ を a_{\max} と a_{\min} の中間値 (a_{\max} と a_{\min} の値の間にある値であり、平均値や中央値ではない) とし、この $a(\theta^*)$ を基準値とする。仮想リ

リンクの長さ a は、 $\theta=0$ のとき最大値 $a=a(0)=a_{\max}$ 、 $\theta=\pi$ のとき最小値 $a=a(\pi)=a_{\min}$ である。

前節 4.1 では、入力回転角の角度範囲 $0 \leq \theta \leq 2\pi$ のうち、 $0 \leq \theta \leq \pi$ についてのみの設計を考慮すればよいことを述べた。 $0 \leq \theta \leq \pi$ の区間を、(i) 駆動区間と、(ii) 非駆動区間に二つに分け、さらに、(ii) 非駆動区間を二つに分けて、合計で三つの区間とする。つまり、(i) の中間値をとる $\theta=\theta^*$ を含んだ駆動区間と、(ii) の $2\pi(1+k)/n$ の区間幅で (i) の駆動区間を除いた二つの非駆動区間に対し、合計で三区間に分ける。(i) と (ii) の区間幅の比は $2\pi(1+k)/n : \pi - 2\pi(1+k)/n$ になっている。

(i) 駆動区間： $\pi(1-k)/n \leq \theta \leq \pi(3+k)/n$

(ii) 非駆動区間： $0 \leq \theta \leq \pi(1-k)/n$, $\pi(3+k)/n \leq \theta \leq \pi$

(i) 駆動区間は、リンク c から不可逆機構（ワンウェイクラッチ）を介して駆動力を出力軸に伝えるときの入力軸の回転角 θ の範囲である。この区間では、入力角速度 $d\theta/dt$ を例えば一定 ($d\theta/dt = \text{Const.}$) としたときに、リンク c の出力角速度 $d\varphi/dt$ が常に一定 ($d\varphi/dt = \text{Const.}$) の値をとり、その出力角速度 $d\varphi/dt$ は入力角速度 $d\theta/dt$ を変速比 R で除した値となる。L-CVT には、 n 組（本論文では、 $n=4$ ）のスライダクランク機構を用いるので、 n 組 ($n=4$) の立体カムはそれぞれ、等間隔の $2\pi/n$ ($=\pi/2$) 毎の位相遅れをとる。

前節 3.3 では、 $n=4$ の場合には、同時に並列に伝達されるユニットの数を n' とすると、駆動の伝達経路が二つ ($n'=2$) のユニットで並列に伝達されると説明した。本節では、 n 組のスライダクランク機構のうち、出力に影響を与えるスライダクランク機構は一組 ($n'=1$) である、という限定条件を与えて、この条件下における機構の動作に着目する。駆動力を与える立体カムの回転角変位の最小値は、テイクオーバー係数 k が $k=0$ のときであるので、一周分を n で除した $2\pi/n$ である。 $4 \leq n$ のスライダクランク機構を用いる場合、駆動力を与える立体カムの回転角変位は $2\pi/n$ であるので、 k が一定の条件下では、 n の大きさに反比例して、駆動力を与える回転角変位は狭くなる。

一方、出力角変位について、一組のスライダクランク機構が出力する揺動角の範囲を $\Delta\varphi$ とすると、 n 組のスライダクランク機構では揺動角の範囲は $n(1-k)\Delta\varphi$ となる。 $4 \leq n$ のスライダクランク機構を用いる場合には、一組の機構が出力する揺動角の範囲は、 k を一定としたとき、 n の大きさに比例して拡大する。

(ii) 非駆動区間は、入力回転軸の一サイクル内で、前後にある駆動区間を除いた区間である。入力回転軸の立体カムの形状は、駆動区間では入出力軸の回転数比を一定に保つために成形されているが、非駆動区間は、駆動区間の始点と終点を連続かつ滑らかに結ぶために、カム形状を任意に設計できる区間である。そこで次節 4.4 に示すように、高次多項式を用いて駆動区間と非駆動区間をなめらかに接続するため、各区間における $a(\theta)$ を求める。

4.4 駆動区間と非駆動区間における仮想リンクの長さ

次の (i) 駆動区間と (ii) 非駆動区間に分けて、回転角 θ と仮想リンクの長さ $a=a(\theta)$ の関係を求める。

(i) 駆動区間

入力軸の回転角 θ ($0 \leq \theta \leq 2\pi$) に対し、確動カムの構造は、 $0 \leq \theta \leq \pi$ で $a(\theta)$ の値が決まれば、 $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ で $a(\theta+\pi)$

の値が決まることを前節 4.1 で述べた。カムの一サイクルが全て駆動に使われるわけではなく、非駆動区間は $0 \leq \theta \leq \pi$ の範囲にも存在する。前節 4.3 の $a(\theta^*)$ の値を基準として、リンク c の揺動範囲が決まる。 $a(\theta^*)$ は変速比に対して一定にできるが、L-CVT の設計仕様に応じて、基準点の θ^* は（変速比毎に）変更することも可能である。ただし、実際の出力角変位 $\varphi(0)$ 、 $\varphi(\theta^*)$ 、 $\varphi(\pi)$ の関係から、 $2\varphi(\theta^*) \neq \varphi(0) + \varphi(\pi)$ であることに注意する。非駆動区間、テイクオーバー区間、およびユニット数の条件 $n \geq 4$ を考慮して、 $a(\theta^*)$ を基準にすることで、構造上の大小関係 $a(0) < a(\theta^*) < a(\pi)$ が満たされる。式(5)より

$$a(\theta^*) = l - d - \frac{s}{2} \quad (10)$$

と決まる。リンク c の揺動角度 $\varphi(\theta)$ は、余弦定理を用いて次式で求められる。

$$\varphi(\theta) = \cos^{-1} \left\{ \frac{\{a(\theta)\}^2 + c^2 - b^2}{2ca(\theta)} \right\} \quad (11)$$

式(11)に $\theta=\theta^*$ を代入すると $\varphi(\theta^*)$ が得られる。この $\varphi(\theta^*)$ の値を基準とし、駆動区間における $a(\theta)$ を計算する。 $n=4$ 、 $k=1/9$ と設定したときの駆動区間 ($2\pi/9 \leq \theta \leq 7\pi/9$) におけるリンク c の角度 $\varphi(\theta)$ は、変速比を R とすると

$$\varphi(\theta) = \varphi(\theta^*) + \frac{\theta - \theta^*}{R} \quad (12)$$

で与えられる。式(12)は、入力角度 θ 、出力角度 $\varphi(\theta)$ 、および変速比 R の関係を表している。駆動区間における $a(\theta)$ は、式(12)から得られる $\varphi(\theta)$ を次式に代入して得られる。

$$a(\theta) = c \cos \varphi(\theta) + \sqrt{b^2 - c^2 \sin^2 \varphi(\theta)} \quad (13)$$

ここで、式(13)は、図 1(c) のリンク b 、リンク c 、および仮想リンク a と平行な基準線で結ばれる三角形に対する余弦定理（式(11)）を変形して得られる。

(ii) 非駆動区間

非駆動区間では、駆動区間の $a=a(\theta)$ の始点、終点と連続かつ微分可能な点 $(\theta, a(\theta))$ (または、デカルト座標系の $(B_x(\theta), B_y(\theta))$) で接続するために、拘束条件として、前節 4.3 で述べた三つの各区間の始点と終点の $a(\theta)$ の値、 $a(\theta)$ の θ に関する一階微分 $da(\theta)/d\theta$ 、二階微分 $d^2a(\theta)/d\theta^2$ 、および三階微分 $d^3a(\theta)/d\theta^3$ に関し、次式の拘束条件の関係式を満たすように補間する。

例として、 $n=4$ 、 $k=1/9$ と仮定し、 $7\pi/9 \leq \theta \leq \pi$ の区間を考える。この区間における補間曲線を $f(\theta)$ とおくと、拘束条件は

$$f\left(\frac{7\pi}{9}\right) = a\left(\frac{7\pi}{9}\right) \quad (14)$$

$$\frac{df}{d\theta}\left(\frac{7\pi}{9}\right) = \frac{da}{d\theta}\left(\frac{7\pi}{9}\right) \quad (15)$$

$$\frac{df}{d\theta}(\pi) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{d^2f}{d\theta^2}\left(\frac{7\pi}{9}\right) = \frac{d^2a}{d\theta^2}\left(\frac{7\pi}{9}\right) \quad (17)$$

$$\frac{d^2f}{d\theta^2}(\pi) = 0 \quad (18)$$

$$\frac{d^3f}{d\theta^3}\left(\frac{7\pi}{9}\right) = \frac{d^3a}{d\theta^3}\left(\frac{7\pi}{9}\right) \quad (19)$$

$$\frac{d^3f}{d\theta^3}(\pi) = 0 \quad (20)$$

となる。式(14)～式(20)の条件式が七つあるため、 $f(\theta)$ を次式のように六次式で表して補間する。

$$f(\theta) = A_1\theta^6 + B_1\theta^5 + C_1\theta^4 + D_1\theta^3 + E_1\theta^2 + F_1\theta + G_1 \quad (21)$$

式(14)～式(20)を式(21)へ代入して、係数 $A_1, B_1, C_1, D_1, E_1, F_1, G_1$ を計算する。限られた θ の範囲($7\pi/9 \leq \theta \leq \pi$)で、式(21)で得られる $f(\theta)$ に θ を代入すると、この区間内の $f(\theta)$ が得られ、駆動区間の $a(\theta)$ となめらかに接続する曲線が得られる。そして、 $a(\pi) = a_{\min}$ の値を式(5)に代入して $a(0) = a_{\max}$ が得られる。

同様に、 $n=4, k=1/9$ と仮定し、つぎに、 $0 \leq \theta \leq 2\pi/9$ の区間について考える。この区間における補間曲線を $g(\theta)$ とすると、拘束条件は

$$g(0) = a(0) \quad (22)$$

$$g\left(\frac{2\pi}{9}\right) = a\left(\frac{2\pi}{9}\right) \quad (23)$$

$$\frac{dg}{d\theta}(0) = 0 \quad (24)$$

$$\frac{dg}{d\theta}\left(\frac{2\pi}{9}\right) = \frac{da}{d\theta}\left(\frac{2\pi}{9}\right) \quad (25)$$

$$\frac{d^2g}{d\theta^2}(0) = 0 \quad (26)$$

$$\frac{d^2g}{d\theta^2}\left(\frac{2\pi}{9}\right) = \frac{d^2a}{d\theta^2}\left(\frac{2\pi}{9}\right) \quad (27)$$

$$\frac{d^3g}{d\theta^3}(0) = 0 \quad (28)$$

$$\frac{d^3g}{d\theta^3}\left(\frac{2\pi}{9}\right) = \frac{d^3a}{d\theta^3}\left(\frac{2\pi}{9}\right) \quad (29)$$

となる。条件式が八つあるため、 $g(\theta)$ を次式のように七次式で表して補間する。

$$g(\theta) = A_2\theta^7 + B_2\theta^6 + C_2\theta^5 + D_2\theta^4 + E_2\theta^3 + F_2\theta^2 + G_2\theta + H_2 \quad (30)$$

式(22)～(29)を式(30)へ代入して、係数 $A_2, B_2, C_2, D_2, E_2, F_2, G_2, H_2$ を計算する。限られた θ の範囲($0 \leq \theta \leq 2\pi/9$)で、式(30)で得られる $g(\theta)$ に θ を代入すると、この区間の $g(\theta)$ が得られ、駆動区間の $a(\theta)$ となめらかにつながる曲線が得られる。

(iii) 上記(i), (ii)より、 $0 \leq \theta \leq \pi$ の区間において、 $a(\theta)$ となめらかに接続される $f(\theta)$ や $g(\theta)$ が得られる。ここで、式(6)を式(1), (2), (4)を用いて変形すると次式となる。

$$a(\theta) = a_{\max} + a_{\min} - a(\theta - \pi) \quad (31)$$

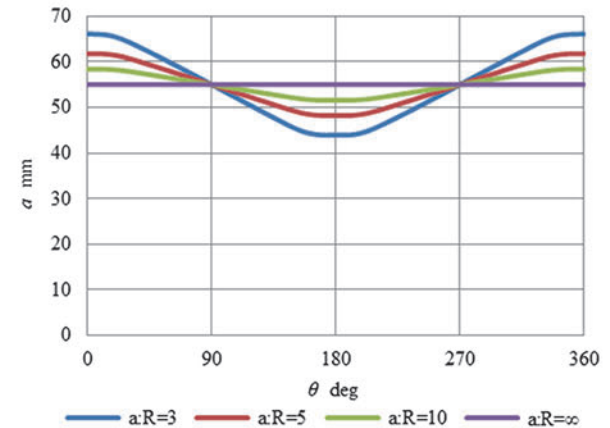
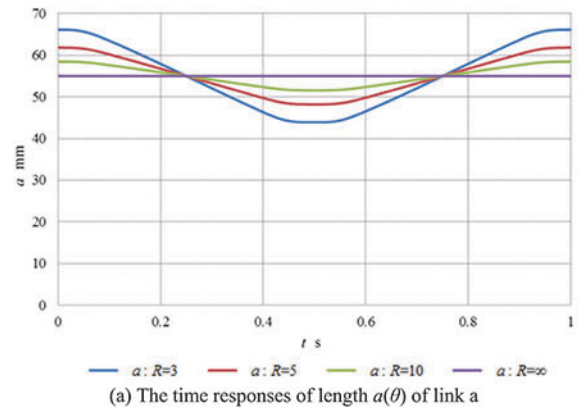
さらに、限られた θ の範囲($\pi \leq \theta \leq 2\pi$)で θ を式(31)へ代入すると、この区間における $a(\theta)$ が得られる。入力軸の回転角速度を $2\pi \text{ rad/s}$ としたとき、変速比が3, 5, 10, ∞ における $a(\theta)$ の時間応答を図4に示す。図4(a)は $t-a(\theta)$ 曲線を示し、図4(b)は $\theta-a(\theta)$ 曲線を示す。入力軸が一定角速度 $d\theta/dt = 2\pi \text{ rad/s}$ で等速回転しているので、両方の応答の曲線形状は同じである。

以上、全区間 $0 \leq \theta \leq 2\pi$ における $a(\theta)$ が得られる。同様に、 $f(\theta)$ や $g(\theta)$ について、次の関係が成り立つ。

$$f(\theta) = a_{\max} + a_{\min} - f(\theta - \pi) \quad (32)$$

$$g(\theta) = a_{\max} + a_{\min} - g(\theta - \pi) \quad (33)$$

つぎに、得られた $a(\theta)$ を式(11)に代入して、リンクcの角度 $\varphi(\theta)$ を求める。そして、 $\varphi(\theta)$ を時間 t で微分して、リンクcの揺動の角速度 $d\varphi/dt$ が得られる。入力軸の角速度を $d\theta/dt = 2\pi \text{ rad/s}$ 、変速比を3, 5, 10, ∞ とした場合の角度 φ の時



(b) Responses of length $a(\theta)$ of link a when rotational angular velocity is $2\pi \text{ rad/s}$.

Fig. 4 The time response of $a(\theta)$ when the gear ratio is 3, 5, 10, ∞ .

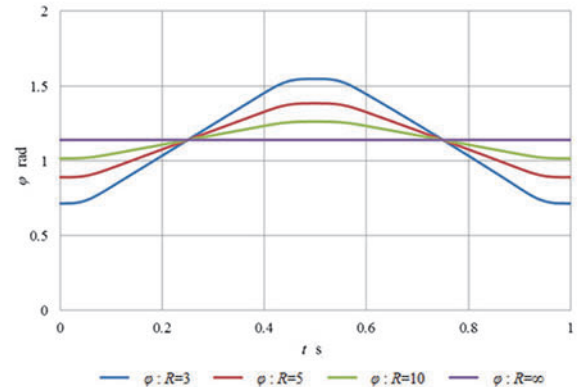


Fig. 5 Responses of angle φ of link c

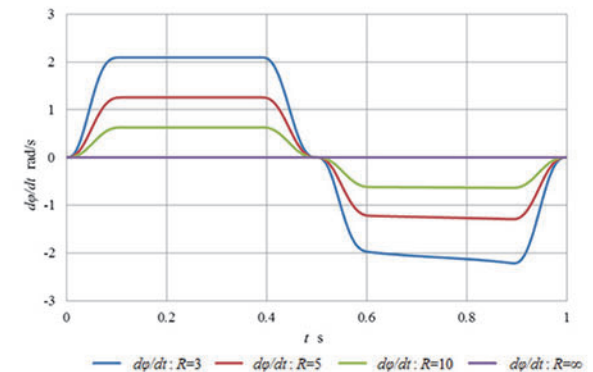


Fig. 6 Responses of angular velocity $d\varphi/dt$ of link c

間応答を図 5 に示す。また、リンク c の角速度 $d\varphi/dt$ の時間応答を図 6 に示す。ただし、入出力軸の回転方向は、時計回りを正、反時計回りを負としている。

4.5 出力角速度

求められた $a(\theta)$ から $\varphi(\theta)$ を求めて、リンク c の角速度を計算する。 $\varphi(\theta)$ は式(11)より求められる。つぎに、この $\varphi(\theta)$ を時間 t で微分すると、リンク c の揺動の角速度 $d\varphi/dt$ が求められる。ただし、入出力軸の回転方向は図 3 で時計回りの回転を正、反時計回りの回転を負としている。

変速比が小さい場合、補間区間におけるリンク c の角速度の値が出力区間の値を超えることがある。例として図 7 に変速比を 2 とした場合の時刻 t と角速度 $d\varphi/dt$ の関係を示す。四組のユニットの内、リンク c の揺動角速度が最も大きいユニットが出力軸の角速度となることから、図 7 中の赤丸で示す箇所のように、出力の角速度が一定とならない場合には、この変速比 R は実現することができない。 R を 0.01 刻みで変えて調べたところ、 R の下限は 2.75 となった。 R を 2.75 より小さくしていくと、図 7 にみられるように、オーバーシュートが生じ、最大値が大きくなることがわかる。

4.6 立体カムの形状

平面カムの形状については前節 4.2 で説明したが、今度は立体カムの形状を表すため、フリーボールベアリングの球の中心座標を通る立体カムのデカルト座標系 (B_x, B_y, B_z) を定義する。任意の変速比 R 、カム回転角 θ において、カム基礎曲線 $B(\theta)$ の B_x と B_y は前節 4.2 の式(8)、式(9)で求められる。 B_z は立体カムの回転軸に沿った方向の座標であり、前節 3.2 で述べたように、立体カムの断面形状 ($B_x(\theta), B_y(\theta)$) と変速比 R の相関はないので、回転軸の長手方向に対しては変速比毎に設計者が自由に任意の指標どおりに決定できる変数である。つまり、設計者が B_z を決める際には、回転軸に沿った長手方向の距離を短くすると、装置の小型化が図られるが、立体カムの傾斜が急勾配になる。逆に、長手方向の距離を長くすると、装置が大型化するが、立体カムの傾斜が緩やかになるので、変速のために軸方向にスライドし易くなる。

立体カムの断面図を表す B_x-B_y 曲線を図 8 に示す。変速比 R が $R=3, 5, 10$ 、無限大の四種類について示す。この B_x-B_y 曲線は、 R が無限大のとき、入力回転軸 O ($B_x=B_y=0$) を中心とする真円となる。

前述したように、 B_z は軸方向の長さであり、 B_z の決め方により、任意の変速比間の間隔が決まる。仮に、任意の変速比間の間隔を変速比の値に比例した距離にとるならば、変速比

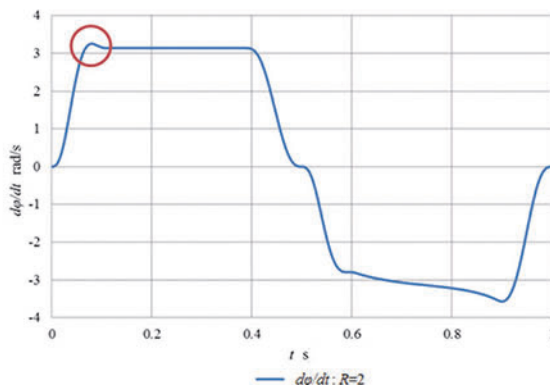


Fig. 7 Response of angular velocity of link c

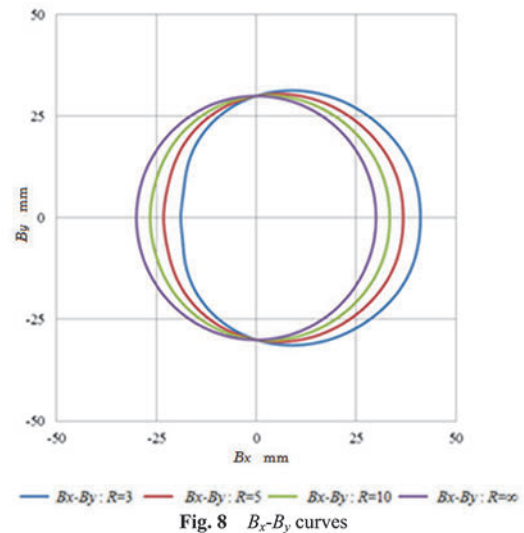


Fig. 8 B_x-B_y curves

を無限大にするためには、カムの長さも無限大にしなければならない。しかし、実際には、カムはある程度の長さに抑える必要がある。 B_x-B_y 曲線は、変速比が大きくなるほど変形が小さくなるという特徴から、変速比の小さいところでは、カム断面の変形が大きいため、 B_z の間隔を長くし、逆に、変速比が大きくなり、無限大に近づくにつれて、カム断面の変形が小さくなるので、 B_z の間隔を短くすることで、カムの長さを有限とする。そこで、 B_z を次式で表わす。

$$B_z(R) = \frac{p}{R} \quad (34)$$

ただし、 p は任意の定数とする。式(34)から、変速比が無限大のときは $B_z = 0$ となる。変速比を小さくすると B_z は大きくなり、各変速比間の間隔も大きくなる。実現可能な変速比には下限があるため、カムの長さは有限となる。 p はカムの長さや傾きに影響する値となる。本論文では $p = 100$ とした。

以上ですべてのカム回転角 θ および変速比 R における球の中心座標 (B_x, B_y, B_z) が求められた。図 9 に数値計算により求めた球の中心座標をつなげた球の中心軌跡を示す。

軸方向に立体カムを動かすことにより、L-CVT は、様々な変速比に対応してリンクの伸縮を可能にする。立体カムを図 10 に示す。この立体カムの輪郭（カム変位）は軸方向に異なっている。この立体カムを用いることで、スライダのストローク量が変化する。スライダの移動により、 $a(\theta)$ が変化し、

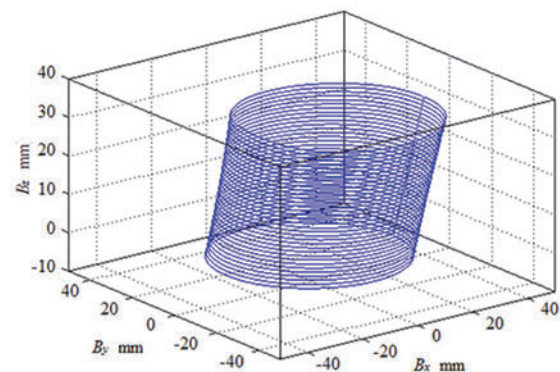


Fig. 9 Trajectory of ball centroid curve

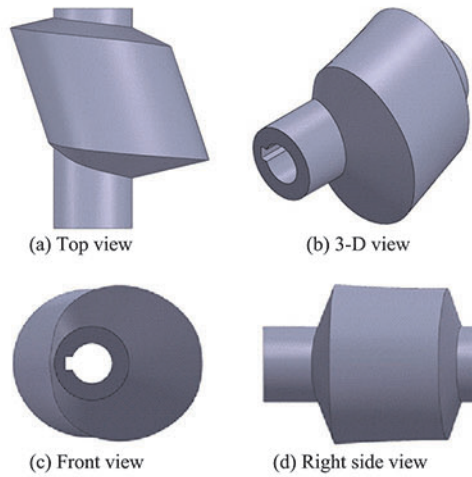


Fig. 10 A example of the solid cam

リンク c の揺動運動、揺動範囲が変化する。前述したように、カムの断面形状が円になるとき、変速比は無限大になる。このとき、入力軸が回転していても、ワンウェイクラッチを取り付けたリンク c は揺動運動しない状態である。立体カムの形状が高精度で作られている場合には、様々な変速比において、出力角速度の振動や脈動は生じないため、変速比は正確に連続的に変化する。

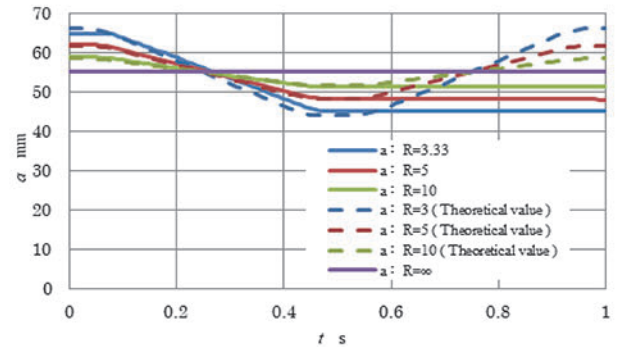
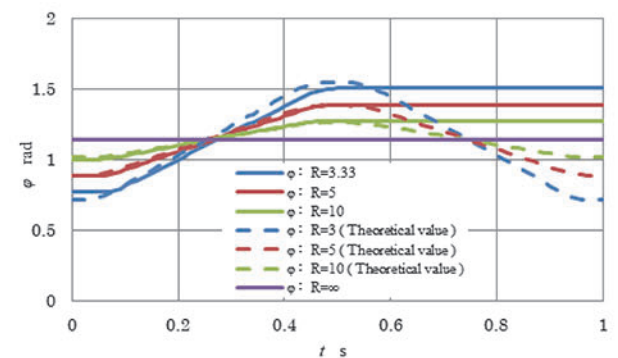
4.7 球の大きさを考慮した場合 ($r \neq 0$ の場合)

前述のように、フリーボールベアリングの球の大きさは、カム形状の定式化のため、その半径は非常に小さい ($r = 0$) とし、質点とみなした。実際、実機に搭載したフリーボールベアリングの球の半径は $r = 12.7 \text{ mm}$ である。本論文では、フリーボールベアリングの球の表面と接触する立体カムの形状を求める前段階として、まず、球の中心と接するカム形状を求めた。すなわち、球の大きさが無いので、質点と接触する立体カムの形状を求めた。つまり、フリーボールベアリングの球の中心と接触する立体カムの形状と、フリーボールベアリングの球の表面と接触する立体カムの形状は厳密には異なる。将来的に、フリーボールベアリングの球の半径を考慮した設計では、球の中心を基準としたカム形状 (カム線図) に対する包絡線を求めることにより、球の表面と接触するカム形状 (カム線図) を求める必要がある。

5. 実験

5.1 実験の概要

平面カムを搭載した L-CVT のプロトタイプ評価機の稼働試験をおこない、測定システムを用いて L-CVT の機能や性能を評価する。L-CVT の入出力軸にロータリーエンコーダ (CB-2500LC, ライン精機) を設置して、各入出力軸の角度変位 $\theta(t)$ 、 $\varphi(t)$ を測定する。つぎに、L-CVT の入出力軸におけるトルク比と伝達効率の推定をおこなうために、各種パラメータ (仮想リンク長さ $a = a(\theta)$ 、出力角速度 $d\varphi/dt$) を計算する。数値計算用ソフトウェアとして、Visual Studio (C 言語プログラム) を用いる。入出力軸の角度変位 $\theta(t)$ 、 $\varphi(t)$ について、評価機の稼働試験の実測値より求めた各種パラメータの値と、理論値を元に計算して得られるシミュレーション値とを比較する。評価機の変速比 R は 3.33, 5, 10, ∞ の四パターンとする。

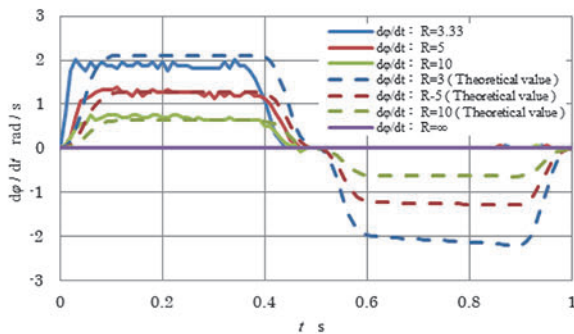
Fig. 11 Responses of length of the virtual link $a(\theta)$ Fig. 12 Responses of angle of φ of link c

5.2 仮想リンク長さの確認

前節 4.1 で述べた平面カムの形状の妥当性を実験により評価した。L-CVT における仮想リンク長さ $a = a(\theta)$ は、前述したように、カム回転角 $\theta \text{ rad}$ および変速比 R の変数であり、 a の値は $\theta = 0$ のとき最大となり、 $\theta = \pi \text{ rad}$ のとき最小となる。入力軸の等速回転の角速度を $d\theta/dt = 2\pi \text{ rad/s}$ としたときの、変速比 R が 3.33, 5, 10, ∞ における仮想リンク長さ $a = a(\theta)$ の時間応答を図 11 に示す。図 4 で示した理論値 (シミュレーションで得られた応答) を元に求めた応答を破線で示し、実際に実機を計測して得られた応答を実線で示す。(実測値において、 $t = 0.5 \text{ s}$ 以降で出力軸回転が計測で得られなかった部分は一定値の直線になっている)。実測値の $t = 0.5 \text{ s}$ 以後、つまり、 $\theta = \pi \text{ rad}$ 以後における $a = a(\theta)$ の変化が出力されていないのは、出力軸とカム従動節との間にあるワンウェイクラッチが不可逆機構であるため、この機構により、リンク c の時計回り方向の揺動の区間内における出力軸の角度変位 φ° のみが計測されて、リンク c の反時計回り方向の揺動による出力軸の角度変位 φ は計測されないからである。図 11 に示すように、評価機における仮想リンク長さ $a(\theta)$ は、理論値を元に計算して求めた値と実測値より計算して求めた値を比較すると、全体の相対誤差が 1% 以下であった。よって、評価機を用いた実験で得られた仮想リンク長さ $a = a(\theta)$ の値は理論値より求めた値と十分に等しいといえる。

5.3 出力値の計算

前節 5.2 で得られた $a(\theta)$ から計算したリンク c の角度変位 $\varphi(\theta)$ の応答を図 12 に示す。図 12 は、入力軸の一定角速度を $d\theta/dt = 2\pi \text{ rad/s}$ 、変速比 R を 3.33, 5, 10, ∞ の四パターンとした場合における角度 φ の時間応答について、理論値を元に計算した角度変位と実測値を元に計算した角度変位の応答

Fig. 13 Responses of angular velocity $d\phi/dt$ of link c

を重ねたものである。ただし、入出力軸の回転方向は、図 3 に示す L-CVT ユニットにおける各軸の時計回りの回転を正、反時計回りの回転を負としている。図 12 は、実測値を元に計算した応答を実線で示し、理論値を元に計算した応答を破線で示している。図 11 と同様に、実測値における 0.5 s 以降でワンウェイクラッチの不可逆機構の影響により、出力軸の回転量として得られなかった部分は一定値の直線になっている。図 12 に示すように、リンク c の角度変位 ϕ について、理論値を元に計算して得られる値と実測値を元に計算して得られる値を比較すると、全体の相対誤差が 2 % 以下であった。よって、評価機におけるリンク c の角度変位 ϕ の値は理論値より求めた値と十分に等しいといえる。図 12 で示した $\phi(\theta)$ を元に、時間 t で数値微分をおこなって得られたリンク c の角速度 $d\phi/dt$ の応答を図 13 に示す。リンク c における揺動の角速度 $d\phi/dt$ の理論値は、図 5 に示す $\phi(\theta)$ を時間 t で微分することで得られ、図 6 に示したとおりである。図 13 は、エンコーダで得られたリンク c における揺動角速度の実測値を時間 t で数値微分して得られた応答であり、入力軸の角速度を $d\theta/dt = 2\pi \text{ rad/s}$ 、変速比 R を 3.33, 5, 10, ∞ の四パターンとした場合の時刻 t と角速度 $d\phi/dt$ について理論値を元に計算して得られる応答 (図 6) と実測値より得られる応答を重ねたものである。実測値より計算した角速度の応答を実線で示し、理論値を元に計算して得られた応答を破線で示している。図 13 に示すように、評価機のリンク c の角速度 $d\phi/dt$ について、理論値を元に計算して求めた応答と、実測値より時間微分して求めた応答の比較を試みた。実測値において、補完区間 ($0 \leq \theta \leq 2\pi/9$ と $7\pi/9 \leq \theta \leq \pi$) を除き、駆動出力区間のみの比較検討をおこなった。この区間内で比較すると、出力区間の相対誤差の平均は 6 % 以下であり、評価機におけるリンク c の角速度 $d\theta/dt$ の変化は理論値より求めた角速度の変化とほぼ等しいといえる。

6. 結 言

本研究では、次のような結果を得た。

- (1) スライダクランク、立体カム、不可逆機構からなる CVT を提案した。このリンク式無段変速機は、摩擦力を陽に考慮する必要のない伝達方式である。
- (2) CVT の機能を一つの変速比において確認した。主要部品である立体カムの形状を平面カムとして簡略化し、設計方法を

確認した。また、数値解析と実験で有効性を確認した。

- (3) スライダクランク機構を応用した確動伝達機構を有するリンク式無段変速機のユニット数の選定法について述べた。

今後の予定として、本機構のダイナミクス解析、慣性モーメントの変動解析、増減速機構の接続の必要性等を検討する。

謝 辞

本研究は、科学研究費補助金 (基盤研究 (C) , 平成 23~25 年度, 課題番号 23560149, および, 基盤研究 (C) , 平成 26~28 年度, 課題番号 26420880) の助成を受けて実施された。

参 考 文 献

- 1) 田中裕久: トロイダル CVT, コロナ社, 第 2 刷 (2005)。
- 2) 守本佳朗: 無段変速機 CVT 入門, グランプリ出版, (2004)。
- 3) Pesgens, M., Vroemen, B., Veldpaus F. and Steinbuch M.: Control of a continuously variable transmission in an experimental vehicle, Advances in Automotive Control 2004, Proc. of the IFAC Symposium., 37, 22 (2004), 71.
- 4) Setlur, P., Wagner, J., Dawson, D. and Samuels B.: Nonlinear Control of a Continuously Variable Transmission (CVT) for Hybrid Vehicle Powertrains, IEEE Transaction on Control System Technology, 11, 1 (2003), 101.
- 5) Miyata, S. and Liu, D.: Study of the Control Mechanism of a Half-Toroidal CVT during Load Transmission, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 1, 3, (2007), 346.
- 6) Itoh, Y., Sakaguchi, T.: Development of the Mono Ring CVT, NTN Technical Review, 73, (2005), 60.
- 7) Ingvast, J., Wikander, J. and Ridderstrom, C.: The PVT, an Elastic Conservative Transmission, The International Journal of Robotics Research, 25, 10, (2006), 1013.
- 8) Kim, J., Park, F.C. and Park, Y.: Design, Analysis and Control of a Wheeled Mobile Robot with a Nonholonomic Spherical CVT, International Journal of Robotics Research (2002), 409.
- 9) 湯川俊浩: リンク機構を用いた無段変速機 L-CVT の開発, 秋田県立大学システム科学技術学部第 8 回研究発表会講演論文集, (2007), 17, <http://www.akita-pu.ac.jp/system/info/openc2007/happy2007.pdf>.
- 10) 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, 計測自動制御学会東北支部 45 周年記念学術講演会, 2102, (2009), 85.
- 11) Yukawa, T., Kumada, T., Obinata G.: Continuously Variable Transmission Using Quadric Crank Chains, 8th IEEE Int. Conf. on Industrial Informatics (INDIN 2010), (2010), 1043.
- 12) 湯川俊浩, 佐藤悠貴, 村上彰樹, 大島修三: 四節リンクとワンウェイクラッチを用いた無段変速機の開発, 精密工学会誌, 79, 10, (2013), 943.
- 13) 高橋泰輔, 村上彰樹, 佐藤悠貴, 湯川俊浩: 並列四節リンク機構を用いた無段変速機の開発, 日本機械学会東北支部 第 48 期総会・講演会, 174, (2013), 150.
- 14) Privalov, I. S. and Chernyavskii D. V.: Method of Exactly Determining Slip in a Friction Transmission, Journal of Measurement Techniques, 14, 11, (1970), 1688.
- 15) 熊田哲也, 湯川俊浩: 四節リンク, ワンウェイクラッチ, およびカムを用いた無段変速機の開発, 第 9 回最適化シンポジウム (OPTIS 2010), 103 (2010), 95.
- 16) Gibson, C. G. and Newstead, P. E.: On the Geometry of the Planar 4-Bar Mechanism, Acta Applicandae Mathematicae 7, (1986), 113.
- 17) Ogawa, K. and Yokoyama, Y.: Synthesis of the Planar Four-Bar Linkage, The Japan Society of Mechanical Engineers (JSME) Bulletin of JSME, 12, 50, (1969), 350.
- 18) 高橋拓也, 湯川俊浩, 武田洋一, 加賀亨, 大島修三: 電力供給型無段変速機構と測定システムの開発, ロボティクス・メカトロニクス講演会概要集, 2P1-09b1, (2016).
- 19) 湯川俊浩, 村上彰樹, 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, 日本設計工学会会誌「設計工学」, 51, 7, (2016), 519.