

高減速比・高寿命が可能なスライダ減速機の開発

Development of Slider Reduction gear

○学 林 秀行 (大同大学) *¹ 大嶋 和彦 (大同大学) *²*¹ Hideyuki HAYASHI, Daido University, 10-3 Takiharu-cho Minami-ku, Nagoya, Japan, 457-8530, legohakase@gmail.com*² Kazuhiko OSHIMA, Daido University, oshima@daido-it.ac.jp

キーワード: 減速機, 波動歯車減速機, スライダ, 正弦波, 高減速比, 高寿命

1. 結 言

波動歯車減速機¹⁾は、単段での高い減速比の実現と低バックラッシュによる正確な位置決め制御に優れているため、作業用ロボットから医療機器まで様々な場面で重用されている。この減速機は図1に示すように、フレックスプライン、ウェーブジェネレータ、サーキュラスプラインのわずか3種類の部品を基本要素として構成されている。

出力部となるフレックスプラインは弾性変形が可能な薄肉カップ状の金属部品で、開口部外周に歯形が形成されている。(図では歯数 28) 入力部となるウェーブジェネレータは楕円形状のカムでフレックスプラインに挿入される。ステータとなるサーキュラスプラインは、いわゆる内歯車であり、施されている歯数がフレックスプラインより多くなるように設定されている。(図では歯数 30)

フレックスプラインは、ウェーブジェネレータが挿入されることにより楕円形状に変形させられる。このとき図中Aのように、中心から長軸方向に位置する歯がサーキュラスプラインの歯と噛み合い。同時に図中Bのように、短軸方向では歯が完全に離れた状態となる。

サーキュラスプラインを固定し、ウェーブジェネレータを1回転させると、フレックスプラインとサーキュラスプラインとの歯の噛み合い位置が順次移動する。このとき、フレックスプラインとサーキュラスプラインの歯数差分(図では2歯分)、フレックスプラインはウェーブジェネレータと同じ方向に減速回転する。

以上のように、波動歯車減速機では減速動作をフレックスプラインの弾性変形によって実現しているため、薄肉の金属で形成されているフレックスプラインは、長期間の稼働での摩滅の進行が相対的に速く、減速機の寿命が短いという欠点がある。さらに、カップ形状のフレックスプラインは、弾性変形を効率よく行わせるために、径方向に対して厚さ方向の寸法を大きく取る必要があり、減速機の薄型化が困難である。

そこで著者らは、波動歯車減速機の減速原理を参考に、これと同等の「単段での高い減速比」に加えて、「高寿命・薄型化」が実現できるスライダ減速機²⁾を考案した。

2. スライダ減速機の概要

2.1 減速機の構造

提案するスライダ減速機の構成要素を図2に示す。減速

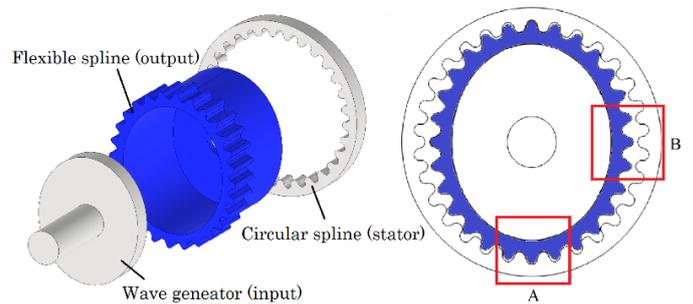


図1 波動歯車減速機の概略

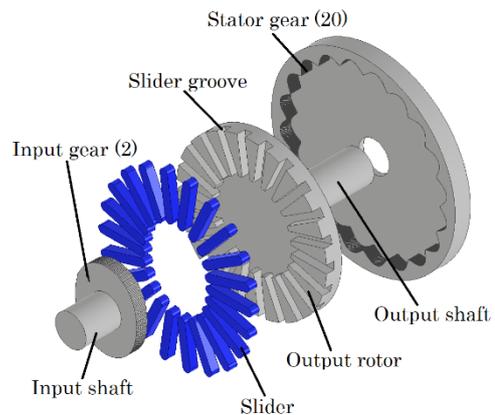


図2 スライダ減速機の構成要素

機は、入力部、出力板およびステータの3枚の円板状部品と複数のスライダと呼ぶ棒状部品の4種類の部品から構成される。波動歯車減速機のウェーブジェネレータが入力部に、フレックスプラインが複数のスライダおよびそれらを保持する出力板に、サーキュラスプラインがステータにそれぞれ置き換わったものと考えてよい。

入力部とステータは図3に示すように振幅 a の正弦波形状の歯がそれぞれ異なる波数で形成されており、図では入力部の歯数を2、ステータの歯数を20としている。2種類の歯車の歯形は、入力部の半径を r_1 、ステータの半径を r_2 としたピッチ円周上に沿って描かれた正弦波に対して、入力部では内方向に、ステータでは外方向にそれぞれ後述する δ だけオフセットを施したものとしている。

出力板には、スライダを挿入して径方向に移動させるこ

とが可能なスライダ溝が円周方向に等間隔に施されている。このスライダ溝の数は入力部の歯数とステイタの歯数によって決まり、この場合は両者の和である 22 (=2+20) としている。したがって、この場合のスライダ溝の間隔は $\pi/11$ となる。

スライダはスライダ溝の幅と等しい幅を持つ長円形の平棒形状部品であり、両先端部はスライダの幅の 1/2 を半径とする半円形となっている。この半径が入力部とステイタの歯形を決定する際のオフセット量 δ となる。したがって、スライダの全長は直線部の長さ l と両端のオフセット量 2δ との和 $(l+2\delta)$ になる。スライダはスライダ溝と同数 (22) である。

図 4 に図 2 を組み上げた本減速機の外観を示す。減速機はステイタを基盤として各要素を入れ子状に配置することで構成される。スライダ溝に挿入したスライダの両先端部は、入力部とステイタの歯形の両方に接触するように位置決めされる。入力部には入力軸が、出力板には出力軸がそれぞれ接続されており、これらは同軸上に存在する。ステイタは外部から固定されることにより、入力部から出力板への減速回転を可能とする。

入力部を回転させると、スライダは 2 種類の歯形壁面に常に接触しながら、スライダ溝の中で径方向に歯形の周期に応じた往復運動を行いながら、出力板を入力部と同じ方向に減速回転させる。

2.2 減速の原理

図 5 は本減速機の減速の原理を説明するために、入力部とステイタのピッチ円周上に沿って描かれた 2 種類の正弦波形を、入力部の正弦波 1 周期分だけ直線状に引き伸ばして描いたもので、ステイタの正弦波 10 周期分に相当する。

図 5(a) はこれらを重ね描きしたものである。入力部の正弦波 1 周期分に 2 つの曲線は 20 個の交点を持つが、そのうち 12 個は入力部で $2\pi/11$ 、ステイタで $20\pi/11$ の位相差であり、図 2 に示した出力板に施された複数のスライダ溝の間隔である。また、10 個は入力部で $2\pi/9$ 、ステイタで $20\pi/9$ の位相差である。図 5(a) では前者の位相差を持つ 12 個の交点に注目している。

図 5(b) は、2 つの曲線をスライダの直線部の長さ l だけ、上下方向に離れたもので、スライダと入力部およびステイタの両歯形との位置関係を表している。つまり、これらの 12 箇所において、スライダは入力部とステイタの間に干渉も乖離もすることなく整然と位置決めされる。

図 6 は、図 5(b) に示した 12 本のスライダのうち 2 本に着目して、それらの左右方向の位置を固定したまま、入力部の正弦波を $\pi/2$ だけ左方向に移動させたときの、スライダの上下方向の動きとそれに伴うステイタの正弦波の水平方向の動きを説明するものである。

スライダ①は入力部の正弦波形の移動によって上方向に押し出されるが、ステイタの正弦波形は上下方向の移動が拘束されているので、右方向に $\pi/2$ だけ移動する。このとき、ステイタの移動量は、入力部の移動量の 1/10 となるため、-10 倍の減速比が得られることになる。

一方、スライダ②は入力部の正弦波形の移動によって上方向に押し出されることはなく、スライダ①の上方向の移動によって引き起こされたステイタの正弦波形の右方向

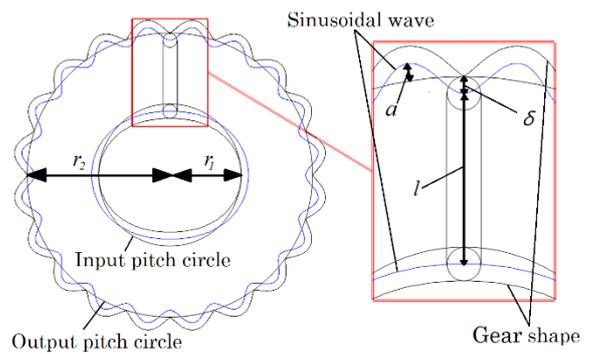


図 3 歯形とスライダの形状

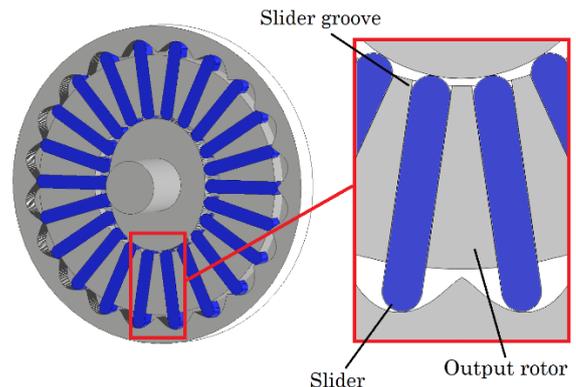


図 4 スライダ減速機の外観

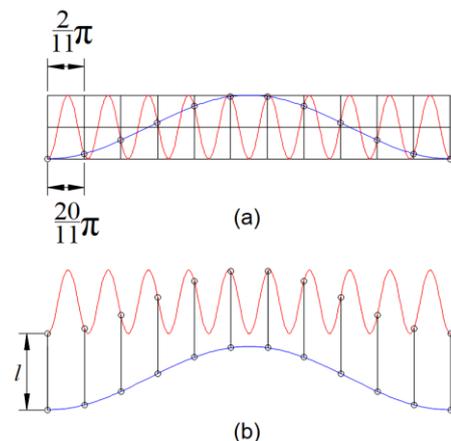


図 5 正弦波形とスライダの位置関係

の移動によって押し下げられ、その移動量が入力部の正弦波形の振幅の変化量に一致している。すなわちこの場合のスライダ②は動力の伝達には寄与していない。

すなわち、入力部の正弦波形が右上がりの斜面上にあるスライダが入力部の正弦波形の移動に伴って上方向に移動し、ステイタに動力を伝達するとともに、右下がり斜面上にあるスライダが下方向に移動する原動力となる。

このように、スライダの往復運動を介して、入力部の移動に対してステイタを逆方向に減速させながら移動させることが減速の原理である。

ところで、出力板に施されているスライダ溝の数は、本論文では入力部の歯数とステイタの歯数の和としているが、これらの差でも設定することが可能であり、その場合のスライダ溝の間隔は図 5 において入力部で $2\pi/9$ 、ステイタで $20\pi/9$ の位相差に対応する。そしてこの場合は、図 7 に

示すように、同じ減速のメカニズムに従いながらもステイタは入力部と同方向に減速移動する。つまり、同じ減速比でもスライダ溝の設計次第でステイタの移動方向を変更することができる。

ただし、差が和の約数となる場合には、スライダ溝の数を差で設定すると、ステイタの移動方向が一意に決まらないため減速動作ができない。

なお、ここまでの説明では、スライダを幅が0の直線で示したが、現実的に幅のある部品で上述の減速動作をさせようとするとき、スライダの両端が入力部やステイタの歯形と干渉を起こして回転ができなくなる。実際の歯形がこれらのピッチ円に対してオフセットを設けているのは、このような干渉を防ぐためである。

2.3 減速の動作

図8は図4に示す減速機において、出力板を固定した状態で入力部を反時計方向に1/2回転（入力波形の1周期分）させたときのステイタの動きを、1本のスライダに注目して示したものである。入力部の回転に伴って、スライダがその両端を入力部とステイタそれぞれの正弦波形状歯形の壁面に常に接触させながら、出力板に設けられたスライダ溝の中を半径方向に往復（図では上下動）し、その動きに応じてステイタが時計方向に減速回転する様子を表す。

入力部の回転角に応じて、スライダがステイタの歯形壁面を押し出す場合と、入力部の歯形壁面を押し出す場合の2とおりが存在する。入力部の回転角が $0^\circ \sim 90^\circ$ では、入力部の歯形壁面がスライダを外方向（図の上方向）へ押し出す。この動きによってスライダがステイタの歯形壁面を時計方向へ押し出す。入力部の回転角が $90^\circ \sim 180^\circ$ では、外方向に移動する他のスライダにより時計方向に回転するステイタによって、スライダは内方向（図の下方向）に押し出され、この動きが入力部の歯形壁面を反時計方向へ押し出す。すなわち、この状態ではスライダはステイタの回転に寄与しない。また、入力部の回転角が $\theta=0^\circ, 90^\circ$ および 180° の場合のように、スライダが入力部とステイタの歯形の歯底または歯先に接触している状態では、スライダとステイタの間には上述のような相互作用は発生せず、この場合もスライダはステイタの回転に寄与しない。

入力部が1周期分回転すると、スライダは出力板に施されているスライダ溝の中を1往復するが、この往復運動によってステイタも1周期分回転する。このときのステイタ回転角は入力部の1/10周期分に相当するので10倍の減速比を得ることになる。

ただし、これはスライダを保持する出力板を固定した状態での話であり、このときの入力部とステイタは互いに反対方向に回転するが、提案する減速機は出力板ではなくステイタを固定するため、出力板は入力部の回転方向と同方向に減速回転を行うことになる。したがって、実際の減速比は上述の減速比に、固定されるステイタの正弦波形1周期分を加算することになる。すなわち、入力部の歯数を i 、ステイタの歯数を s としたとき、減速比 z は次式で表される。

$$z = \frac{s}{i} + 1 \quad (1)$$

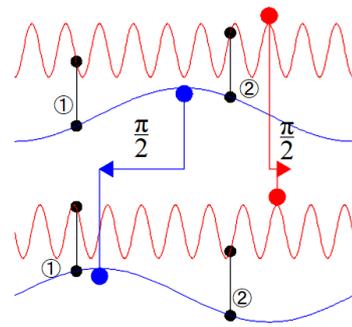


図6 減速動作の説明

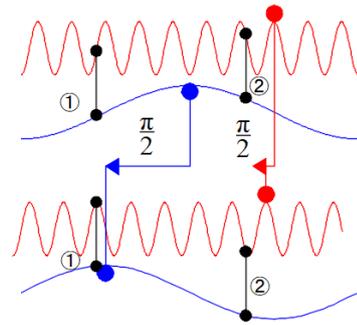


図7 減速動作の説明II

この式に図2で示した歯数の値を代入すると、減速比は $z=11$ となる。これは波動歯車減速機と同等の高減速比と言える。

図9はステイタを固定した場合の本来の減速機の動作の様子を示す。図9(a)~(d)は、この順に入力部を白抜き矢印に示すように反時計回りに回転させた際の時間的な変化を示している。なお、図4に示したスライダは22本と本数が多く見にくいので、図では1本おき($2\pi/11$ の間隔)の11本を示し、①~⑪の番号を付けて識別する。

図9(a)は、入力部をまだ回転させていない初期状態（回転状態I）を示す。つまり、入力部および出力板の回転角は、この図の状態を 0° とする。

11本のスライダのうち、スライダ②、③、⑦~⑨の5本は入力部の歯形壁面によって外側へ押し出され、ステイタの歯形壁面との相互作用で出力板を反時計方向に減速回転させる。一方、スライダ④~⑥、⑩、⑪の5本は、出力板の回転に応じてステイタの歯形壁面から内側に押し戻される。また、スライダ①は、入力部の回転角が $\theta=0^\circ$ の位置にあるため、出力板の回転には寄与しない。

図9(b)は、初期状態から入力部を反時計回りに 44° だけ回転させた状態（回転状態II）を示す。入力部の歯形壁面から外側へ押し出されて動力伝達に寄与しているスライダは①、②、⑥~⑧、⑪の6本であり、ステイタの壁面から内側へ押し戻されているスライダ③~⑤、⑨、⑩の5本は出力板の回転に寄与しない。このとき、出力板は回転状態Iに対して反時計回りに 4° 回転している。

図9(c)は、入力部の回転角が 88° 、出力板の回転角が 8° となった回転状態IIIを示す。この状態では、スライダ①、⑤、⑥、⑩、⑪の5本が動力伝達に寄与している。

図9(d)は、入力部の回転角が 132° 、出力板の回転角が 12° となった回転状態IVを示す。この状態では、スライダ

③～⑤, ⑨～⑪の6本が動力伝達に寄与している。

以上のように, 本減速機はどの回転角においても, 5ないし6本(実際には10ないし11本)のスライダが入力部の歯形壁面によって外側へ押し出され, ステイタの歯形壁面との相互作用で出力板を一定の速度で減速回転させることができる。

この減速のメカニズムは緒言で説明した波動歯車減速機と酷似している。フレクススプラインの弾性変形を利用した波動歯車減速機の減速動作が, スライダ減速機ではスライダのスライダ溝の中での往復運動に置き換わったと考えてよい。また, このような減速メカニズムでは減速機の構成要素同士の接触機会が多いため, 入出力間でのバックラッシュはほとんど発生せず, 波動歯車減速機と同等の低バックラッシュが期待できる。

3. 試作

図10は図3を基に実際に製作したスライダ減速機である。入力部の歯数およびピッチ円半径を2, $r_1=40\text{mm}$, ステイタのそれらを20, $r_2=50\text{mm}$ とし, 正弦波歯形を決定する振幅およびオフセット量はそれぞれ $a=1\text{mm}$, $\delta=1.5\text{mm}$ とした。スライダは全長13mm, 幅・厚さ共に3mmとした。すべての要素部品は加工の容易なアルミニウム合金(A5052)を用い, NCフライス盤で加工した。

製作した減速機は, 図2に示したように4層の単純構造であるため, 各層の厚みを2~4mmとすることにより, 全体の厚みを8mmに取めることができ, フレクススプラインを用いる波動歯車減速機に比べて, 大幅な薄型化が実現できた。試作機は滑らかに動作することが確認できた。

4. 結言

提案する減速機は, 減速原理が波動歯車減速機を模擬しているため, これと同等の単段での高い減速比が実現できる。加えて, 弾性変形を必要とするフレクススプラインの代わりに, 剛性のあるスライダおよびスライダ溝を有する出力板を用いているため, 減速機の薄型化および高寿命化が期待できる。

さらに, 波動歯車減速機では動力伝達がフレクススプラインとサーキュラスプラインの歯が噛み合う箇所でのみ行われるのに対して, 本減速機ではスライダのすべてがステイタに常時接触しながら動力を伝達するため, トルク伝達特性の向上や低バックラッシュが期待できる。

ところで, 提案する減速機的设计パラメータとしては, 入力部とステイタの歯数およびピッチ円半径 i, s, r_1, r_2 , 正弦波の振幅 a , オフセット量 δ , および出力板のスライダ溝の数が考えられる。

これらのうち i と s は減速比を決定し, r_1, r_2, a および δ はその減速比における正弦波形状の歯形を規定する。例えば a の値が大きければ, 歯形の凹凸が急峻になるので, スライダとの接触状態が変化し, トルク伝達特性が変化することが予測される。

そこで今後は, これらのパラメータがトルク伝達特性に及ぼす影響を調査し, 歯形の最適形状を検討したい。

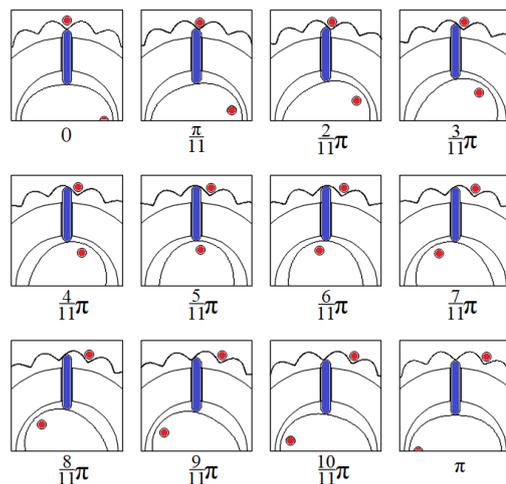


図8 種々の入力角におけるスライダとステイタの動作

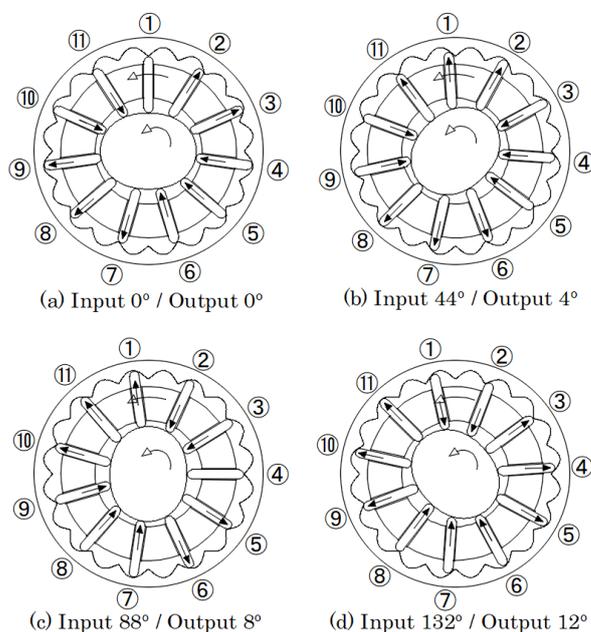


図9 種々の入力角における減速機の動作の様子

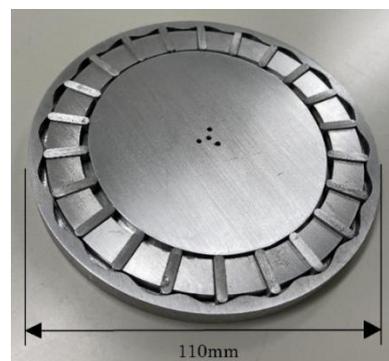


図10 スライダ減速機の試作品

参考文献

- 1) 渡辺富治, ほか7名, “遊星歯車・差動歯車装置の設計”, 機械システム設計シリーズ3, 日刊工業新聞社, (1996).
- 2) 林秀行, 大嶋和彦: 特許出願公開番号 2021-028966 (公開待ち)