

ONLINE ISSN: 2188-9023 PRINT ISSN: 0919-2948

Volume 52, Number 11, Page 683-694

Category: Paper

Received date: 31 March 2017

Accepted date: 14 June 2017

J-STAGE Advance publication date: 28 July 2017

Publication date: 5 November 2017

Corresponding author: Masaharu KOMORI (E-mail address: komorim@me.kyoto-u.ac.jp)

DOI: 10.14953/jjsde.2017.2737

Copyright©2017 Japan Society for Design Engineering

波動歯車装置の原理を利用した減速機構内蔵モータ

Reducer-Integrated Motor Using the Principle of Strain Wave Gearing System

寺川 達郎*¹, 小森 雅晴*², 森田 悠也*³

(Tatsuro TERAOKAWA) (Masaharu KOMORI) (Yuya MORITA)

Abstract

Industrial robots need motors with small size, large torque, and high precision. The electromagnetic motors connected with reducers are generally used, but they often become large. On the other hand, the motors integrated with reducers can output reduced rotation directly and then achieve downsizing. However, driving parts have to receive load torque in the reducer-integrated motors proposed in the past and it is difficult to hold large torque or to gain high stiffness. To solve this problem, a reducer-integrated motor using the principle of a strain wave gearing system is proposed in this research. In the proposed motor, high-stiffness internal gears support the load torque applied to the motor. This paper first explains the structure of the proposed motor and discusses its characteristics. Next, we analyze numerically the tooth tips interference in order to show the structural condition for the proposed motor working properly. The prototype of the proposed motor is developed and an experiment is conducted. The result verifies the fundamental effectiveness of the proposed motor.

Key words

motors, reducers, strain wave gearing system, gears, tooth tips interference

* 1 学生会員, 京都大学大学院工学研究科(〒615-8540 京都市西京区京都大学桂), terakawa.tatsuro.63c@kyoto-u.jp

* 2 正生員, 京都大学大学院工学研究科(同上), komorim@me.kyoto-u.ac.jp

* 3 非会員, 京都大学大学院工学研究科(同上), y1u2y1a1.s1u0b18@outlook.jp

1 緒言

産業用ロボットなどに用いられるモータには、高精度の位置決め性能と高トルクが要求される。一方、一般的な電磁モータは高速回転・低トルクの出力特性を有しており、単体ではこの要求を満たすことができないため、減速機構と組み合わせて使用される。従来の減速機構で高い減速比を得るためには、平歯車対や遊星歯車機構を多段に接続して構成する必要がある。このため、電磁モータの体積・重量に加えて減速機構の体積・重量が合わさることでモータ全体が大型化・大重量化してしまう問題があった。また、歯車装置を多段に構成することはバックラッシの蓄積や伝達効率の低下にもつながる。

これらの問題を解消する減速機構として、波動歯車装置が開発されている¹⁾。波動歯車装置は、金属弾性体の外歯車であるフレクスプライン(F/S)、剛体の内歯車であるサーキュラスプライン(C/S)、楕円形状^{*4}回転体のウェーブジェネレータ(W/G)の3点から主に構成される。W/Gの回転によりF/Sを変形させ、F/SとC/Sの噛み合い位置を移動させると、F/SとC/Sの間に歯数差に応じた回転が生じる。この少歯数差による回転速度差を減速に利用することで、1段での高減速比が実現される。このため、波動歯車装置は従来の減速機構よりも小型化に適しており、近年その利用が拡大している。しかし、別々の電磁モータと減速機構を組み合わせることに変わりはなく、依然としてモータ全体の小型化には限界があった。

この問題を解決するために、サイクロイドモータ^{2), 3)}やワブルモータ^{4), 5)}などの減速機構内蔵モータが提案されている。これらは主に、自転のみを行えるように支持された外歯車であるロータ、ロータと噛み合いながらその周囲を自転せずに公転することができる内歯車のステータ、ステータを駆動する複数のアクチュエータから構成される^{2), 3), 5)}（ロータ及びステータには歯車の代わりに摩擦車を使用することもできる⁴⁾が、ここでは歯車を用いた場合を説明する）。各アクチュエータはステータの周囲から半径方向に力を加えることができるように配置されており、それらの力を組み合わせることでステータを公転させる。利用されるアクチュエータとして、圧電素子²⁾あるいは磁力³⁾や流体圧⁵⁾を利用するものなどがある。ロータとステータの間には1歯程度の歯数差があり、ステータがロータの周囲を1回公転すると、ロータはその歯数差分だけ自転する。これにより、提案されている減速機構内蔵モータはアクチュエータの入力から直接的に減速された回転運動を作り出すことができる。この場合、モータの外部に減速機構を設ける必要がないため、全体を小型化することができる。しかし、提案されている構造では、ロータに負荷トルクが掛かるとアクチュエータがステータを介して円周方向の力を受けることとなる。アクチュエータは半径方向への出力には適した構造であるが、円周方向に対しては大きな負荷を支える構造にしにくい。また、円周方向に剛性を高くすることが難しく、高トルクを要する作業では高精度の位置決めが困難となる。

そこで本研究では、新しい減速機構内蔵モータを提案する。本モータは波動歯車装置の原理を利用しており、小型化、高い負荷支持能力、高剛性を実現できると考えられる。本稿では、提案するモータの構造と動作について説明した後、歯の噛み合いにおける歯先の干渉について解析を行い、適切な回転運動を行うために必要となるアクチュエータの配置に関する条件を明らかにする。また、実験装置を製作して実験を行い、提案する機構が想定通りに動作することを確認する。

2 新しい減速機構内蔵モータの提案

2.1 波動歯車装置の原理

提案する減速機構内蔵モータでは、波動歯車装置の原理を利用する。そこで、波動歯車装置の構造及び動作の概略について図1を用いて説明する。C/Sは剛体リング状の内歯車である。F/Sは薄肉の金属弾性体で、

*4 本論文では、特に断りがない場合、二次曲線で表される楕円に限らず、卵形や長円形など楕円に似た図形も含めた図形を楕円と総称する。

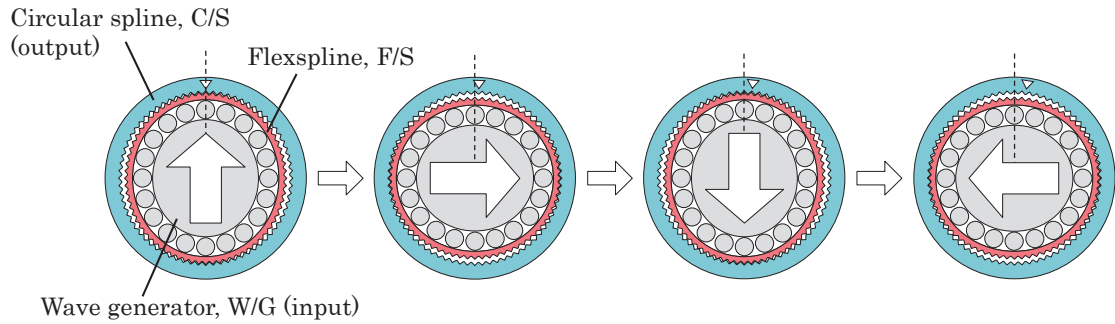


Fig. 1 Principle of movement of a strain wave gearing system

外周に歯が形成されている。W/G は楕円形状カムの外周に薄肉ボールベアリングをはめ込んだもので、カムが回転すると外輪は弾性変形する。一般的に C/S の歯数は F/S の歯数よりも 2 歯多い。W/G を F/S の内側に挿入すると、F/S は楕円形状に変形する。F/S の外歯車と C/S の内歯車は楕円の長軸付近で歯が噛み合い、短軸付近で歯が噛み合わない状態となる。

F/S の回転を固定し、モータで W/G のカムを回転させる場合を考える。W/G の回転に伴い F/S の長軸の位置が移動し、F/S と C/S の歯の噛み合い位置も移動する。F/S の回転は固定されているため、W/G が時計回りに 1 回転すると C/S は時計回りに F/S との歯数差分だけ回転する。このとき、W/G の回転を入力、C/S の回転を出力とすると、減速比 R は次式で表される⁶⁾。

$$R = \frac{Z_c}{Z_c - Z_f} = \frac{Z_f}{2} + 1 \quad (1)$$

なお、 Z_f は F/S の歯数、 $Z_c = Z_f + 2$ は C/S の歯数である。式(1)からわかるように、F/S の歯数 Z_f を大きくすることで、減速比 R を大きくすることが可能である。このため、波動歯車装置は 1 段でも高減速比を得ることができる。

2.2 提案する減速機構内蔵モータの構造と動作

波動歯車装置の原理を利用した減速機構内蔵モータを提案する。提案するモータの構造の概略図を図 2 に示す。図 2(a) は主要な構成要素の分解図、図 2(b) は中心軸を通る平面及び中心軸に垂直な平面 A-A で切断

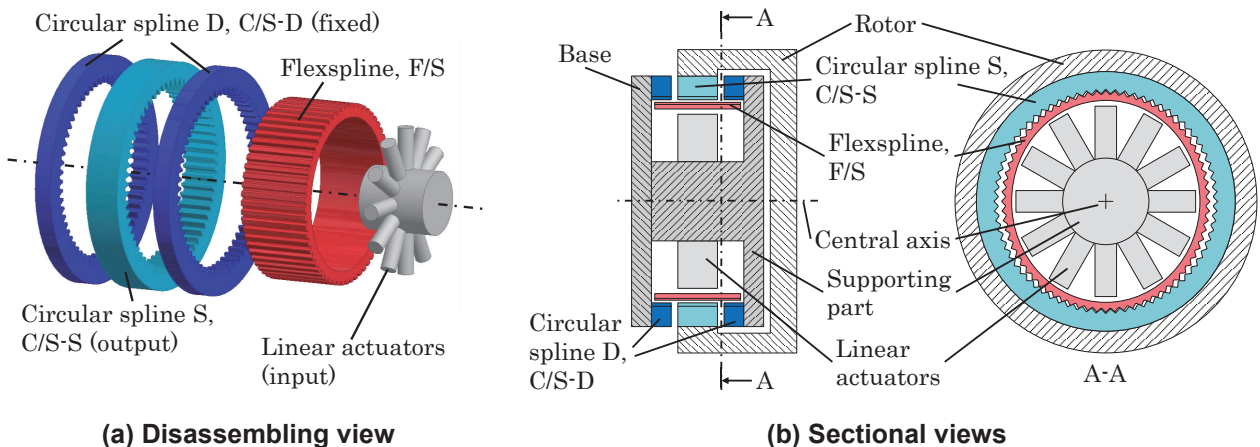


Fig. 2 Structure of the proposed reducer-integrated motor

した断面図である．提案する減速機構内蔵モータは波動歯車装置の F/S と C/S を有する．ただし，C/S は 2 種類のものがあり，2 個のサーキュラスプライン D (C/S-D) と 1 個のサーキュラスプライン S (C/S-S) を備える．C/S-D の歯数は F/S の歯数と等しく，C/S-S の歯数は F/S と C/S-D の歯数よりも 2 歯多い．C/S-S は中心軸回りに回転可能に支持されている．2 個の C/S-D のうち，一方は基礎部に直接固定されており，もう一方は C/S-S を挟むようにして支持部材を介して基礎部に固定されている．通常の波動歯車装置とは異なり，提案するモータは W/G を有しておらず，代わりに複数のリニアアクチュエータを F/S の内側に備える．リニアアクチュエータは半径方向への伸縮が可能なアクチュエータであり，例えば電磁力を利用するリニアソレノイドなどを使用する．リニアアクチュエータは中心軸に関して対称となるように放射状に配置されている．図では 12 個のリニアアクチュエータを等間隔に配置した場合を示している．

提案する減速機構内蔵モータの動作について説明する．中心軸に関して対称の位置にある 2 個のリニアアクチュエータを作動させると，F/S はリニアアクチュエータにより押し広げられ，それらのリニアアクチュエータの中心線を長軸とするように楕円形状に変形する．変形した F/S は長軸付近で C/S-S 及び C/S-D と噛み合うが，短軸付近では噛み合わない．図 3 のように作動させるリニアアクチュエータの組を順に時計回りに遷移させていくと，W/G を用いた場合と同様に F/S の長軸の位置が移動し，F/S と C/S-S 及び C/S-D の噛み合い位置も時計回りに移動していく．この時，F/S は基礎部に固定された C/S-D と歯数が同じであるため回転せず，F/S と歯数が異なる C/S-S のみが回転する．波動歯車装置の原理により，噛み合い位置が時計回りに 1 回転すると，すなわち作動させるリニアアクチュエータの組が 2 巡すると，C/S-S は時計回りに歯数差分だけ回転する．リニアアクチュエータの作動を入力，C/S-S の回転を出力とすると，減速比 R は式 (1) と同様に表される．また，リニアアクチュエータの個数を n ，作動させるリニアアクチュエータの組を切り替える間隔を T とすると，C/S-S の平均回転速度 $\bar{N}$ は次式で与えられる．

$$\bar{N} = \frac{1}{nRT} \quad (2)$$

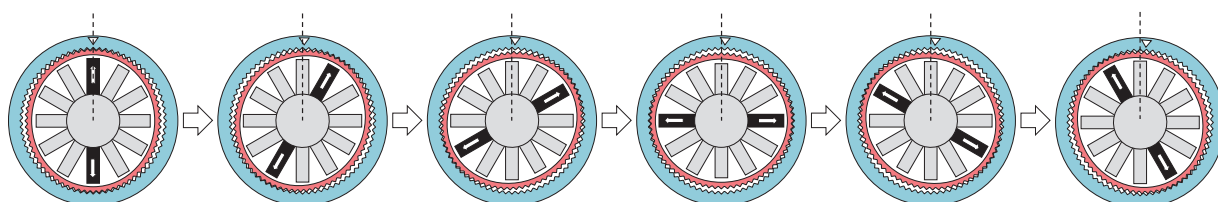


Fig. 3 Movement of the contact points and rotation of C/S-S

2.3 提案する減速機構内蔵モータの特徴

提案する減速機構内蔵モータでは，減速機構の内部にリニアアクチュエータが配置されるため，装置の小型化が可能である．従来の減速機構内蔵モータではロータに掛かる負荷トルクがアクチュエータに支持されるのに対し，提案するモータでは，出力部である C/S-S に掛かる負荷トルクは F/S を介して基礎部に固定された C/S-D に支持される．このため，従来の減速機構内蔵モータとは異なりリニアアクチュエータに円周方向の力が直接加わることはなく，高い負荷に耐えることができ，高い剛性も得ることができる．また，C/S-S の両側に C/S-D が配置されることから，図 4 に示すように，C/S-S から F/S に作用する負荷トルクと C/S-D から F/S に作用する反作用トルクは中心軸方向に対称となる．このため，F/S の傾きやねじれが抑制されることによって剛性の向上が期待される．これにより，提案する減速機構内蔵モータは小型化，高い負荷支持能力，高剛性を実現し，従来のモータの問題を解決することができると考えられる．

また，提案する減速機構内蔵モータは波動歯車装置の原理を利用することから，バックラッシュが不要である，同時噛み合い歯数が多くピッチ誤差が平均化される，部品点数が少ないといった波動歯車装置の特徴も

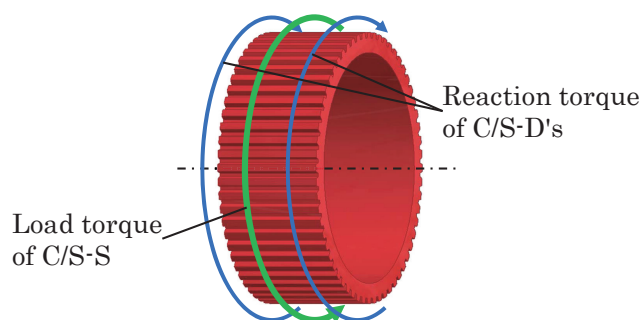


Fig. 4 Torque applied to F/S by C/S-S and C/S-D

有している。波動歯車装置では、過負荷が掛かったときに F/S と C/S の歯の噛み合いが適正位置からずれる歯飛びが生じることがある。提案する減速機構内蔵モータは波動歯車装置の原理を用いているため、同様に歯飛びが発生する可能性はあると考えられる。

3 フレクスプラインの変形による歯の干渉の解析

3.1 歯の干渉の解析方法

提案する減速機構内蔵モータでは、通常の変動歯車装置のように W/G を回転させるのではなく、間隔を空けて配置されたリニアアクチュエータを作動させることで F/S を変形させる。ここにおいて、リニアアクチュエータの個数や配置間隔には設計上の自由度があるものの、提案するモータが正しく動作するためには満たさねばならない条件があると考えられるため、本章ではその条件を検討する。提案するモータでは、いずれかのリニアアクチュエータが作動していないと F/S は円環状に復元し C/S-S 及び C/S-D との噛み合いを行わないため、負荷トルクを支持することができない。図 3 のように作動させるリニアアクチュエータの組を順に切り替える場合、前の組のリニアアクチュエータが脱力して F/S の歯が C/S との噛み合いから外れる前に、次の組のリニアアクチュエータを作動させて、噛み合いを維持する必要がある。このとき、2 組のリニアアクチュエータの間隔が大きすぎると、新たに作動させるリニアアクチュエータが F/S をたわませる箇所での F/S と C/S-S 及び C/S-D の歯の位置関係が適切でなくなり、歯先が干渉して歯が噛み合わない可能性がある。そこで、噛み合い時の歯の位置についてシミュレーションを行い、楕円形状にたわんだ F/S の歯と C/S-S 及び C/S-D の歯との位置関係を解析する。これにより、F/S を変形させて噛み合い位置を移動させるときに歯先同士の干渉が起こらない条件を明らかにする。

シミュレーションの条件について述べる。市販されている波動歯車装置の F/S、C/S-S 及び C/S-D の歯形は複数の曲線を組み合わせた特殊な形状⁷⁾のものであるが、本シミュレーションでは実物の波動歯車装置(ハーモニック・ドライブ・システムズ, FR-50-80-2-G)の歯形を計測し、それを台形で近似したものを用いる。C/S-D の歯底円におけるピッチ p を1としたときの C/S-D 及び F/S の歯の各部の寸法をそれぞれ図 5(a), (b)に示す。C/S-S の歯底円におけるピッチは C/S-D の歯底円におけるピッチ p に Z_f/Z_c を乗じた値とし、C/S-S の歯底円直径と歯の寸法は C/S-D のものと等しいとする。次に、対向する 1 組のリニアアクチュエータによりたわめられた F/S の歯底円の楕円形状を二次曲線と仮定する。その楕円に図 5(b)に示す台形形状の歯の下底が中点で接するようにし、かつ各歯を楕円周上に等間隔に配置したものを F/S の解析モデルとする。また、F/S の歯は楕円長軸上において C/S-S 及び C/S-D の歯と最も奥まで噛み合い、F/S の楕円の短径は長径よりも C/S-S 及び C/S-D の歯の歯丈の 2.2 倍だけ短いとする。この 2.2 倍という値は、前述の実物の波動歯車装置の F/S を W/G でたわませたときの長径及び短径と C/S-D の歯の歯丈を測定して求めたものである。

解析する波動歯車装置の減速比 R を指定すると、式(1)より F/S 及び C/S-D の歯数 Z_f と C/S-S の歯数 Z_c が求

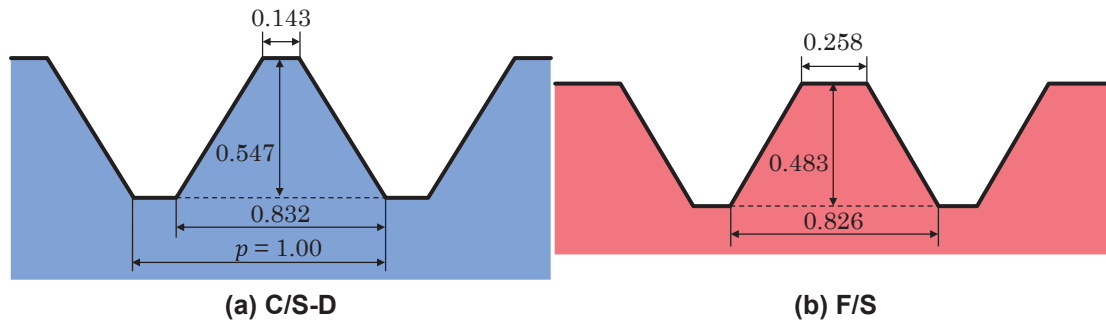


Fig. 5 Length of each part of the approximated trapezoidal teeth of C/S-D and F/S when a pitch of C/S-D p is 1

められる.

$$Z_f = 2R - 2, \quad Z_c = 2R \quad (3)$$

C/S-D の歯底円直径 d を与え、円周を歯数で割ること歯底円におけるピッチ p が求められる.

$$p = \frac{\pi d}{Z_f} \quad (4)$$

図 5 の比率と上述の仮定から、F/S の楕円の長径 l_a 及び短径 l_b が定まる.

$$l_a = d - 2 \times 0.547p, \quad l_b = l_a - 2.2 \times 0.547p = d - 4.2 \times 0.547p \quad (5)$$

以上で計算される値を用いることで、F/S、C/S-S 及び C/S-D の各歯の位置が決定される. 減速比 $R = 81$ でシミュレーションしたときの結果を図 6 に示す. なお、図では F/S を赤色、C/S-S を水色、C/S-D を青色でそれぞれの歯と歯底円のみを描いている. 図 6(a) は楕円短軸付近、図 6(c) は楕円長軸付近、図 6(b) は両者の中間付近をそれぞれ拡大して示している. ただし、図 6(c) では C/S-D の歯の大部分が C/S-S の歯と重なった状態であるため C/S-D は見えていない.

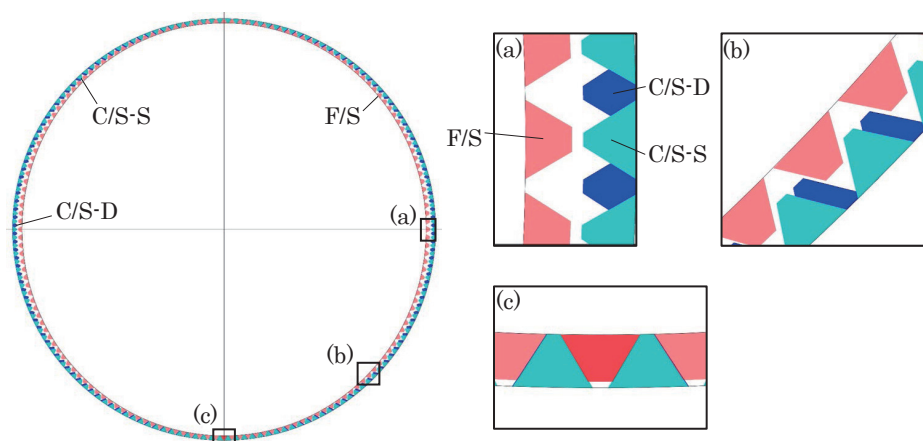


Fig. 6 Simulation result of teeth arrangement of F/S, C/S-S, and C/S-D

3.2 歯の位置関係と干渉の解析

次に、シミュレーションの結果を用いて各歯の位置関係を検討する．ここで、**図 7** のように各歯に対して番号を定める．たわめられた F/S の楕円長軸上にあり、C/S-S または C/S-D の歯と最も奥まで噛み合う F/S の歯を 0 番歯とする．F/S の 0 番歯の時計回り側に隣接する C/S-S または C/S-D の歯を C/S-S または C/S-D の 0 番歯と定める．それぞれの歯の番号は反時計回りに 0, 1, 2, ... とする．次に、各 F/S の歯と C/S-S 及び C/S-D の歯との位置関係を表す変数 $a(i)$, $f_s(i)$, $f_d(i)$ を定義する． $a(i)$ は F/S の i 番歯の歯先と C/S-S 及び C/S-D の歯先円との半径方向の距離である．ただし、F/S の歯先が C/S-S 及び C/S-D の歯先円よりも内側（中心軸側）にある場合を正、外側にある場合を負とする． $f_s(i)$ は、中心軸と F/S の i 番歯の歯先の中心を結んだ直線と、中心軸と C/S-S の $i+1$ 番歯の歯先の中心を結んだ直線が成す角である． $f_d(i)$ は、中心軸と F/S の i 番歯の歯先の中心を結んだ直線と、中心軸と C/S-D の i 番歯の歯先の中心を結んだ直線が成す角である． $f_s(i)$ 及び $f_d(i)$ は F/S の歯と C/S-S 及び C/S-D の歯との円周方向の距離に対応する．また、中心軸と F/S の i 番歯の歯先の中心を結んだ直線が F/S の楕円長軸と成す角を $\theta (= 360^\circ \times i/Z_F)$ とし、F/S 上での歯の位置を表すために用いる．

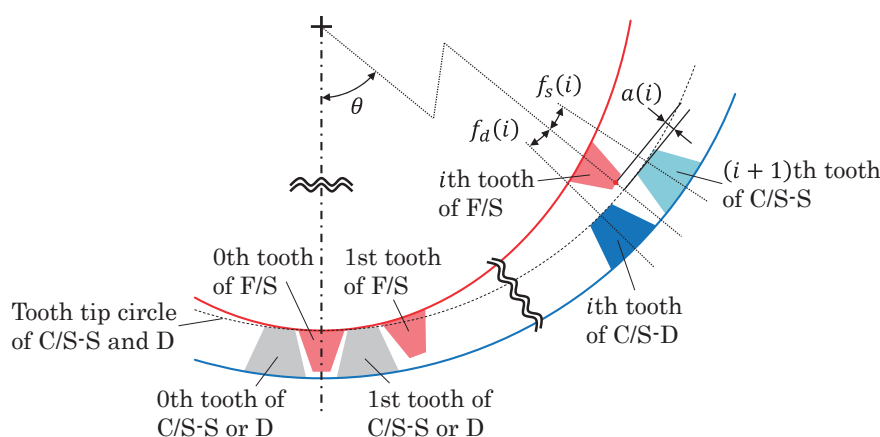


Fig. 7 Parameters for an analysis of the tooth tips interference between F/S and C/S's

減速比を $R = 81$ 、C/S-D と C/S-S の歯底円直径を $d = 130.7 \text{ mm}$ として解析を行った．F/S の各歯（各 i ）に対し $a(i)$, $f_s(i)$, $f_d(i)$ を求め、 $a(i)$ の F/S の歯丈 h に対する比をプロットした結果が **図 8(a)**、 $f_s(i)$ の $f_s(0)$ に対する比と $f_d(i)$ の $f_d(0)$ に対する比をプロットした結果が **図 8(b)** である．なお、対称性を考慮して $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ の範囲、すなわち $i = 0, 1, \dots, 39$ に対する結果のみを示している．**図 8(a)** から、半径方向の距離は θ が約 64° の箇所で負から正に転じることがわかる．上述のように、距離が正となる場合、F/S の歯先が C/S-S 及び C/S-D の歯先円よりも内側に存在することとなる．すなわち、 θ がこの値を超える F/S の楕円短軸付近の範囲では、F/S の歯は C/S-S 及び C/S-D から完全に外れた状態にある．この場合、リニアアクチュエータで F/S をたわませたとしても、後述する F/S と C/S-S 及び C/S-D の歯の円周方向の位置関係によっては、F/S の歯は C/S-S または C/S-D の歯と干渉する可能性がある．

図 8(b) から、円周方向の距離について、C/S-D の歯は $\theta = 45^\circ$ 付近で F/S の歯に最も接近し、C/S-S の歯は θ が 90° に近づくほど接近することがわかる．ここで、F/S と C/S の歯の円周方向の距離と歯先同士の干渉との関係について、**図 9** のようなモデルを考える．**図 9(a)** に示すように、中心軸と F/S の歯先の頂点を結んだ直線上に C/S-S または C/S-D の歯先の頂点が存在する状況を基準として、F/S の歯と C/S-S または C/S-D の歯との円周方向の距離が **図 9(a)** の状態よりも大きい場合 (**図 9(b)**) と小さい場合 (**図 9(c)**) を取り上げる．簡単のため、リニアアクチュエータで F/S をたわませるときに F/S 上の点は半径方向に変位すると仮定すると、**図 9(b)** の場合は F/S と C/S-S または C/S-D の歯面同士が接して噛み合いが行われることになる．一方、

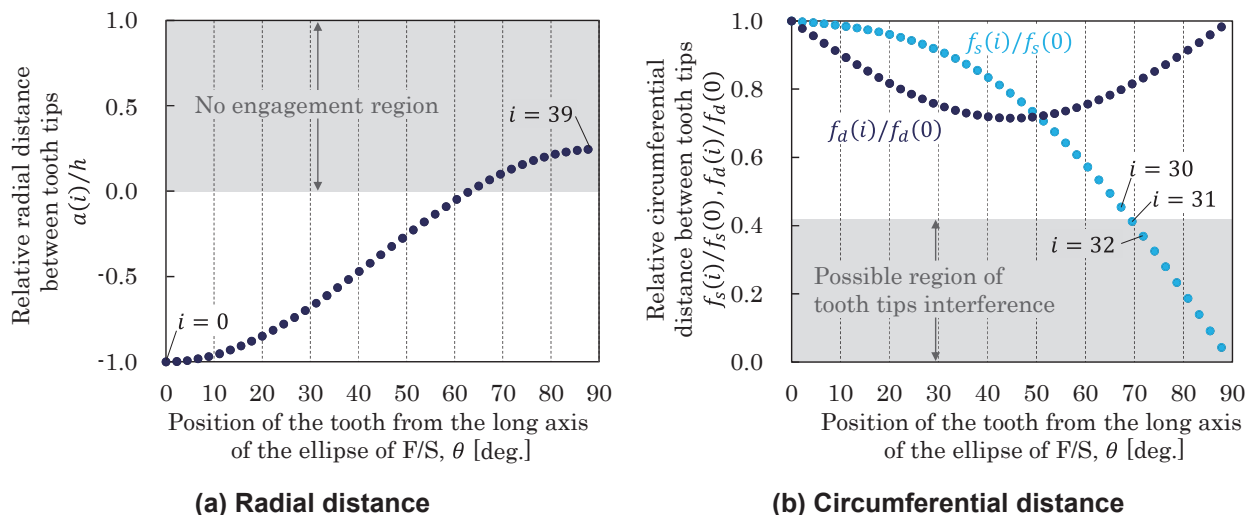


Fig. 8 Radial and circumferential distance between the tooth tips of F/S and C/S's over the position of the tooth of F/S when the reduction ratio R is 81

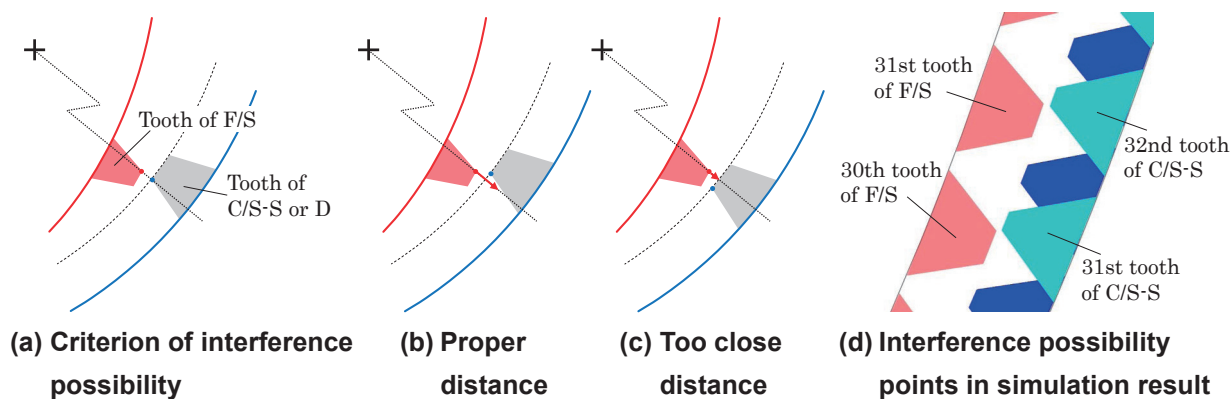


Fig. 9 Possibility of tooth tips interference between F/S and C/S's

図 9(c) の場合は F/S の歯先が C/S-S または C/S-D の歯先と干渉し、噛み合いは行われぬ。このモデルに基づき、図 9(c) の状態に相当する、干渉が生じる可能性のある領域を各 θ に対して求めたものが図 8(b) の網掛けの領域である。図では、F/S の 31 番歯以降が C/S-S と干渉を生じ得る状態となっていることがわかる。実際にシミュレーションにおける F/S の 30 番歯と 31 番歯は図 9(d) のようになっており、F/S の 30 番歯では歯先の頂点が C/S-S の 31 番歯の歯先の頂点とわずかに円周方向に離れているものの、F/S の 31 番歯では歯先の頂点の正面に C/S-S の 32 番歯の歯先が位置している。

なお、図 8 では減速比 $R = 81$ の結果を示したが、減速比 $R = 51, 101, 151, 201, 251, 301$ についても解析を行った。その結果、減速比 $R = 81$ の場合とほぼ同様の結果が得られており、図 8(a) において半径方向の距離が正に転じる θ の値や、図 8(b) において干渉の可能性が生じる θ の値はほぼ同じであった。このため、減速比 $R = 81$ 以外の場合についても、図 8 の結果に基づいて議論すればよい。

3.3 リニアアクチュエータの配置に関する条件

解析の結果から、提案する減速機構内蔵モータにおいて歯の干渉を起こさずに F/S を適切に変形させるためのリニアアクチュエータの配置について検討する。前節で示したように、図 8(a), (b) において $a(i)/h$, $f_s(i)/f_s(0)$, $f_a(i)/f_a(0)$ のいずれかの指標が網掛けの領域に含まれる範囲では、その位置で次に作動させるリニアアクチュエータが F/S をたわませたとき、F/S の歯先が C/S-S または C/S-D の歯先と干渉する可能性が

ある。従って、干渉を回避するためには、すべての指標が網掛けの領域に含まれない $\theta \leq 60^\circ$ の範囲内の位置で、次に作動するリニアアクチュエータが F/S をたわませればよい。すなわち、 $\theta = 0^\circ$ に位置する作動中のリニアアクチュエータから 60° 以下の間隔で次に作動させるリニアアクチュエータを配置することが条件となる。

リニアアクチュエータを等間隔に配置する場合、その個数が 6 個以上であればリニアアクチュエータ間の間隔は 60° 以下となる。また、F/S をたわませるために中心軸に関して対称な位置にある 2 個のリニアアクチュエータを作動させるため、リニアアクチュエータの個数は偶数でなければならない。これらより、リニアアクチュエータの個数は 6 個以上の偶数であればよいと言える。リニアアクチュエータの個数を多くするほど、次に作動させるリニアアクチュエータが F/S をたわませる位置の θ が小さくなるため、図 8 によると干渉が生じる可能性はより低減すると考えられる。また、F/S の長軸の位置をより細かく調整できるようになることから、出力される回転の分解能が向上する。一方、リニアアクチュエータの個数が増えると重量や寸法が大きくなるため、それらを考慮して個数を決定することになる。

4 実験

4.1 実験装置

提案した減速機構内蔵モータが想定通りに動作することを確認するために、実験装置を製作して実験を行う。製作した実験装置の外観を図 10 に、その諸元を表 1 に示す。なお、図 10(a) では内部構造を確認できるようにするために、2 つの C/S-D の一方を外して C/S-S を露わにした状態を示している。実験装置の基本的な構造は図 2 と同様であり、リニアアクチュエータは 12 個搭載されている。本実験装置は動作の確認を目的としているため、リニアアクチュエータとして大きな出力を得ることができるリニアソレノイドを採用したが、その寸法の都合から C/S-S や C/S-D の外側に配置している。このため、図 11 に示すように、リニアソレノイドの動力は、リニアガイドで半径方向に移動可能に支持された接続部品と押し具を介して、F/S に伝えられる構造となっている。なお、押し具とは F/S に直接接触する薄錐形の部品であり、その接触面の円弧は W/G の長軸付近の外周を模している。リニアソレノイドの個数については、3 章の結論を踏まえて、で

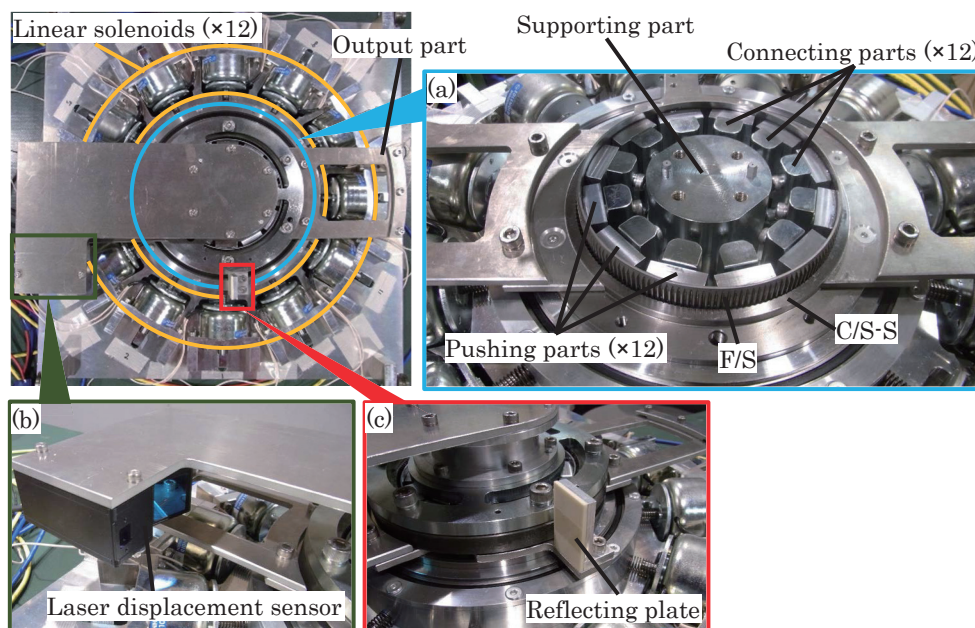
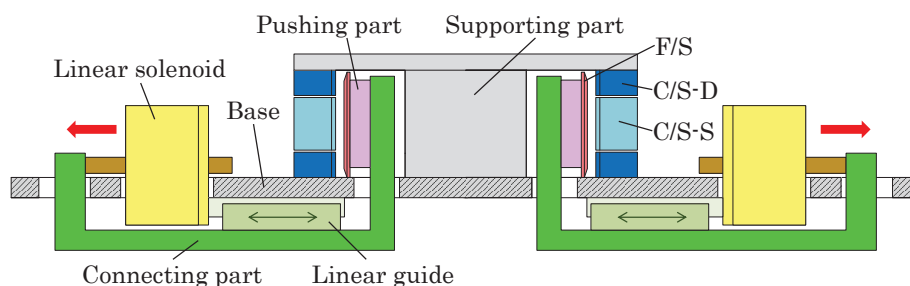


Fig. 10 Overview of the proposed reducer-integrated motor prototype

Table 1 Properties of the proposed reducer-integrated motor prototype

Entirety of prototype	Width	450 mm
	Depth	450 mm
	Height	150 mm
Strain wave gearing system	Model	Harmonic Drive Systems Inc., FR-50-80-2-G
	Outer diameter of C/S-S and C/S-D	170 mm
	Inner diameter of F/S	122.4 mm
	Reduction ratio	81
Linear solenoid	Model	Shindengen Mechatronics Co., Ltd., 6EF AWG. No. 20
	Input power	128 W
Laser displacement sensor	Model	KEYENCE Corporation, LK-G150
	Resolution	1 μ m
	Sampling period	1 ms

**Fig. 11 Force transmission from linear solenoids to F/S through linear guides, connecting parts, and pushing parts**

きるだけ個数を多くして歯の干渉の回避や回転の分解能の向上を図るとともに、実験装置全体が一定の寸法に収まるように個数の上限を検討し、12個とした。

本実験装置の制御は PLC を用いて行う。指定したタイミングで直流電源とリニアソレノイドの間のリレーを開閉することで、瞬時に（10 ms以下）ソレノイドを ON または OFF にすることができる。また、PLC はレーザ変位計と接続されており、出力部の回転角度を測定することができる。回転角度の測定は、基礎部に固定されたレーザ変位計（図 10(b)）と、C/S-S に固定されて出力部の回転とともに円周方向に移動する反射板（図 10(c)）との間の距離を測定して行う。反射板がレーザ変位計に対向する状態（反射板が図 10 の位置にある状態）を回転角度 0°とし、その位置から反射板がレーザの進行方向に移動した変位を求めて回転角度に換算する。

4.2 実験結果と考察

実験では、作動させるリニアソレノイドを 1 組ずつ 500 ms の間隔で切り替える方法で正方向（時計回り）に 2 巡して噛み合い位置を 1 回転させた後、さらに逆方向に同じだけ回転させた。噛み合い位置を 1 回転させる間の平均回転速度 $\bar{N}$ の理論値は、式(2)に $n = 12, R = 81, T = 0.5$ s を代入すると、 $\bar{N} = 1/(12 \times 81 \times 0.5) \approx$

$2.06 \times 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ となる。目視により出力部を観察したところ、問題なく回転できることを確認した。

次に、出力部の回転角度を測定した結果を図 12 に示す。図は、青線が理論値、赤線が測定値であり、初期状態において両者が 0° となるようにオフセットしている。グラフから、全時間に渡り測定値は理論値とほぼ一致していることがわかる。すなわち、作動させるリニアソレノイドを切り替えることで F/S と C/S の噛み合い位置が適切に移動し、出力部である C/S-S の回転が正しく行われていると言える。これにより、提案した減速機構内蔵モータが想定通りに動作することが確認された。

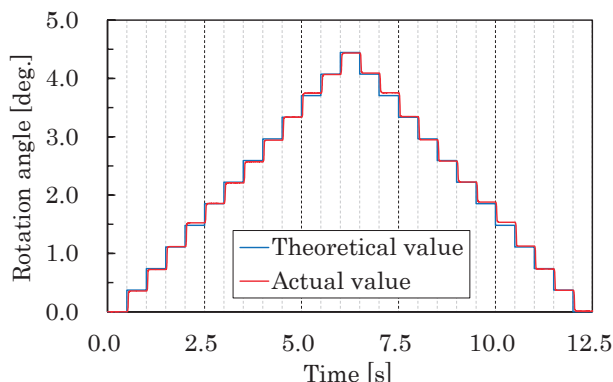


Fig. 12 Experiment result: output rotation angle over time

実験結果に見られる誤差について考察する。ここでは、C/S-S の回転角の測定値と理論値との差（静止角度誤差）と、1 ステップでの回転量の測定値と理論値との差（ステップ角度誤差）の 2 つの誤差を取り上げる。図 12 と同様の実験を 10 回行い、誤差を集計した結果を図 13 に示す。図の横軸は作動させるリニアソレノイドの組を表しており、初期状態に作動している組を 1、残りの組を正方向に順に 2, 3, ..., 6 としている。各組のリニアソレノイドが作動しているときの静止角度誤差の平均値と標準偏差、2 組の間でリニアソレノイドを切り替えたときのステップ角度誤差の平均値と標準偏差、各誤差の全体での平均値と最大値・最小値を、正回転時と逆回転時のそれぞれについて示している。

全体での平均値を見ると、静止角度誤差とステップ角度誤差はともに理論的ステップ角度 ($360^\circ / (81 \times 12) \approx 0.370^\circ$) に対して $\pm 4\%$ 未満となっており、おおよそ理論通りに動作していると言える。特に、ステップ角度誤差の全体平均は正回転時・逆回転時ともに $\pm 0.4\%$ 未満であり、F/S と C/S との噛み合い位置が 1 回転すると噛み合いの状態が正しく初期状態に戻ることが証明されている。一方、個々のソレノイ

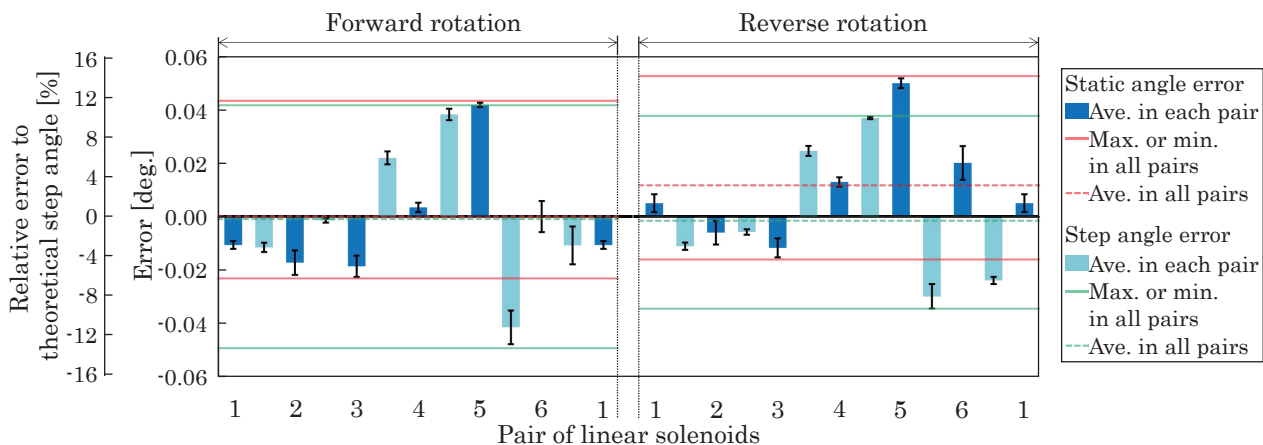


Fig. 13 Errors in experiment results

下の組のステップ角度誤差について見ると、その平均値は0に近いものから10%を超えるものまでである。この誤差の要因について考察する。各ステップ角度誤差には実験毎にばらつきがあるものの、標準偏差はある程度小さく、誤差の傾向が変わるほどではない。また、正回転時と逆回転時を全体で比較すると、両者でステップ角度誤差の傾向は等しい。このことから、誤差の主な要因は定常的なものと推察される。具体的には、押し具がF/Sをたわませる際の接触位置の実際の間隔が設計値に対して広過ぎるまたは狭過ぎるという加工・組み立て誤差が考えられる。作動させるリニアソレノイドを2巡させると、この誤差とは無関係に噛み合い位置は正確に1周するため、前述の全体での平均値の結果とも整合する。このことから、提案する減速機構内蔵モータでは、F/Sを正確な位置でたわませることができるよう設計・製作することが性能上で重要な項目であると示唆される。

5 結言

産業用ロボットなどに使用されるモータには、小型、高トルク、高精度の位置決め性能が要求される。しかし、従来のモータには小型化が困難であるという課題や、高トルクを支持することができないという課題があった。そこで本研究では、これらの問題を解決する新たな減速機構内蔵モータを提案した。提案した減速機構内蔵モータでは、リニアアクチュエータを減速機構の内部に組み込むことで小型化することができる。また、波動歯車装置の原理を利用するとともに、出力部の支持構造を対称にすることで、高い負荷支持能力と高い剛性を実現することができる。本稿では、提案する減速機構内蔵モータの具体的な構造を示した。また、弾性変形するF/Sの歯の噛み合いにおける干涉について解析し、提案した減速機構内蔵モータで歯の干涉を発生させないようにするためには、隣接するリニアアクチュエータを 60° 以下の間隔で配置することが条件となることを明らかにした。提案した減速機構内蔵モータの試作機を製作して実験を行い、想定通りに動作することを確認した。また、実験結果に生じた誤差について調査し、ステップ角度誤差の全体平均が小さく、本モータの入力が1回転すると噛み合い状態が正しく初期状態に戻ることを示した。

参考文献

- 1) Musser, C.W.: Strain Wave Gearing, U.S. Patent, No. 2906143, (1959).
- 2) 林巖, 岩附信行, 河井元良, 柴田順二, 北川多喜次: 圧電サイクロイド形モータの研究, 精密工学会誌, 57, 8 (1991), 1461-1467.
- 3) 松崎由貴, 門田洋一, 宇塚和夫, 末永英之, 佐々木健, 森田剛: 骨延長器デバイスの小型化に関する研究, 2012年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集 (2012), 1145-1146.
- 4) 矢田恒二, 坂田稔, 細谷克己: ワブルモータの開発, 日本機械学会論文集 C 編, 58, 549 (1992), 1628-1633.
- 5) 鈴森康一, 堀光平: 空圧ワブルモータの研究, 日本機械学会論文集 C 編, 64, 622 (1998), 2102-2107.
- 6) 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ: 精密制御用減速機ハーモニックドライブ総合カタログ, (2016), 10.
- 7) 石川昌一: 撓み噛み合い式歯車装置, 特開昭 63-115943, (1986).