全方向駆動歯車機構の研究

—各曲率の駆動ユニット構造と基本動作特性について—

多田 隈 建二郎^{*1} 多田 隈 理一郎^{*2} 井 岡 恭 平^{*2} 妻 木 勇 一^{*2}

Study of the Omnidirectional Driving Gear Mechanism

—Basic Configurations and Performances of Driving Units with Various Curvatures—

Kenjiro Tadakuma^{*1}, Riichiro Tadakuma^{*2}, Kyohei Ioka^{*2} and Yuichi Tsumaki^{*2}

As ordinary dual-axis driving mechanisms in X-Y directions, for example, commercially available X-Y stages with ball screws are familiar. However, such driving mechanisms have two stages, namely both upper and lower linear actuators, the latter of which must generate sufficient thrust to carry large weights, including that of the upper actuator mechanism, which has hampered efforts to achieve suitably fast and smooth driving motion due to the inertial force effect. It is also difficult to achieve a small and slimline driving mechanism with such overlapping two-stage structure. In these ordinary two-stage driving mechanisms, the motion of the X-Y stage can be disturbed by the cords of the upper actuator. In this research, we have considered the abovementioned problems, and propose a new omnidirectional driving gear mechanism that enhances its driving area from the normal X-Y plane to convex and concave curved surfaces respectively, and even various combinations of both. The smoothness of basic omnidirectional motion and effectiveness of the driving method of this proposed omnidirectional driving gear mechanism have been confirmed with several experiments involving our setups.

Key Words: Omnidirectional Driving Mechanism, Gear, Arbitrary Curved Surface

1. 緒 言

X-Y 方向の直交する 2 軸方向に物体を駆動させる動力伝達機構として、従来は、ボールねじを使用した X-Y テーブル [1]~[9] (Fig. 1) やラックギアを用いた機構が多用されている。しかしながら、これらの機構は、基本構造として、上下二段構成を有するため、下記のような問題がある。

- (1) 1 段目 (下段) のアクチュエータは、2 段目としての上段の 1 軸を駆動するアクチュエータ分の重量も含めて駆動させる必要があるため、慣性力の観点から駆動の高速化が困難である。
- (2) 上記の 2 段構成ゆえ、全体構造の小型化・薄型化が困難である。
- (3) 上段のアクチュエータ用の配線・配管などの線状付属品が機構の運動の妨げになりやすい。
- (4) 動力伝達機構の全体重量が増加しやすい。

Fig. 1 Conventional X-Y dual-axis driving mechanism

本研究は、上記の問題をかんがみためであり、X-Y 軸方向という平面のみならず、凸型・凹型・これらの複合といった、任意の曲率を有する曲面にまでその駆動対象を拡張させた全方向駆動歯車機構を提案するものである。本論文では特に、曲率ゼロである平面型・正の曲率を持つ凸型・負の曲率を持つ凹型

原 2011 年 5 月 23 日

^{*1}大阪大学大学院工学研究科

^{*2}山形大学大学院理工学研究科

^{*1}Department of Mechanical Engineering, Osaka University

^{*2}Department of Mechanical Systems Engineering, Yamagata University

■ 本論文は提案性で評価されました。

Fig. 2 Concept of the omnidirectional gear mechanism

Fig. 3 Convex version of the omnidirectional gear

という、すべての場合を包含した3種類の全方向駆動歯車の駆動ユニットの構造とその基本動作特性について報告する。

2. 全方向駆動歯車機構の原理

2.1 基本概念

提案する全方向駆動歯車機構の基本概念を Fig. 2 に示す。Fig. 2 に示したように、平歯車によって駆動力を与えられる平面の表面に、直交する二つの歯車列がそれぞれ垂直に切られた構造となっている。

2.2 全方向駆動歯車機構の種類

2.2.1 平面版

直交する歯車列が構成・配置される面の曲率が0であり、全体が平板状になったもの (Fig. 2)。

2.2.2 凸曲率版

全方向駆動歯車機構において、歯車列が構成・配置された面の曲率が正であり、外側の表面に歯車列を構成したものを「凸曲率版」と定義する (Fig. 3)。

2.2.3 凹曲率版

全方向駆動歯車機構において、歯車構造の曲率が負であり、面における内側表面に歯車列が構成されているものを「凹曲率版」と定義する (Fig. 4)。

2.2.4 複合曲率版

全方向駆動歯車機構において、歯車構造の曲率が上述した正・負を併せ持つものである (Fig. 5)。

Fig. 4 Concave version of the omnidirectional gear

Fig. 5 Omnidirectional gear for the arbitrary curved surface

3. 各曲率を持つ全方向駆動歯車機構の試作機

前述の原理に基づき、各曲率を持つ全方向駆動歯車機構の試作を、数回の改良を経ながら行った。現時点において試作された歯車機構は前章で示した種類のうち、平面版・凸曲率版・凹曲率版の3種類である。試作した各全方向駆動歯車の材質はステンレス鋼であるため、それを駆動する平歯車にもステンレス鋼製のものを使用した。また、それぞれの駆動ユニットを動かすアクチュエータには Oriental motor 社のステッピングモータ PK243B1-SG100 を使用した。

平面版全方向駆動歯車の駆動ユニットの仕様を Table 1 に示す。

3.1 平面版

Fig. 6 に全景を示す平面版駆動ユニットの構成について説明する。

ステンレス製の平面版全方向駆動歯車本体は、通常のモジュール2のラックを作るためのインボリュート歯車型の回転カッターによって、直交するX・Y軸2方向にラックを切ったものである。つまり縦横ともに、通常のラック加工の方法で歯切り加工をして製作した構造である。

駆動ユニットそのものは上下2段構造ではあるものの、それらを駆動するアクチュエータは、絶対座標系に固定されており、平面上にて全方向運動を行う板自体は、比較的軽量に構成することができる。従来研究で、同一平面上にリニアモータを用いて2自由度を配置する研究[10]~[13]は存在したが、これは歯車を用いて初めて同様の機能を実現した機構である。

3.2 凸曲率版

試作した凸曲率版駆動ユニットの外観を、Fig. 7 に示す[14][15]。また、凸曲率版駆動ユニットの仕様を Table 2 に示す。

Table 1 Specifications of planar omnidirectional gear driving units

[Planar Version]		
Whole(as the Whole Mechanism of the Driving Unit)	Dimensions of Box Unit	Width 300 mm × Length 300 mm × Height 172 mm
	Overall Weight	11960 g
Teeth Mechanism(as the Unit of the Gear)	Module of Teeth	2
	Material	SUS303(Annealing Treatment)
	Speed of Motion	20 mm/s
	Maximum Load Capacity(per tooth)	2250 N
	Size of Omnidirectional gear as Main Part	Width 106.81 mm × Length 106.81 mm × Height 16 mm
	Number of Teeth per Line	17
	Pressure angle	20 degree
	Weight of Teeth Section	1132 g

Fig. 6 Overview of the prototype model of planar version **Fig. 7** Overview of the prototype model of convex version

凸曲率版全方向駆動歯車本体は、先に円弧方向の歯切り加工をして、次に円筒軸方向にラックとしての溝加工を施した。この順序で加工を行ったのは、先に円筒軸方向にラック溝加工を

Table 2 Specifications of convex omnidirectional gear driving units

[Convex Version]		
Whole(as the Whole Mechanism of the Driving Unit)	Dimensions of Box Unit	Width 326 mm × Length 428 mm × Height 190 mm
	Overall Weight	12000 g
Teeth Mechanism(as the Unit of the Gear)	Module of Teeth	2
	Material	SUS303(Annealing Treatment)
	Maximum Load Capacity(per tooth)	2250 N
	Size of Omnidirectional gear as Main Part	Pitch Circle Diameter 60 mm × Length toward the axis of cylinder 82.8 mm
	Number of Teeth per Circle	30
	Number of Teeth per Line	10
	Base circle diameter	94.248 mm
	Reference pitch circle diameter	60 mm
	Pressure angle	20 degree
	Weight of Teeth Section	1210 g

Fig. 8 Overview of the prototype of concave version

したあとで円弧方向の歯切り加工を行った場合は、歯切り加工時に歯切り用の刃物が折れる可能性があったためである。特に全方向駆動歯車本体の材質がステンレス鋼の場合にはこの刃物の欠損の発生する危険が増大するために、今回は先に円弧方向の歯切り加工を行った。

3.3 凹曲率版

試作した凹曲率版駆動ユニットの写真を **Fig. 8** に示す。また、凹曲率版駆動ユニットの仕様を **Table 3** に示す。駆動ユニットにおいては、凹曲率版全方向駆動歯車本体の内側に、円弧方向・円筒軸方向それぞれに全方向駆動歯車本体を駆動する 2 個 1 組の平歯車構造が配置されている。

この凹曲率版全方向駆動歯車本体は、円筒軸方向のモジュール 2 のラック溝を先に加工して、次に円弧方向のモジュール 2 の内歯車構造をワイヤーカット放電加工により製作した。

Table 3 Specifications of concave omnidirectional gear driving units

[Concave Version]		
Whole(as the Whole Mechanism of the Driving Unit)	Dimensions of Box Unit	Width 340 mm × Length 364 mm × Height 265 mm
	Overall Weight	28430 g
Teeth Mechanism(as the Unit of the Gear)	Module of Teeth	2
	Material	SUS303(Annealing Treatment)
	Maximum Load Capacity(per tooth)	2250 N
	Size of Omnidirectional gear as Main Part	Pitch Circle Diameter 120 mm × Length toward the axis of cylinder 100 mm
	Number of Teeth per Circle	60
	Number of Teeth per Line	16
	Base circle diameter	188.50 mm
	Reference pitch circle diameter	120 mm
	Pressure angle	20 degree
	Weight of Teeth Section	7830 g

Fig. 9 Comparison of the inertia of each omnidirectional stage (X-Y stage and planar omnidirectional gear)

3.4 駆動特性の比較

被駆動部分のアクチュエータを負荷として含む、含まないという観点から、慣性分を考慮に入れた場合、今回開発した全方向駆動歯車機構と既存の動力伝達機構との「駆動しやすさ」を定量的に比較することを考える。「駆動しやすさ (Movability)」を以下のように定義する。

$$\text{Movability} = 1/\text{Inertia} \quad (1)$$

平面版全方向駆動歯車の場合、今回使用したモータを基準に式 (1) を計算すると、**Fig. 9** に示す駆動しやすさの向上度があることが分かる。従来の上下 2 段構造になっている X-Y ステージに比べて、下段部駆動の際に、上段部のアクチュエータの影響が少なくなるという基本特性が示されている。

4. 基本特性実験

試作した各機構を用いて、基本駆動実験を行い、平面版全方

(A) Planar version (motor drive) **Fig. 10** Basic motion of the omnidirectional gear planar version**(B) Convex version (motor drive)** **Fig. 11** Basic motion of the omnidirectional gear convex version

向駆動歯車については、曲率という各全方向駆動歯車の基準となる特性を持つことから、耐荷重実験、繰返し駆動精度実験およびスライド力測定実験を行った。それぞれについて以下に説明する。

4.1 基本駆動試験

平面版、凸曲率版、凹曲率版のすべての駆動ユニットにおいてスムーズな駆動が確認できた。ハンドル手動においてすべての駆動ユニットで滑らかな駆動を確認したあとに、ハンドル手動と同じ入力軸をステッピングモータで駆動する方式でも基本的な動作を確認した。その様子を **Fig. 10**, **Fig. 11** および **Fig. 12** に示す。各コマの内部の数値は、モータによる駆動開始からの経過時間を示す。

4.2 耐荷重実験

圧縮試験には、島津製作所製の島津オートグラフ AG-50kNG を使用した。

耐荷重試験の様子を **Fig. 13** に、圧縮試験の結果をグラフ化

Fig. 12 Basic motion of the omnidirectional gear concave version

Fig. 13 Experimental setup to test the strength of the omnidirectional gear's teeth

Fig. 14 Properties of the omnidirectional gear; planar version

したものの一例を Fig. 14 にそれぞれ示す。Fig. 13 のように、SUS303 製の平面版全方向駆動歯車に対して、同じモジュール 2 で SUS304 製の基準ラックを噛ませて実験を行った。左右二つの基準ラックを噛み合せているのは、圧縮によって発生するモーメントを受け止め、安定して下方向に圧縮力をかけられるようにするためである。

3 回の実験において、いずれも 4,500 [N] 付近で降伏が認められ、弾性変形から塑性変形へと移行している。よって、一つの歯で耐えられる力は 2,250 [N] 程度であり、歯車として十分な強度を持っていると言える [16]。

Fig. 15 Deformation of the teeth of rack gear and planar omnidirectional gear in the pressure test

Fig. 16 Experimental setup for precision experiment of repeated motion

Fig. 17 Performance of the accuracy of the first prototype models

実際、平面版全方向駆動歯車に噛み合わせた、同じモジュール 2 で SUS304 製の基準ラックに対して、Fig. 15 のように双方に同等の変形が認められたため、今回の全方向駆動歯車のように X、Y 双方向にテーパを持たせた形にしたことによる強度の低下は見られなかった。

4.3 繰返し駆動精度実験

KEYENCE 社のレーザ式変位センサ LB-01 により、Fig. 10～12 と同じ繰返し動作をする平面版・凸曲率版・凹曲率版の全方向駆動歯車の原点復帰時の位置合わせ精度を測定した。そのときの凸曲率版実験装置を Fig. 16 に、実験結果のグラフを Fig. 17 に示す。

レーザ式変位センサは、全方向駆動歯車本体の側面や、Fig. 16 に示すような軸先端の円盤にレーザを照射する形式で使用し、Fig. 10～12 における各全方向駆動歯車本体の最初の進行方向を Y 軸正方向として、その方向を向くように固定した。

実験は、Fig. 10～12 に示す動作を、それぞれ 1 回、5 回、10

回, 20 回, および 30 回繰り返す形で行い, それぞれの繰り返し動作の後に原点に復帰したときの Y 座標の値をレーザ式変位センサで測定した. 各繰り返し回数における実験サンプル数は 10 セットである. 最大の繰り返し回数を 30 回にした上で, 「ポーズ繰り返し精度」を計測するという, JIS B 8432 に準拠した形式になっている.

Fig. 17 のグラフに示すように, 本実験に使用した Oriental motor 社のギヤヘッド付きステッピングモータ PK243B1-SG100 の基本ステップ角が 0.018 [deg.] であることを考慮に入れても, 位置合わせの誤差は極めて小さい値である.

実験値の標準偏差を示すエラーバーは, それぞれの繰り返し回数において, 各曲率の全方向駆動歯車の駆動ユニットについて重なっており, t 検定においてもそれぞれの実験値に有意差はないことが確認されている.

また, 全方向駆動歯車の原点復帰時の位置合わせ精度の絶対値に注目すると, 駆動ユニットを動かすモータのサーボ系の精度に問題がない場合には, 歯車機構の繰り返し駆動精度というものとは基本的に歯車の各噛み合わせ部分のバックラッシュの総和に帰結できる. このことから, まず, 次章で計算している平面版全方向駆動歯車の駆動ユニットと凸曲率版全方向駆動歯車の駆動ユニットの各歯車系全体のバックラッシュの理論値の最小値を見ると, それぞれ 0.466 [mm] および 0.372 [mm] である. Fig. 17 にプロットされた平面版全方向駆動歯車の駆動ユニットと, 凸曲率版全方向駆動歯車の駆動ユニットとの位置合わせ誤差の平均値は, すべての繰り返し回数において, それぞれ上記の理論値の最小値よりも小さい値に収まっていることから, 今回開発した全方向駆動歯車機構は十分な繰り返し駆動精度を持っていると言える. 凹曲率版の全方向駆動歯車については, 駆動ユニットの構成上, 次章において歯車系全体のバックラッシュの理論値を計算してはいないが, 平面版と凸曲率版とで, 全方向駆動歯車に曲率がない場合とある場合とを比較・考察できていることから, 今回はこれで位置合わせ精度の比較を十分に行ったものとする.

4.4 バックラッシュ測定実験

今回試作した全方向駆動歯車機構の特性を調べるために, バックラッシュの測定実験を行った. 測定においては, 前章における繰り返し動作における Y 軸正方向にある一定距離モータで並進させたあとにモータを停止させ, さらに同じ方向に外力によって全方向駆動歯車を, 駆動用平歯車の歯に接触するまで並進させた. この外力による並進距離を, Fig. 16 に示すのと同じレーザ式変位センサで計測した. この実験系は, アクチュエータとして減速比 100 倍のギヤヘッド付きステッピングモータである PK243B1-SG100 を前章と同じく使用した. 平面版の全方向駆動歯車の駆動ユニットの場合には, モータのギヤヘッド出力軸と駆動用平歯車の回転軸の間にモジュール 1.0 の平歯車を介して動力を伝達しているために, これらの全方向駆動歯車以外の駆動系におけるバックラッシュを, 全方向駆動歯車部分のバックラッシュに含めて, 駆動ユニット全体のバックラッシュを考える必要がある. 実験はそれぞれ 10 回ずつ行い, 測定値の平均値と標準偏差を求めた.

バックラッシュの理論モデルは Fig. 18 のように表され, そ

Fig. 18 Theoretical model of backlash

Fig. 19 Comparison of the theoretical value and the experimental value of backlash in the omnidirectional gear

Table 4 Comparison of the theoretical value and the experimental value of backlash in the planar omnidirectional gear

Experimental Value [mm]	Average Value	Standard Deviation
	0.92	0.03
Theoretical Value [mm]	Maximum Value	Minimum Value
	1.13	0.466

の理論式は式 (2) のようになる.

$$j_t = d \tan \theta \quad (2)$$

ここで, θ は回転角度におけるバックラッシュ, j_t はピッチ円弧の周方向におけるバックラッシュ, d は歯車の基準ピッチ円半径を示す.

平面版・凸曲率版の全方向駆動歯車のバックラッシュの理論値と実験値をグラフ化したものを Fig. 19 に示す. 図の中で, 灰色の帯が理論値の最大値・最小値を表し, 菱形のマークでプロットされたエラーバー付きの値が実験値の平均値と分散を表す.

また, 平面版の全方向駆動歯車のバックラッシュの数値を Table 4 に, 凸曲率版の全方向駆動歯車のバックラッシュの数値を Table 5 に示す.

平面版の全方向駆動歯車の駆動ユニットの場合には, 式 (2) より計算される平面版の駆動ユニットの歯車系全体のバックラッシュの理論値の最大値・最小値の範囲内に実験結果が入っていることが分かる. したがって, 平面版の全方向駆動歯車はラックギアなどの通常の歯車と同程度のバックラッシュの範囲内で

Table 5 Comparison of the theoretical value and the experimental value of backlash in the convex omnidirectional gear

Experimental value [mm]	Average value	Standard Deviation
	0.243	0.0283
Theoretical value [mm]	Maximum value	Minimum value
	0.934	0.372

駆動可能であることが示された。

凸曲率版の場合は、ギヤドモータの出力軸に、カップリングを介して直接、駆動用平歯車の回転軸を接続しているために、駆動ユニット全体のバックラッシュ自体が小さいものとなっており、Table 5 に示すとおり理論値の最小値よりも小さい範囲に全方向駆動歯車の駆動ユニットのバックラッシュの実験値が収まっている。

以上の結果から、今回製作した全方向駆動歯車が、平面型の場合においても、曲率を持つ場合においても、ともにバックラッシュが通常の歯車と同等かそれ以下のものに収まることが明らかとなり、全方向駆動歯車の高い精度が確認された。

凹曲率版の全方向駆動歯車に関しては、ステッピングモータのギヤヘッド出力軸から駆動用平歯車までの動力伝達に弾性の高いタイミングベルトを使用しており、その高い弾性によるバックラッシュの影響を除去して純粋に全方向駆動歯車部分のバックラッシュを測定するのが困難であったために、今回はこの凹曲率版でのバックラッシュの測定は行わなかった。

4.5 入力用平歯車の形状

全方向駆動歯車の入力機構として、本研究では平歯車を用いている。

当初は、入力用平歯車の形状として、Fig. 20 左 (a) に示すような入力用平歯車の両端面のエッジ全体に 45° のテーパ (c1) を施したものと、Fig. 20 右 (b) に示すような入力用平歯車の個々の歯にクラウニング処理を施したものの 2 種類を検討したが、クラウニング歯車のほうが、よりスライドに適していると考えられたために、こちらを採用した。

このクラウニング処理を施した歯車のクラウニング量は 0.2 である。すなわち、右歯面、左歯面それぞれの歯筋のインボリュート曲線について、歯幅の中央を頂点として、両端おのおの 0.2 [mm] だけ歯の厚さが薄くなるように、クラウニング加工を施している。つまり 1 枚の歯の厚さとして見た場合には、歯幅中央に対して両端で 0.4 [mm] 薄くなることになる。歯車の外径寸法も、歯車中央線に対して、両端では約 1.1 [mm] 小さくなっている。

4.6 スライド力測定実験

全方向駆動歯車の歯と歯の間を入力用の平歯車がスライドする際に生じる摩擦力を正確に測定し、入力用平歯車の形状による違いを比較するために、平面版の全方向駆動歯車を用いた実験装置を作成した (Fig. 21) [17]。

この実験系では、Fig. 21 の左にある回転可能な入力用平歯車の回転軸にケーブルワイヤを巻きつけたプーリを取り付け、ワイヤの先端に重りを吊るすことで、左側の回転可能な入力用平

Fig. 20 Spur gears with tapering and crowning of their teeth **Fig. 21** Experimental setup for measurement of static friction force

歯車にトルクをかけ、全方向駆動歯車を動かしている。

右側の大きい入力用平歯車は、今回の実験では全方向駆動歯車に対して「スライド運動」しか行わず、回転する必要がないために、回転用のベアリングは用いず、回転軸を直接ブロックに留めネジで固定することで、より安定して実験を行えるようにしている。

今回の実験では、この右側の固定された平歯車を、通常の平歯車と 4.5 節で述べたクラウニング付き平歯車とに交換して実験を行った。

平面版の全方向駆動歯車を、それがスライドする方向 (Fig. 21 の左方向) と垂直な方向から一定の力で、フォースゲージを介して右側の固定された入力用平歯車に押し付けた状態で、ワイヤ先端の重りを徐々に増加させた。

そのうえで、右側の平歯車が全方向駆動歯車に対してスライドを開始するときの静止摩擦抵抗を、プーリを介して入力したトルクを左側の回転可能な入力用平歯車のピッチ円半径で割った値を「スライド力」とすることにより測定した。

横方向からの押し付け力を 40, 60, 80, 100 [N] と変化させ、それぞれの押し付け力で 10 回の平均を取った場合の通常の平歯車とクラウニング付き平歯車のスライド開始時の静止摩擦力の比較結果を Fig. 22 に示す。横軸に横方向からのフォースゲージによる押し付け力を、縦軸にスライドを開始したときの静止摩擦力をプロットしている。

このグラフから、クラウニング付き平歯車は通常の平歯車に比べて、静止摩擦抵抗が小さいことが分かる。また、二つの歯

Fig. 22 Measurement of static frictional resistance

車のそれぞれの押しつけ力における実験データの有意差を、 t 検定を用いて調べたところ、押しつけ力 40, 60 [N] においては片側 t 検定において $P < 0.05$ となり、有意差があることが分かった。

このことから、横方向からの押し付け力が小さい場合には、クラウニング付き平歯車は通常の歯車よりも静止摩擦抵抗が小さく、全方向駆動歯車の駆動時におけるスライド運動を容易に行うことができ、全方向駆動歯車の入力用平歯車として適していることが分かる。

横方向からの押し付け力が大きい場合には、歯車の形状による静止摩擦抵抗の差が小さくなり、片側 t 検定においても有意差が認められない。これは、大きな押し付け力が横方向からかかる場合は、歯車の形状よりも、その材質や表面の滑らかさのような要素の影響が大きくなるためと考えられる。

5. 今後の展望

今回は、通常のモジュール 2 の平歯車を用いて各曲率を持つ全方向駆動歯車を駆動したが、今後は、Fig. 23 に示すような、投影面をインボリュート曲線とした、回転軸方向に複数個の受動ローラを持つ歯車を製作して、これで全方向駆動歯車を駆動することにより、全方向駆動歯車の歯と歯の間を駆動用歯車の歯がスライドする際の摩擦を「転がり摩擦」にすることを可能とする。2 方向に曲率を持つ歯車同士を噛み合わせる機構の研究はこれまでも存在したが [18]、この歯車は受動ローラの転がり摩擦を用いることで、スライドを極限まで滑らかにする点に新規性がある [19]~[22]。

このような独自の歯車機構を用いて、スライド時の摩擦抵抗を低減し、全方向駆動歯車機構全体の動力伝達効率を高めることを目指す。この Fig. 23 のようにローラを持つ歯車と今回の全方向駆動歯車を組み合わせた機構の応用例の一つとして、Fig. 24 のような全方向移動テーブル [23] [24] が挙げられる。これは、駆動機構としてのローラ付き歯車を下段に固定することで、全方向駆動機構のストロークを大きく取ることができる点において、従来研究の車両型の全方向移動テーブル [25] とは異なっており、一つの X-Y 平面上に複数個の移動トレイを配置することが可能である。

今後は、このように全方向駆動歯車を駆動する側の機構にも独自の工夫を凝らすことにより、汎用的な動力伝達機構として、全方向駆動歯車をロボットシステムの様々な部分に応用できる

Fig. 23 Roller gear for the omnidirectional gear input driving mechanism

Fig. 24 Side view of the omnidirectional table as the application of the omnidirectional gear

ように発展させていく。

また、全方向駆動歯車において、水平方向のスライド力を付加した状態での垂直方向負荷の上限値に関しても、今後新たに試験機を構成して、実験を通して一つの特性として得ていく予定である。

6. 結 言

本論文においては、筆者が新規に考案した全方向駆動機構“全方向駆動歯車”について、その動作原理、具体的構成法、および有効性を説明した。各種の実機を用いての実験を通して、その基本動作特性を把握し、提案した構造が様々な動力伝達に有効であることを確認した。

さらに、インボリュート曲線の形状をした受動ローラ付き歯車を用いて全方向駆動歯車を駆動することにより、全方向駆動歯車の特性を保持したままで、より安定かつ高精度に動かせる可能性について考察した。

今後はこの全方向駆動歯車を用いて、複数の活用例となるロボットシステムの要素技術を試作し、各種実証実験を通して、本論文で示した全方向駆動歯車機構の応用性・汎用性について検証していく。

謝 辞 本研究は、文部科学省による若手研究者の自立的研究環境整備促進プログラム（山形大学）の一環として実施したものであり、関係者各位に感謝致します。

参 考 文 献

- [1] NSK クロス型 XY ステージ (LMX2), http://www.hiwin.co.jp/contents/products/lm_stage/index.html
- [2] SFC XY-Table200, http://www.sfc-tokyo.com/product/table/xy_table.html
- [3] H. Shinno, H. Yoshioka and K. Taniguchi: "A Newly Developed Linear Motor-Driven Aerostatic X-Y Planar Motion Table System for Nano-Machining," *Annals of the CIRP*, vol.56, no.1, pp.369-372, 2007.
- [4] T. Kunioka, Y. Takeda, T. Matsuda, N. Shimazu and Y. Nakayama: "XY stage driven by ultrasonic linear motors for the electron-beam x-ray mask writer EB-X3," *Journal of Vacuum Science & Technology B*, vol.17, no.6, pp.2917-2929, 1999.
- [5] S.J. Kwon, W.K. Chung and Y. Youm: "On the Coarse/Fine Dual-Stage Manipulators with Robust Perturbation Compensator," *Proc. of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation (ICRA2001)*, pp.121-126, 2001.
- [6] Y. Okazaki, T. Mori and N. Morita: "Desk-Top NC Milling Machine with 200 krpm Spindle," *Proc. ASPE Annual Meeting*, 2001.
- [7] M. Kanai, S. Ishihara and A. Une: Vertical XY Stage, US Patent No.5241183, Aug. 31, 1993.
- [8] Y. Choi, S.V. Sreenivasana and B.J. Choia: "Kinematic design of large displacement precision XY positioning stage by using cross strip flexure joints and over-constrained mechanism," *Mechanism and Machine Theory*, vol.43, no.6, pp.724-737, 2008.
- [9] H. Hashizume, K. Komatsu, H. Yoshioka, H. Shinno, T. Shinshi and K. Sato: "XY Nano Positioning Table System," *JSME annual meeting 2004*, no.4, pp.63-64, 2004.
- [10] A.E. Quaid, Y.-S. Xu and R.L. Hollis: "Force characterization and commutation of planar linear motors," *Proc. of 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA1997)*, vol.2, pp.1202-1207, 1997.
- [11] A.E. Quaid and R.L. Hollis: "3-DOF Closed-loop Control for Planar Linear Motors," *Proc. of 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA1998)*, vol.3, pp.2488-2493, 1998.
- [12] Z.J. Butler, A.A. Rizzi and R.L. Hollis: "Integrated precision 3-DOF position sensor for planar linear motors," *Proc. of 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA1998)*, vol.4, pp.3109-3114, 1998.
- [13] G.A. Fries, A.A. Rizzi and R.L. Hollis: "Fluorescent dye based optical position sensing for planar linear motors," *Proc. of 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA1999)*, vol.2, pp.1614-1619, 1999.
- [14] T. Komiya and T. Osuga: "TRANSLATING/TURNING 2-DEGREE-OF-FREEDOM STAGE DEVICE AND 3-DEGREE-OF-FREEDOM STAGE DEVICE USING THE SAME," *International Application No. PCT/JP2006/312230*, *International Filing Date*: 19.06.2006, 2006.
- [15] T. Sofue, Y. Kanemitsu, S. Kijimoto, K. Matsuda and Y. Koba: "Development of Magnetically Levitated Non-contact Robot: Levitation and Control in Angular and Linear Directions," *Journal of The Japan Society of Applied Electromagnetics and Mechanics*, vol.15, no.2, pp.183-188, 2007.
- [16] 社団法人日本歯車工業会, 平成 6 年 5 月 25 日制定, 日本歯車工業会規格 (JGMA STANDARD): 円筒歯車の強さ試験方法, JGMA 4101-01, 1994.
- [17] 井岡恭平, 多田隈理一郎, 多田隈建二郎, 高木稔, 妻木勇一: "全方向駆動歯車機構の研究—各曲率の駆動ユニット構造の耐久性について—", 日本機械学会東北支部第 47 期秋季講演会, 408F, 2011.
- [18] L.H. Ran: "A new kind of spherical gear and its application in a robot's wrist joint," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol.25, Issue 4-5, pp.732-735, August, 2009.
- [19] R.D. Britton, C.D. Elcoate, M.P. Alanou, H.P. Evans and R.W. Snidle: "Effect of Surface Finish on Gear Tooth Friction," *Journal of Tribology*, vol.122, no.1, pp.354-360, 2000.
- [20] R.I. Amaro, R.C. Martins, J.O. Seabra, N.M. Renevier and D.G. Teer: "Molybdenum disulphide/titanium low friction coating for gears application," *Tribology International*, vol.38, no.4, pp.423-434, 2005.
- [21] T. Komoto: "Hybrid Gear," *Fiber*, vol.65, no.8, pp.269-271, 2009.
- [22] M. Fujii, A. Yoshida, H. Ogasawara and T. Hanada: "Friction and Wear of Plasma CVD Diamond-Like Carbon Coating Deposited on Gear and Roller," *JSME annual meeting 2006*, no.4, pp.189-190, 2006.
- [23] H. Oyobe and Y. Hori: "A Magic Carpet—Object Conveyance Experiment by 64 Linear Actuators—," *JIASC Annual Conference 2000*, pp.577-580, 2000.
- [24] M. Sugi, M. Nikaido, Y. Tamura, J. Ota and T. Arai: "Motion and Arrangement Planning for Self-Moving Trays in Human Supporting Production Cell "Attentive Workbench"", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, vol.72, no.11, pp.1380-1385, 2006.
- [25] 吉田敬亮, 高増潔, 小谷潔, 陳欣, 妹尾達也: "平面リニアモータシステムの開発—トレイの高度化とブラテンの拡張—", 精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, A76, pp.89-90, 2007.

多田隈建二郎 (Kenjiro Tadakuma)

2007 年東京工業大学大学院博士後期課程修了。博士 (工学)。2007 年より Massachusetts Institute of Technology Postdoctoral Associate, 2008 年東北大学産学官連携研究員, 電気通信大学助教。2009 年 8 月より大阪大学大学院助教。全方向移動・駆動機構をはじめとするロボット機構の研究開発に一貫して従事。IEEE, 日本機械学会, 計測自動制御学会などの会員。
(日本ロボット学会正会員)

井岡恭平 (Kyohei Ioka)

2011 年山形大学工学部機械システム工学科卒業。同年同大学大学院理工学研究科機械システム工学専攻博士課程入学。現在に至る。歯車機構に興味があり, 全方向駆動歯車機構の研究を行う。

多田隈理一郎 (Riichiro Tadakuma, Corresponding Author)

2005 年 3 月東京大学大学院工学系研究科先端学際工学専攻博士課程修了。2005 年 4 月～2006 年 3 月まで科学技術振興機構戦略的創造研究推進事業 (CREST) 研究員。2006 年 4 月～2008 年 10 月まで産業技術総合研究所日仏ロボット工学共同研究ラボラトリーにて日本学術振興会特別研究員 (PD)。この間 2006 年 9 月～2008 年 2 月まで米国ハーバード大学客員研究員。2008 年 11 月～2009 年 3 月まで東京大学大学院情報学環・学際情報学府特任講師。2009 年 4 月～2010 年 1 月までフランス国立科学研究センター (LAAS-CNRS) 博士研究員。2010 年 2 月から山形大学大学院理工学研究科テニユアトラック助教。現在に至る。博士 (工学)。ロボット工学の研究に従事。日本機械学会, 日本 VR 学会, IEEE の会員。
(日本ロボット学会正会員)

妻木勇一 (Yuichi Tsumaki)

1992 年東北大学大学院工学研究科精密工学専攻博士課程前期課程修了。同年三菱電機 (株) 鎌倉製作所入社。1994 年東北大学工学部機械航空工学科助手。1999 年文部省在外研究員として JPL (NASA/Caltech) に滞在。2001 年弘前大学理工学部知能機械システム工学科助教授。2006 年ベルサイユ大学客員研究員。2007 年弘前大学大学院理工学研究科准教授。2008 年山形大学大学院理工学研究科教授。現在に至る。博士 (工学)。テレロボティクス, バーチャルリアリティの研究に従事。日本機械学会, 日本 VR 学会, 計測自動制御学会, IEEE などの会員。
(日本ロボット学会正会員)