新型磁気式遊星・差動歯車機構の創出に関する一考察

Trial of a New Mechanism for Magnetic Planetary and Differential Gearing

鶴本勝夫・田中祐二・熊谷篤彦

東北学院大学工学部機械工学科, 宮城県多賀城市中央1-13-1 (〒985-8537)

K. Tsurumoto, Y. Tanaka, and A. Kumagai

Dept. of Mechanical Engineering, Tohoku Gakuin Univ., 13-1 Chuo 1-chome, Tagajo, Miyagi 985-8537

(2000年10月4日受理, 2000年12月6日採録)

A multispeed, single-plane magnetic gear can be designed compactly and used in a confined space. However, a magnetic connection occurs between the pinion and each gear train during meshing, and influences the performance characteristics.

Performance characteristics testing of magnetic gears with various teeth profiles was carried out to eliminate undesirable magnetic connections and increase the gears' load-carrying capacity.

As a result, a desirable gear pair with good performance characteristics was developed. A new mechanism for magnetic planetary and differential gearing was obtained, in which the gear trains are separated to allow free rotation.

Key words: magnetic gear, magnetic connection, new mechanism, magnetic planetary, differential gearing

1. 緒言

これまで各種の磁気歯車を試作し, その動作原理や性能については既に報告してきた通りである⁽¹⁾. ここ数年来, 単面

Table 1 Characteristics of multispeed, single-plane magnetic gears.

Gear ratio:	$i = 1, 1/2, 1/3$
Module:	$m = 40 \text{ mm}$
Tooth profile:	Circular arc tooth
Radius of circular arc tooth:	$R_c = 54 \text{ mm}$
Height of tooth:	$H = 40 \text{ mm}$
Center distance:	$L_1=0\text{mm}, L_2=40\text{mm}, L_3=80\text{mm}$
Pinion	
Number of teeth:	$Z_p = 24$
Radius of pitch circle:	$R_p = 40 \text{ mm}$
Radius of outer circle:	$R_o = 80 \text{ mm}$
Gear	
Number of teeth	[G1]: $Z_{a1} = 24$
Radius of pitch circle	[G1]: $R_{p1} = 40 \text{ mm}$
Radius of outer circle	[G1]: $R_{o1} = 80 \text{ mm}$
Number of teeth	[G2]: $Z_{a2} = 48$
Radius of pitch circle	[G2]: $R_{p2} = 80 \text{ mm}$
Radius of outer circle	[G2]: $R_{o2} = 120 \text{ mm}$
Number of teeth	[G3]: $Z_{a3} = 72$
Radius of pitch circle	[G3]: $R_{p3} = 120 \text{ mm}$
Radius of outer circle	[G3]: $R_{o3} = 160 \text{ mm}$

Fig. 1 Prototype multispeed magnetic gear.

Fig. 2 Teeth profiles of a secondary magnetic gear train.

Fig. 3 Trial products for a secondary magnetic gear train.

板による多段変速型磁気歯車について検討してきた結果、ピニオンは正規のかみ合いにあるギア以外の歯車列とも関係し、磁氣的に強い影響を受けることが明らかになった⁽²⁾。この歯車列に種々の歯形を用意して性能試験を行った結果、良好な性能向上が計られると同時に、一つの新しい知見が得られた。即ち、単面板による多段変速型磁気歯車の各歯車列を、固定式から自由に回転できるように分離独立させると、2つの外輪歯車を有する新型の磁気式遊星・差動歯車機構が創出されることが分かった。

本報告では、歯形の改良とともに単面板による多段変速型磁気歯車の歯車列を改良することにより、新型の磁気式遊星・差動歯車機構の創出が可能であること、また、そのモデルを試作して、新機構の動作確認を行ったことについて述べる。

2. 単面板による多段変速型磁気歯車の構成

Fig. 1 に3列で構成される単面板による多段変速型磁気歯車を示す。軟鋼板をベースとし、 SmCo_5 の磁石片で歯形を構成している。ヨーク上での表面磁束密度は 0.2T である。磁気歯車は内側から外側に向かって $G[1]$, $G[2]$, $G[3]$ と呼ぶことにする。歯車の諸元はモジュール $m=40$ 、歯数は内側から、 $Z_1=24$, $Z_2=48$, $Z_3=72$ 、ピニオンの歯数 $Z_p=24$ 、歯形は円弧である。変速時の心間距離は $L_1=0\text{mm}$, $L_2=40\text{mm}$, $L_3=80\text{mm}$ で、速比は、 $i_1=1$, $i_2=1/2$, $i_3=1/3$ となる。

Table 1 には多段変速型磁気歯車の設計仕様を示す。

3. 新機構創出のための歯車歯形

本報告では、Fig. 1 に示す3列の歯車のうち、特に第2列目（中央の歯車列： $G[2]$ ）に注目し、これに種々の歯形を用意して性能試験を行った。

Fig. 2 には第2列目に使用した3種の歯形（以下の①～③）を示す。

- ①円弧歯形半径 $R_c=54\text{mm}$ の、右歯面歯形のみを有する磁気歯車、($G[2]$ と称す、従来使用のものと同形)。
- ②円弧歯形半径 $R_c=54\text{mm}$ の、左歯面歯形のみを有する磁気歯車、($G[2(r)]$ と称す)。
- ③第3列目の歯車 $G[3]$ の円弧歯形（半径 $R_c=54\text{mm}$ ）を、第2列目の歯車上に延長して描いた右歯面歯形のみを有する磁気歯車、($G[2(i)]$ と称す)。

Fig. 3 に試作した第2列目の磁気歯車、 $G[2]$, $G[2(r)]$, $G[2(i)]$ を示す。

4. 性能試験および結果

Fig. 4 に静的性能試験装置を示す。原動車側にピニオンをセットし、空隙を介して従動車側にギアをセットする。ギア

は軸方向及びこれに直角な方向に移動することができるようになっている。ピニオンは割出盤によって定角割出しが行われ、固定されているギアとの間に任意の位相角が作られ、トルク検出器から得られるデータをもとに種々の性能曲線が求められる。また、空隙には磁束密度分布測定用のプローブがセットされており、かみ合い領域に形成される主かみ合い部や曲線交差部の様子が明らかになる。

Fig. 5 には第1列と第3列に歯車 $G[1]$, $G[3]$ を装着せず、第2列目のみに歯車 $G[2]$, $G[2(r)]$, $G[2(i)]$ をそれぞれセットしたときの伝達トルク性能曲線を示す。横軸はピニオンとギアの相対位相角 θ 、縦軸は伝達トルク T である。ただし、ピニオンとギアの軸方向空隙は $g=5\text{mm}$ 、速比 $i=1/2$ 、心間距離 $L_2=40\text{mm}$ である。 $G[2]$ は $\theta=7.5^\circ$ でトルクピークを迎え、最大伝達トルクは $T_{\max}=5.4\text{Nm}$ となった。し

Fig. 4 Static test apparatus for the magnetic gear.

Fig. 5 Relationship between the torque(T) and phase-shifted angle(θ). ($L=40\text{mm}$, $G[2]$, $G[2(r)]$, $G[2(i)]$)

Fig. 6 Geometrical construction and magnetic flux distribution of the magnetic gear $G[2(i)]$. ($L=40\text{mm}$)

Fig.9 には、以上の結果を踏まえ、3列で構成した多段変速型磁気歯車の伝達トルク性能曲線を示す。ピニオンとギアの間距離減は $L_3=80\text{mm}$ で、速比は $i=1/3$ である。図よりどの組み合わせの場合も $\theta=7.5^\circ$ でトルクピークを迎え、最大伝達トルクは、第2列目に $G[2]$, $G[2(r)]$, $G[2(w)]$ をセットした順に従って増大し、 $T_{\max}=6\text{Nm}$, 7.5Nm ,

以上のことにより、第1列～第3列の歯車列を固定式でなく、それぞれ自由に回転できるようにした場合には、ピニオンはそれぞれの歯車列と1対1の対応をなし、トルク伝達可能なかみ合いを成立させることが明らかになった。

前項の結果をもとに、完全非接触による磁気歯車の特徴を考慮して、各歯車列を分離、独立させる形で歯車列を設計すると、**新型の磁気式遊星・差動歯車機構の創出が可能になった。**

Fig.10 に新型磁気式遊星・差動歯車機構のスケルトン図を示す。歯車列の構成は、a：太陽歯車，b：遊星歯車，c：外輪歯車Ⅰ，d：外輪歯車Ⅱである。a～dの円弧歯形半径は $R_c=54\text{mm}$ ，外輪歯車Ⅱの円弧歯形の中心は，c，dの円筒境界面上にある。歯車の諸元は，モジュール $m=40$ ，歯たけ $h=40\text{mm}$ ，歯数 $Z_a=24$ ， $Z_b=24$ ， $Z_c=96$ ， $Z_d=72$ 。a，b両歯車の心間距離は $L_3=80\text{mm}$ である。

Table 2 Characteristics of planetary and differential gears.

Module:	$m = 40 \text{ mm}$
Tooth profile:	Circular arc tooth
Radius of circular arc tooth:	$R_o = 54 \text{ mm}$
Height of tooth	$H = 40 \text{ mm}$
Center distance	$L = 120 \text{ mm}$
Sun gear	
Number of teeth:	$Z_p = 24$
Radius of pitch circle:	$R_p = 40 \text{ mm}$
Radius of outer circle:	$R_o = 80 \text{ mm}$
Planetary gear	
Number of teeth:	$Z_o = 24$
Radius of pitch circle:	$R_p = 40 \text{ mm}$
Radius of outer circle:	$R_o = 80 \text{ mm}$
Out ring gear I	
Number of teeth:	$Z_o = 96$
Radius of pitch circle:	$R_p = 160 \text{ mm}$
Radius of outer circle:	$R_o = 200 \text{ mm}$
Out ring gear II	
Number of teeth:	$Z_o = 72$
Radius of pitch circle:	$R_p = 120 \text{ mm}$
Radius of outer circle:	$R_o = 160 \text{ mm}$

Table 3 Speed ratios of planetary and differential gearing.

Sun gear a (fixed)		gear ratio			speed ratio		
		a	b	c	d	e	f
a	1	1	8/3	3/2	2		
b(rotation)	1	1	4/5	3/4	1		
b(revolution)	1	1	15/16	5/4			
c	4	4	16/15	1	4/3		
d	3	3					

Ling gear I c (fixed)		gear ratio			speed ratio		
		a	b	c	d	e	f
a	1	1	-3/5	9	-3		
b(rotation)	1	1	1/5	-3	1		
b(revolution)	1	1	-1/15	1	-1/3		
c	4	4					
d	3	3					

Ling gear II d (fixed)		gear ratio			speed ratio		
		a	b	c	d	e	f
a	1	1	-1/2	-8	-2		
b(rotation)	1	1	1/4	4	1		
b(revolution)	1	1	1/16	1	1/4		
c	4	4					
d	3	3					

Planetary gear b (fixed)		gear ratio			speed ratio		
		a	b	c	d	e	f
a	1	1	-1	4	3		
b(rotation)	1	1	-1/4	1	3/4		
b(revolution)	1	1	-1/3	4/3	1		
c	4	4					
d	3	3					

a:Sun gear, b:Planetary gear, c:Ling gear I, d:Ling gear II

Fig. 11 Trial product for a new planetary and differential gear.

Table 2には新型磁気式遊星・差動歯車の設計仕様を示す。

Fig.11 には試作したモデルを示す。Table 3は、この歯車機構によって得られる回転比の一覧表である。また、この歯車機構の特徴は、以下の通りである。

- (1) 2つの外輪歯車を有するため種々の出力関係が成立し、用途拡大が期待できる。
- (2) 太陽歯車と遊星歯車との間で、隔壁動力伝達が可能である。
- (3) 振動や騒音がなく、潤滑油を必要としないなど、磁気歯車固有の特徴を有する。

6. 結言

- (1) 単面板に配列した歯車列の歯形を改良することにより、著しく性能改善が計られた。
- (2) 単面板に配列した歯車列を分離・独立させると、2つの外輪歯車を有する新型の磁気式遊星・差動歯車機構の創出が可能となった。
- (3) 新型の磁気式遊星・差動歯車機構のモデルを試作し、各歯車列の動作（回転比）について確認した。

参考文献

- (1) 鶴本勝夫：日本応用磁気学会誌，24， 74（2000）
- (2) 鶴本勝夫：日本応用磁気学会誌，24， 1007（2000）