621.833.38.01

転位異速方式鼓形ウォームギヤ*

(第1報, かみあいの基礎的考察)

豊 山 晃**

A New Type Double-Enveloping Worm Gears

(1st Report, Fundamental Analysis on the Tooth Engagement Action)

by Akira TOYAMA

The author designed a new type double-enveloping worm gears. In this new type the worm is a conventional hourglass worm, but the number of teeth of the worm wheel and the center distance are smaller than the conventional type. In this paper the design principle is presented.

With Hindley type worms, surfaces of action or lines of contact of the new worm gears are theoretically obtained and compared with those of the following two types of worm gears: (1) the cylindrical worm gears having a worm thread of a straightsided axial section. (2) the Hindley worm gears.

The following conclusion is obtained.

It may be considered that the new worm gears is a general form of the above mentioned two types of the conventional worm gears, and can be properly designed to circumvent the defects of the latter two types without sacrificing the desirable features as a worm gears.

1. 緒 言

鼓形ウォームギヤの動力伝達性能は、円筒形ウォームギヤよりすぐれているとされ、たとえば AGMA の規格では double-envelope 形式の鼓形ウォームギヤに円筒形ウォームギヤより大きい荷重を許している⁽¹⁾。しかし実用の程度は円筒形ウォームギヤに遠く及ばず、アメリカ、ソ連などで多少用いられているにすぎない。この点に関して、Merritt は“鼓形ウォームギヤは解析と製作が困難なため、一般に使用されるにいたらない”と述べている⁽²⁾が、また従来、鼓形ウォームギヤでは特定の歯切り用ホブで、中心距離と速比がきまった1種類の歯車のほかは製作できないとされていたことも、その普及をはばむ原因をなしていると考えられる。

鼓形ウォームギヤの代表的形式とみなされるヒンドレ・ウォームギヤには、ねじ面と歯面間の接触線が、すべりの方向とほぼ直角をなしているため、潤滑油膜を生じやすいといわれているが、反面ウォームホイール歯面の中央を歯たけ方向に走りょう線上で、ねじ面と歯面がりょう角的に接触し、また動力伝達に有効

に作用する歯面が全歯幅の 1/2 以下にすぎないという欠点がある。アメリカおよびソ連で実用されているものは、ヒンドレ・ウォームのねじ面を修整することにより、そのような欠点のある程度改善しえているようである。

筆者もヒンドレ・ウォームギヤのかみあい作用の改善をはかり、以下に記す歯車を考えた。これは円筒形ウォームギヤの歯切り法を鼓形ウォームギヤに適用したもので、歯切りのさいの中心距離および回転比を、ねじ切りするときのそれらと変えるので、転位異速方式鼓形ウォームギヤと名付けた。そのかみあいの性質を明らかにするために、まず直線を、ねじ面の母線とする一般的な鼓形ウォームギヤを考えて、そのウォームねじ面、ウォームホイール歯面、接触線などを求めるための計算式を導き、つぎに、これらを転位異速方式の場合にあてはめて、事例につき計算してみた結果、この歯車にはすぐれた運転性能が期待できること、特定の鼓形ウォームの相手として歯数が異なった何種類かのウォームホイールをえらべること、また従来かみあい理論上は別個に扱われていた円筒形および鼓形ウォームギヤは、転位異速方式鼓形ウォームギヤの特殊な場合とみなせること、などが明らかになったので、ここに報告しようとするものである。

* 昭和 35 年 11 月 5 日 仙台地方講演会および昭和 36 年 4 月 5 日 第 38 期通常総会議演会において講演、原稿受付 昭和 37 年 6 月 19 日。

** 正員、東京工業大学精密工学研究所(東京都目黒区大岡山 1)。

2. 転位異速方式鼓形ウォームギヤの概要

第1図は転位異速方式鼓形ウォームギヤの説明図である。左の図は従来の double-envelope 形式*の鼓形ウォームギヤを示す。ウォームおよびそれと同形のホブのねじ面は、ねじ切り中心 O_1 のまわりに工具を旋回して加工し、ウォームホイールは、その中心 O_2 を O_1 に合致させた上で、ねじ面加工時と同じ回転比で歯切りする。ねじ切り、および歯切りのときの回転比を、それぞれ $n, m (n, m < 1)$ とすれば、この場合は $n/m = 1$ である。これに対して、転位異速方式は中央の図のように、 n を m より小さく、したがって $n/m < 1$ として、ねじ切りする場合である。また右の図の円筒形ウォームギヤは O_1 を無限遠におき、 $n/m = 0$ とした場合と考えられる。

第2図はヒンドレ・ウォームを用いた転位異速方式鼓形ウォームギヤの説明図であり、ハッチングしてあるのはウォーム軸を通り、ウォームホイール軸 O_2 に垂直な平面による断面を示す。円弧状に配列しているウォームの軸断面歯形を全円周に延長すると、ウォームのねじ切り中心 O_1 を中心とする仮想の内歯車えられる。ヒンドレ・ウォームホイールは、この内歯車にスプライン継手のはめあいのように、ぴったりはまった外歯車である。この場合には歯形間に、ころがりが生じないから、ピッチ点は考えられない。これとくらべて、転位異速方式ではウォームホイールの中央断面歯形は、図中の O_2 を中心として、曲線 QPR に沿って仮想の内歯車と、かみあい運動を行なう。曲線 QPR は P 点から内歯車の直線歯形におろした垂線の足の軌跡であり、この曲線がこの場合の歯形間の接点の軌跡になることは歯形の機構学的条件から明らかである。

第1図 転位異速方式鼓形ウォームギヤの説明図

* ウォームホイールを鼓形ウォームと同じ形状のホブで歯切りする形式を指す。この研究ではそのほかの形式の鼓形ウォームギヤは取扱わない。

具体的には、まずピッチ点の位置すなわち図中の寸法 r_0 を決め、ねじ切り回転比 n を歯切り回転比すなわち歯車としての速比 m より適当に小さくえらび、歯車の中心距離 a と異なる。

$$c = r_0 + (a - r_0) \frac{m}{n} \quad \dots\dots\dots (1)$$

なる中心距離で、ウォームおよびホブのねじ切りを行なえばよい。

3. 基礎計算式

3.1 鼓形ウォームのねじ面 直線をねじ面の母線とする、一般的な鼓形ウォームのねじ面を直角座標系であらわす。

第3図(a)において、座標系 $x_1 y_1 z_1$ はウォーム素材に固定であり、その軸を z 軸にとってある。これと原点および z 軸を共有する別の座標系 $x_0 y_0 z_0$ を考え、ねじ面の母線である直線 AB は、 y_0 軸と交わり x_0 軸に平行で、この座標系に固定した直線 O_{10} を軸として旋回できるものとし、直線 O_{10} と z_0 軸の間の距離を c とする。つぎに母線 AB は $y_0 z_0$ 平面と角 λ をなし、AB 上の定点 P は $y_0 z_0$ 平面から ξ の距離にあるとする。また P 点がこの図のように $x_0 y_0$ 平面上にあるときを、母線の基準位置と名付け、このとき母線の $y_0 z_0$ 平面への投影が y_0 軸となす角を α_0 とする。座標系 $x_0 y_0 z_0$ が z 軸のまわりを回転しながら、母線 AB が O_{10} 軸のまわりを旋回すると、鼓形ウォームねじ面が創成される。

いま、母線が基準位置にあると同時に、二つの座標系 $x_0 y_0 z_0$, $x_1 y_1 z_1$ が重なった(a)図の状態から座標系 $x_0 y_0 z_0$ が角 ϕ 回転するとともに、母線 AB が角 $n\phi$ 旋回して(b)図の位置にきたとする。 $\phi, n\phi$ は、それぞれ z_0 軸、 x_0 軸の正の方向にみて、時計回転の向きを正とする。このとき母線 AB は $z_0 x_0$ 平面からの距

第2図 中央断面上のかみあいの説明図

離 r をパラメータとして、座標系 $x_0y_0z_0$ について、つぎのようにあらわされる。

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \xi + (r - q) \sec \alpha \tan \lambda \\ y_0 &= r \\ z_0 &= R_0 \sin n\phi + (r - q) \tan \alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

ただし

$$\alpha = \alpha_0 - n\phi \dots\dots\dots (3)$$

$$q = R_0(1 - \cos n\phi) + r_0 \dots\dots\dots (4)$$

$$R_0 = c - r_0 \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 r_0 、 R_0 は母線が基準位置にあるときの P から x_0 軸および O_{10} 軸にいたる距離である。

(2)式を、ウォーム素材に固定の座標系 $x_1y_1z_1$ についてあらわすと、

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_0 \cos \phi + y_0 \sin \phi \\ y_1 &= y_0 \cos \phi - x_0 \sin \phi \\ z_1 &= z_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

となる。この式は r 、 ϕ をパラメータとみなせば、直線を母線とする右ねじの鼓形ウォームねじ面をあらわす。

3.2 ウォームホイールの歯面と接触線の軌跡面

第4図について、ウォームの軸受に固定し、その軸線を z 軸とする座標系 $x_2y_2z_2$ 、およびウォームホイールに固定し、その軸を x 軸とする座標系 $x_3y_3z_3$ を考え、両者は図のような関係位置にあるとする。つぎにウォームに固定の座標系 $x_1y_1z_1$ を座標系 $x_2y_2z_2$ と一致さ

せ、そのときウォームねじ面の母線の旋回中心がとる位置を O_1 とする。

(6)式で与えられるウォームを、その軸のまわりに、 z 軸の正の方向にみて時計回転の向きに角 θ 回転すると、座標系 $x_2y_2z_2$ について、

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_0 \cos(\phi + \theta) + y_0 \sin(\phi + \theta) \\ y_2 &= y_0 \cos(\phi + \theta) - x_0 \sin(\phi + \theta) \\ z_2 &= z_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

となる。つぎにこれを x_3 軸のまわりにその正の方向にみて時計回転の向きに、 $m\theta$ 旋回すると、座標系 $x_3y_3z_3$ について、

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= x_2 \\ y_3 &= -(y_2 - a) \cos m\theta - (z_2 - \zeta) \sin m\theta \\ z_3 &= (z_2 - \zeta) \cos m\theta - (y_2 - a) \sin m\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

となる。

ウォームねじ面と、その包絡面とが接触する条件は上式の x_3 、 y_3 、 z_3 の r 、 ϕ 、 θ に関する関数行列式を0とおいた次式で与えられる。

$$\left| \frac{\partial (x_3, y_3, z_3)}{\partial (r, \phi, \theta)} \right| = 0 \dots\dots\dots (9)$$

この式はウォームねじ面のパラメータ r 、 ϕ とウォームの回転角 θ の関係をあらわす。これを展開して整理すると、

$$L \sin \theta + M \cos \theta = N \dots\dots\dots (10)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} L &= -m \{ (z_0 - \zeta) \Delta_1 - x_0 \Delta_3 \} \\ M &= m \{ (z_0 - \zeta) \Delta_2 + y_0 \Delta_3 \} \\ N &= x_0 \Delta_2 + y_0 \Delta_1 + m a \Delta_3 \\ \theta &= -(\phi + \theta) \\ \Delta_1 &= x_0 \sin \alpha + n \{ R_0 \cos \alpha_0 - (y_0 - q) \sec \alpha \} \\ \Delta_2 &= -y_0 \sin \alpha + n (r_0 + R_0 - y_0) \tan \lambda \\ \Delta_3 &= -y_0 \cos \alpha + (n z_0 - x_0) \tan \lambda \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

$$\dots\dots\dots (12)$$

となり、 L 、 M 、 N は θ を含まないものになる。そこで、以上を用いると、与えられた r 、 ϕ に対し

第 3 図

第 4 図

て θ , したがって θ をつぎのように数値計算できる. すなわち,

$$\frac{L}{M} = \tan \bar{\theta} \quad \dots\dots\dots (13)$$

なる $\bar{\theta}$ を求め, つぎに,

$$\frac{N}{M} \cos \bar{\theta} = \cos \Psi \quad \dots\dots\dots (14)$$

を満足する Ψ を求めると,

$$\theta = -(\phi + \theta) = \bar{\theta} \pm \Psi \quad \dots\dots\dots (15)$$

となる.

これらの r, ϕ, θ の値を (7) 式に入れると接触線の軌跡面上の点が, また (8) 式に入れるとウォームホイール歯面上の点が求まる. なお, この結果から, ウォームねじ面上の一点 (r, ϕ) は, それが包絡面と接触しようときは, 一般に二度接触することがわかる.

3.3 接触線 接触線の軌跡面あるいはウォームホイール歯面の式で, $\theta = \text{const.}$ とすれば接触線がえられるが, 実際に数値計算するには前項の方法は不便である.

(9) 式は r について整理すると,

$$Ar^2 + Br + C = 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

となり,

$$r = \frac{1}{2A} \{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}\} \quad \dots\dots\dots (17)$$

なる解がえられる.

ここに,

$$\left. \begin{aligned} A &= A_s \sin \theta + A_c \cos \theta + A_0 \\ B &= B_s \sin \theta + B_c \cos \theta + B_0 \\ C &= C_s \sin \theta + C_c \cos \theta + C_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\left. \begin{aligned} A_s &= -(n \tan \alpha - \sec \alpha \tan \lambda) \sec \alpha \sec^2 \lambda \\ A_c &= -\sec \alpha \sec^2 \lambda \\ A_0 &= \frac{n}{m} \sec \alpha \sec^2 \lambda \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\left. \begin{aligned} B_s &= E \tan \alpha - n(F - \zeta) \sec \alpha + \xi' \cos \alpha + B_s' \tan \lambda \\ B_c &= -(F - \zeta) \sin \alpha + B_c' \tan \lambda \\ B_0 &= -\frac{E}{m} + \frac{\xi'}{m} \sin \alpha + a \cos \alpha + B_0' \tan \lambda \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$\left. \begin{aligned} B_s' &= (F - \zeta - n\xi' - q \tan \alpha) \tan \alpha + (2\xi' - nF) \sec \alpha \tan \lambda \\ B_c' &= n(r_0 + R_0) \tan \alpha + n\xi - \xi' \\ B_0' &= \left\{ a - \frac{n}{m}(r_0 + R_0) \right\} \sec \alpha \tan \lambda + \frac{n}{m} \xi' + \frac{q}{m} \tan \alpha - n a \tan \alpha \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$\left. \begin{aligned} C_s &= E(F - \zeta) + C_s' \tan \lambda \\ C_c &= n(r_0 + R_0)(F - \zeta) \tan \lambda \\ C_0 &= \left\{ a - \frac{n}{m}(r_0 + R_0) \right\} \xi' - n a F \tan \lambda \\ C_s' &= -(F - \zeta) q \tan \alpha - \xi'(nF - \xi') \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$\xi' = \xi - q \sec \alpha \tan \lambda \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$\left. \begin{aligned} E &= \xi \sin \alpha + n(R_0 \cos \alpha + q \sec \alpha) \\ F &= p - q \tan \alpha \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$\left. \begin{aligned} p &= R_0 \sin n\phi \\ q &= R_0(1 - \cos n\phi) + r_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_0 - n\phi \\ \theta &= -(\phi + \theta) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (26)$$

である. なお, (17) 式の複号は $A \geq 0$ に従って, 正号, 負号をとる. 逆の場合はウォーム軸にきわめて近い部分に生じる接触であり, 実際の歯車には利用できないものである.

以上を用いると, 与えられた θ, ϕ に対して r を数値計算できる. すなわち接触線が求められる.

3.4 転位異速方式への適用 前項までに導いた基礎計算式を, ヒンドレ・ウォームを用いた転位異速方式にあてはめる.

ヒンドレ・ウォームの場合は, ねじ母線がウォーム軸を通っているから, 第3図を参照して, $\xi = 0, \lambda = 0$ である. さらに (1), (5) 式を用いて, (2) 式の R_0 を消去すると, ねじ母線の式は

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= 0 \\ y_0 &= r \\ z_0 &= p - q \tan \alpha + r \tan \alpha \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (27)$$

ここに,

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_0 - n\phi \\ p &= m(a - r_0) \frac{\sin n\phi}{n} \\ q &= m(a - r_0) \frac{1 - \cos n\phi}{n} + r_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (28)$$

となり, これらを (16) 式に用いると, 転位異速方式の立場からみたヒンドレ・ウォームねじ面になる.

いま, ねじ切り回転比 $n \rightarrow 0$ の場合を考えると, (28) 式は

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_0 \\ p &= m(a - r_0) \phi \\ q &= r_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (29)$$

となり, これらを (6) 式に用いると, ウォームねじ面は

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r \sin \phi \\ y_1 &= r \cos \phi \\ z_1 &= m(a - r_0) \phi + (r - r_0) \tan \alpha_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (30)$$

となる. これは換算ピッチ $m(a - r_0)$ なる台形ねじの

円筒形ウォームの式にはかならない。すなわち、転位異速方式鼓形ウォームギヤの考えかたを用いると、鼓形のヒンドレ・ウォームと台形ねじの円筒形ウォームが同じ式であらわされる。

また、(27)、(28)式を 3.2, 3.3 項の諸式に用い、さらに $\zeta=0$ とおくと、ねじ切り回転比 n と速比 m の比 n/m が $n/m=0$, $0 < n/m < 1$, $n/m=1$ に従って、台形円筒形ウォームギヤ、ヒンドレ・ウォームを用いた転位異速方式鼓形ウォームギヤ、ヒンドレ・ウォームギヤの各場合のウォームホイール歯面、接触線の軌跡面および接触線の計算式がえられる。

4. 計 算 例

4.1 接触線の軌跡面 転位異速方式鼓形ウォームギヤの、かみあいの性質を明らかにするために、実例について接触線の軌跡面のウォーム軸に垂直な平面による断面形状を計算した結果を示す。

第1表 計算に用いた m, n の値

	m	n	n/m
ヒンドレ	1/40	1/40	1
転位異速	1/40	1/60	2/3
円筒	1/40	0	0

第5図 計算に用いた寸法諸元

4.1.1 円筒形、転位異速方式およびヒンドレの比較 中心距離 a , 速比 m , ウォームの ϕ における圧力角 α_0 およびピッチ点の位置 r_0 がそれぞれ等しい3種のウォームギヤ, すなわち, 台形円筒形ウォームギヤ, ヒンドレ・ウォームを用いた転位異速方式鼓形ウォームギヤおよびヒンドレ・ウォームギヤの比較である。

計算に用いた寸法諸元と断面の位置を第1表と第5図に示す。第6図が計算結果である。円周は円筒形ウォームの外径と谷径をあらわす。C断面のPはピッチ点である。ウォームがウォームホイールを駆動する場合はA, B, C, Dの順に、かみあいが進行する。各断面の中央で半径上にあるものが、緒言に記したヒンドレ・ウォームギヤのりょう角的接触に相当する。のどを通るC断面において、各曲線は左右対称になるが、このことは基礎式を用いて容易に証明できる。

第6図をながめると、各断面における曲線の曲がりかた、位置などが $n/m=0, 2/3, 1$ の順に変化していることがみとめられ、円筒形とヒンドレは転位異速方式の両極端の場合であるという見かたができる。

4.1.2 速比を変えた場合の比較 特定のヒンドレ・ウォームに対して、ウォームホイールの歯面を変えた場合の比較である。計算に用いたウォームは前項4.1.1の転位異速方式のもの、すなわち、 $n=1/60$ であり、これに対して速比 m を $1/20, 1/40, 1/50, 1/55, 1/60$ と変え、4.1.1の場合と同じ4平面による接触線の軌跡面の断面形状を求めた。第7図はウォームホイールの大きさの割合を示す。

第8図が計算結果である。ピッチ点Pは Michigan Tool社の設計方式⁽⁹⁾に従って寸法をきめた場合のウォームの谷径上にとってある。ウォームホイールの外周面はC断面に示すような形状とした。曲線の実線部分が実際の接触を行なう。 m の値がヒンドレの場合の1/60から増加するに従って、接触線の軌跡面は、ひらいてきて、へん平になるとともに、ウォームホイールの有

第6図 接触線の軌跡面のウォーム軸に垂直な平面による断面形状(中心距離が等しい場合の比較)

効歯幅が増し、円筒形ウォームギヤの場合に似てくる。

各断面において曲線は2点に集っているが、ウォームホイールの中央面上の1点に集めることは、つぎのことから明らかである。すなわち、この点は第2図に示した曲線 QPR が各断面をあらわす平面と交わる点に相当し、この曲線はウォームとピッチ点を与えられると、 m の値のいかにかわらず、一定の形状になるからである。もう一方の集合点はウォーム軸を中心として前者と同じ半径の円周上にあり、この点に集めることは基礎式から容易に証明される。

第8図をみると、特定のウォームに対してウォームホイールの歯数を、かなり自由に変えられそうなのがわかる。

4.2 接触線 前項の計算例によって、かみあいの性質の概略をつかむことができたが、さらに接触線が明らかにされることがのぞましい。すなわち、ねじ面と歯面との潤滑作用、接触応力などを考えるときには接触線がわかっていることが前提となるからである。そこで、いくつかの実例について、接触線を計算

してみた。

ウォームホイールの歯数を40一定とし、ウォームのねじ条数を1, 2, 4, したがって速比 m を $1/40$, $2/40$, $4/40$ に変え、さらに n/m を 0, 0.5, 0.75, 1 と変えてえられる12種類のうちの10種類について計算した*。

第9図は計算に用いた寸法諸元を示す。1, 2, 3, 4と記入してあるのは、ウォームねじ面とウォームホイール中央面との交線の位置をあらわす。ウォームがこの回転位置にあるときの接触線を求め、1, 2, 4に対応するものをウォームホイール軸のまわりにまわして、3の位置に重ねてあらわし、これらをウォーム軸の方向に見た図が第10図である。図中の1, 2, 3, 4は前の図の同じ数字に対応する。この図は、かみあいの

第7図 ウォームホイールの大きさの割合

第9図 接触線の計算に用いた寸法諸元

第8図 接触線の軌跡面のウォーム軸に垂直な平面による断面形状 (同一の鼓形ウォームを用い、ウォームホイールの歯数を変えた場合の比較)

* この計算は複雑なので電子計算機によった。

進行にともない、接触線が歯面上を移動するようすを示すものともみなされる。矢印はウォームの回転の向きを示し、ウォームがウォームホイールを駆動するとき、1, 2, 3, 4の順に移動する。上の2図 a, g は円筒形、下の d, j はヒンドレ、中間の6図が転位異速方式の場合である。

これらの図について、つぎのことがいえる。

$n/m=0 \rightarrow 0.5 \rightarrow 0.75 \rightarrow 1$ にしたがって、

(1) 接触線をあらわす曲線が立ってくる。

(2) また、曲線が密に集る傾向がある。

(3) $n/m=1$ の場合の歯面中央にあるものは出口側歯面上の曲線が(1), (2)の傾向にしたがって変化して、1本に重なったものとみなされる。また、その過程で n/m が大、 m が大なるところで、c図のように接触線の移行が一様でなくなる場合が生じるようである。

つぎに $m=4/40 \rightarrow 2/40 \rightarrow 1/40$ に従っての変化は、

(4) n/m が小なるときは少なく、

(5) $4/40 \rightarrow 2/40$ の間が $2/40 \rightarrow 1/40$ の間より顕著である。

以上の諸点から転位異速方式鼓形ウォームギヤを実用の面で考えると、 $n/m \leq 0.50$ の範囲は接触線のようすが円筒形ウォームギヤと大差なく、またウォームを加工するときの中心距離が大きいので、大形の工作機械が必要になり、利用価値が小さい。 $m \geq 4/40$ の範囲では、出口側歯面の接触線が密になりすぎる傾向があって具合が悪い。 n/m が 0.75 前後で $m \leq 2/40$ の範囲がよさそうである。

5. 結 言

以上を要約すると、つぎのようになる。

(1) ウォームホイールを歯切りするときの中心距離と回転比がウォームねじ面を加工するときのそれらと等しくないような double-envelope 形式の鼓形ウォームギヤを提案し、これを転位異速方式鼓形ウォームギヤと名付けた。

(2) ウォームねじ面の母線が直線である一般的な double-envelope 形式の鼓形ウォームギヤにつき、ねじ面、歯面、接触線の軌跡面および接触線を求めるための基礎計算式を導いた。

(3) ヒンドレ・ウォームをもつ転位異速方式鼓形ウォームギヤに上記基礎計算式を適用し、台形ねじの円筒形ウォームギヤとヒンドレ・ウォームギヤはウォームのねじ切り回転比 n をそれぞれ 0, あるいは歯車の速比 m に等しくとった転位異速方式の特殊の場合であることを示した。

(4) ヒンドレ・ウォームをもつ転位異速方式鼓形ウォームギヤの具体例につき、接触線の軌跡面の形状をしらべて、かみあいの性質の概略を示し、さらに速比 m を $1/40, 2/40, 4/40$, n/m を 0, 0.5, 0.75, 1 と変えてえられる組み合わせのうちの 10 種類について接触線を計算し、 n/m が 0.75 前後で $m \leq 2/40$ の範囲が効果的に用いられそうであることを示した。

おわりに、貴重な御教示を賜った東京工業大学 山本 晃教授、重要な助言を与えられた同 吉本 勇助教授および数値計算に多大の便宜を与えられた日立製作所中央研究所 橋本誠也博士に感謝の表を意する。

第 10 図 接 触 線 の 比 較

文 献

(1) AGMA 213.02 (1952-9); AGMA 214.02 (1954-2).

(2) H.E. Merritt, *Gears*, (1955), 10, Pitman.(3) *Michigan Tool Co. Catalog* #60, (1953), 8.

621.833.38.01

転位異速方式鼓形ウォームギヤ*

(第 2 報, 運転実験のための試料歯車と実験装置)

豊 山 晃**

A New Type Double-Enveloping Worm Gears

(2nd Report, Sample Gears and Equipments for the Performance Test)

by Akira TOYAMA

In the 1st report a fundamental analysis on the tooth engagement action of the new worm gears is presented.

In order to confirm the practicability of this new worm gears, an experiment comparing performances of this worm gears with those of a well-known "Cone Drive Gears" and a conventional cylindrical worm gears is planned.

In this report, preparations of these sample gears and equipments such as the worm gear performance tester, the torque meters and the wear measuring instrument are described.

Results of the experiment will be reported in the succeeding reports.

1. 緒 言

転位異速方式鼓形ウォームギヤと名付けた歯車を提案し, そのかみあいの性質を検討した結果, かなり広い応用面が期待できることがわかり, 前報⁽¹⁾に報告した. 従来の形式のウォームギヤと比較することによって, この歯車の実用の可能性を明らかにしたいと考えて, 前報で接触線を計算したうちの一つに, ほぼ等しい歯車を対象とし, これと, Michigan Tool 社の著名な鼓形ウォームギヤである Cone Drive Gears および普通の円筒形ウォームギヤの間で, 運転性能を比較する実験を計画した. 本報では, このために試作した転位異速方式鼓形ウォームギヤの工作過程を記し, また Michigan Tool 社では Cone Drive Gears はウォームねじ面の一部に加工してある逃げ面のために高性能であるとしているので, ウォームの軸断面歯形を測定してその形状を明らかにし, 逃げ面がかみあい作用におよぼす影響を考察する. さらに実験に用いるウォームギヤ用動力試験機, トルク測定装置, ウォーム

ホイールの摩耗測定装置などについて説明する.

2. 試料歯車

実験用の試料歯車はつぎの 3 種である.

Michigan Tool 社製の Cone Drive Gears

——C ウォームギヤと略称する.

転位異速方式鼓形ウォームギヤ

——D ウォームギヤと略称する.

普通の円筒形ウォームギヤ

——S ウォームギヤと略称する.

第 1 図に, これらの外観を, 第 1 表に寸法と仕様を示す.

2.1 D ウォームギヤ ヒンドレ・ウォームを用いた転位異速方式のもので, その基本寸法は第 2 図のとおりである. ウォーム軸を含む母線 PT の位置にバイトの直線切刃をおき, これを半径 b なる円周に接したまま, O_1 のまわりに角度送りして, 鼓形ウォームのねじ面を加工する. O_2 はウォームホイールの中心であり, ピッチ点 P を, のどにおける谷径上にとってある. 速比 m は $1/40$ であり, これに対し, ねじ切り回転比 n を $1/50$, したがって $n/m=0.8$ とした.

Michigan Tool 社から購入した 2 組の Cone Drive Gears のうちの 1 組を加工しなおして D ウォームギヤ

* 昭和 30 年 9 月 18 日 札幌臨時大会講演会, 昭和 35 年 4 月 1 日 第 37 期通常総会講演会および昭和 37 年 4 月 3 日 第 39 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 37 年 6 月 19 日.

** 正員, 東京工業大学精密工学研究所 (東京都目黒区大岡山 1).