バルブ開閉装置用鼓形ウォームギヤの開発*

加藤 和馬^{*1}, 牧充^{*2}The Development of the Hourglass
Worm Gearing for the Valve Actuating Devices

Kazuma KATOU and Minoru MAKI

We have developed an hourglass worm gearing for valve actuating devices, or limitorques. The basic theory is the secondary action theory of the skew gears, and the modifying cutting method of the Hindley-type hourglass worm gearing is applied. The new worm cutting machine was made for this worm gearing, and the completed worm gearing was tested. The worm gearing showed a load capacity of two to three times that of the traditional cylindrical worm gearing, and also the efficiency showed a higher value than that of the cylindrical worm gearing. This hourglass worm gearing has run over 5 000 cycles of rotation without trouble, while a sufficient life cycle for this device is about 3 000 cycles of rotation.

Key Words: Hourglass Worm Gearing, Valve Actuating Device, High Load Capacity, High Efficiency, Long Life, New Worm Cutting Device

1. 緒 言

鼓形ウォームギヤは、円筒ウォームギヤに比べて、同時かみあい歯数を多くとれ、相対曲率半径を小さく、また相対滑りの方向を接触線にほぼ直角に設定できるなど、ウォームギヤの性能を大幅に向上できる可能性を持っている。

この鼓形ウォームギヤには、ウォームの歯面を直線切れ刃を持つ工具で加工するヒンドレタイプのもの、また著者らと住友重機械工業(株)とで共同開発したウォームを円すい形工具で創成するタイプのもの⁽¹⁾などがありその高性能が認められている。

一方、自動調節弁は、火力、原子力発電所、上下水道、石油精製所、製鉄所およびプラント等で幅広く利用され、高速開閉、放射線、高温、水中等種々の条件下で使用される。

従来、日本ギヤ工業(株)で製造してきたこのバルブ開閉装置、商品名リミトルクの弁開閉用ウォームギヤには円筒ウォームギヤが採用されてきた。図1にこの

ギヤボックスの写真を示す。弁開閉動作のため、ホイールは周にそう1/3の部分を利用する形状のいわゆるセクタギヤとなっている。

著者らは、弁開閉用ウォームギヤとして、鼓形ウォームギヤを採用して、このリミトルクの性能と信頼性を増すことを試みたのでここに報告する。

2. この鼓形ウォームギヤの基本原理解

この鼓形ウォームギヤの基本原理解は、著者の一人ら

図1 リミトルクウォームギヤボックス

* 平成元年11月9日 歯車および伝動機構シンポジウムにおいて講演、原稿受付 平成3年6月17日。

^{*1} 日本ギヤ工業(株) (〒252 藤沢市桐原町7)。

^{*2} 正員、関東学院大学工学部 (〒236 横浜市金沢区六浦町4834)。

の二度接触理論に基づいている⁽²⁾。

古典的ヒンドレ鼓形ウォームギヤの構成は以下のとおりである。図2に示すように、直線工具をホイール軸回りに、ホイールと全く同じ回転速度で回転させてウォームの歯面を創成する。ここに w_1, w_2 はウォーム、ホイールの角速度を表す。また Q は直線切刃を表す。そして、このウォーム歯面と全く同じ切れ刃面を持つホブでホイールの歯面を創成する。このとき、図3のように、ホイールの歯面には創成直線が稜線として現れ、これに非常に良好な噛みあい性質を持った包絡面がつながって現れる。このとき、この良好な包絡面の噛みあいは、両歯車軸の共通垂線上で終了する。すなわち、良好な噛みあいは、ウォームブランクの中央で終了し、のち稜線とウォーム歯面との不都合な噛みあいとなる。現在実用されているほとんどのヒンドレタイプの鼓形ウォームギヤでは、この不都合な噛みあいをなくし、良好な噛みあい範囲を広げるために、ウォームの創成の際に、創成直線の回転軸の位置を例えば図4のように3段階に分けるなどの修正歯切り法が採用されている。ここに e は軸間距離、 r_g は歯切基礎円を表す。また、 V_e, U_e は噛みあい始め工具移動量を、 V_f, U_f は噛みあい終りのそれを表す。本研究の鼓形ウォームギヤは、この修正ヒンドレ鼓形ウォームギヤにおいて、ウォーム歯面を創成する直線工具を円すい工具に置き換えたものに相当する。ここに、円すい工具とは切れ刃面が円すい形のフライスカッタあるいは円すい砥石を表現するものとする。

著者の一人らによる二度接触理論によれば⁽²⁾、古典的ヒンドレウォームギヤにおいて、ウォーム歯面を創成する直線工具を円すい工具に置き換えると、ホイールの歯面は包絡面に円すい面がつながった形のものになる。ウォーム歯面と包絡面との良好な噛みあいは、共通垂線を通過する限界法線点曲線で終了し、以後ウォーム歯面と円すい面との凸と凸の噛みあいになる。

図2 ヒンドレウォームギヤの創成法

著者らはこの包絡面とウォーム歯面との噛みあい性質に近い良好な噛みあい範囲を広げるため以下のような修正歯切り方法を採用した。

図5に本研究の鼓形ウォームギヤのウォーム歯面の歯切り法を示す。この図において、 q, Q をそれぞれホイール軸およびウォームを創成する工具軸の位置とする。ここに、 l, L をウォーム軸とホイール軸およびウォーム軸と工具軸との軸間距離とする。円すい工具を工具軸の回りにある回転速度で旋回させつつウォーム歯面を創成させる。このときこの円すい工具を図6に示すように設計基準点Pにおけるウォームの進み角 δ だけ傾ける。図5には、この円すい工具の中央平面における断面曲線を近似的に直線で表している。

ホイール軸中心 q および工具軸中心 Q を中心とし、この直線に接する円を描き、その半径をそれぞれ r, R とする。これら両円は、ヒンドレタイプの鼓形ウォームギヤにおける、ウォームの基礎円と呼ばれる円に対応する。円 q は修正のない場合の基礎円であり、円 Q は修正鼓形ウォームギヤの場合の基礎円になる。

図3 ヒンドレホイールの歯面

図4 修正ヒンドレウォームの創成法

いま、修正歯切りの場合の基礎円半径 R を無修正の場合の基礎円半径 r よりやや大きくとり、かつ修正歯切りの場合の歯切り減速比 j を無修正の場合の歯切り減速比 i よりやや大きくする。このとき、修正歯切り法で創成されたウォーム歯面は無修正の場合のウォーム歯面に対して、入り口側と出口側の双方がやや削り落とされた形状のものになる。このようにして、ヒンドレイタイプの鼓形ウォームギヤにおける、図4の3段階修正歯切り法に相当する修正を工具軸の位置の変更なしに一度でウォーム歯面に与えることができる。

いま図5において、両車軸の共通垂線上のP点を設計の基準点とする。この点におけるウォーム歯面の進み角を δ とすれば、

$$\tan(\delta) = \frac{l - r_0}{ir_0} \dots\dots\dots (1)$$

いま、前記の設計基準点Pにおいて、ウォーム、ホイールとウォーム、円すい工具の相対速度を一致させることにする。このように設定すれば、この工具により創成されたウォーム歯面は設計基準点で無修正のウォーム歯面に一致し、かみあい始め部およびかみあい終了部に近づくに従って修正量の大きい、いわゆるクラウニングのついたものになる。また、図6に示すように、ウォームを創成する工具軸を δ だけ傾ければ、P点のごく近傍を限界法線点⁽²⁾が通過し、この設計基準点Pの設定によって、このウォームギヤのかみあい範囲を大略決定できる。ウォームとホイール間およびウォームと工具間のP点における相対速度を等しいとおいて次の関係式を得る。

$$L = \frac{j(l - r_0)}{i} + r_0 \dots\dots\dots (2)$$

与えられた無修正の、古典的ヒンドレイタイプの鼓形ウォームギヤに相当する円すい工具創成の鼓形ウォームギヤの諸元、 i, l に対し、まず設計基準点の位置を規程する r_0 を決定する。ついで、その i, l よりわずかに大きい j, L の値を決め、修正量や接触線形状、相対曲率半径の値等を数値計算によって求め⁽³⁾、トライ、アンド、カットによって、最もふさわしいと思われる工具の設計値を決定する。この方法によって創成されたウォームの歯面と全く同じ切れ刃面を持つホブを用いて無修正の場合のウォームとホイールの軸間距離、減速比でホイールを創成し、その軸間距離、減速比でウォーム、ホイールをかみあわせる。このようにするとき、このウォームギヤにわれわれは、良好な包絡面のかみあいがウォームブランク全面に広がった、高性能の性質を期待できる。

以下に本研究で試作し実験を行った鼓形ウォームギ

ヤについての設計値を記す。

ウォームとホイールの軸間距離

$l : 196.857 \text{ mm}$

ウォームとホイールの減速比

$i : 60$

ウォームと工具の軸間距離

$L : 199.55 \text{ mm}$

ウォームと工具の減速比

$j = 61$

これらの諸元のウォームギヤでは修正ウォーム歯面の無修正のそれに対する修正量すなわちクラウニング量の歯たけの中央部での計算結果は、以下のとおりである。

かみあい始め部 : 0.08 mm, 終了部 : 0.12 mm

のど部 : 0.00 mm

図5 本研究の鼓形ウォームの創成法

図6 円すい工具の設定法

ここに、ウォームの歯幅を 150 mm とした。

3. 加工および性能試験

図 7 に製作したウォーム歯切り専用機を示す。ウォーム左部に円すいフライスの刃を見ることができる。図 8 にその全体図を示す。この専用機はねじ切り盤を改良したものである。主軸にウォームブランクを取付け、このブランクに対して進み角 δ 傾けて円すいフライスを装着できる。ウォームの回転に対し歯切り減速比 j でこのフライスカッタは工具軸の回りに旋回する。

なお、ホイールの加工は著者らが開発したワイヤカット法により加工されたブレードを装着した組立てホブ⁽⁴⁾を用い、ホブ盤により行った。

図 9、10 に十分なじみが拵がった後でのウォームおよびホイールの歯面上の歯当たりを示している。この写真で見ると、8 枚の歯が同時にかみあっている。図 11 にリミトルクの装置に組込んだ本研究で開発

した鼓形ウォームギヤを示す。図 12 に性能試験装置を示す。入出力軸に交流モータを設置している。出力軸側のモータは、発電機として作動し負荷を与える。図 13 に効率測定用コンピュータを示す。入出力軸に設置されたトルク計の出力をコンピュータに取込み、効率

図 9 ウォーム歯面上の歯当たり

図 7 製作した鼓形ウォーム歯切り専用機

図 10 ホイール歯面上の歯当たり

図 8 製作した鼓形ウォーム歯切り専用機

図 11 リミトルクに組込んだ鼓形ウォームギヤ

図 12 性能試験装置

図 14 5 000 回転後のウォーム歯面探傷結果

図 13 効率算出用コンピュータ

図 15 5 000 回転後のホイール歯面探傷結果

を算出するものである。ホイール軸に 4 500 kg-m のトルクをかけ、パルプの開閉動作に相当する 1 サイクル 70 秒の往復運動を行わせた。ウォームの材質は SCM 435 H である。ウォームの歯面硬度は 262 H_B である。ホイールの材質は HBS-C3 で歯面硬度は 159 H_B である。ギヤボックスにグリースを強制的に押し込んだ。

図 14, 15 は 5 000 回の往復動後のウォーム、ホイールの応力塗料法による探傷結果である。ほとんど傷は認められない。効率は 40～43% の値を示した。従来実用されてきた円筒ウォームギヤの場合では、1 350 kg-m の負荷で 35～38% が平均的な効率の値である。また円筒ウォームギヤでは 3 000 回往復動が平均的な寿命である。

4. 結 語

ヒンドレタイプの鼓形ウォームギヤの修正歯切り法

に相当する、円すい工具によってウォーム歯面を創成する鼓形ウォームギヤを開発した。このウォームギヤは同時に 8 枚の歯がかみあう。従来のリミットルクに実用されていた円筒ウォームギヤの 2.5 倍の負荷で 5 000 回の往復運動後、ウォーム、ホイール両歯面に損傷は認められなかった。効率は従来の円筒ウォームギヤより高い値を示した。

文 献

- (1) 上杉・堀内, 新ウォームギヤ減速機-HEDCON, 住友重機械技報, 27-81(1979), 28.
- (2) 酒井・牧, 機論, 41-351(1975), 3258.
- (3) 田村・酒井・牧, 機論, 46-402, C(1980), 188.
- (4) Maki, M., ほか 1 名, 2nd Congress Mondial des Engrenages, Paris, (1986), 3.