ピンホイール鼓形ウォームギヤの研究*

(第2報, 加工と性能試験)

韋 雲隆**, 広川純夫***, 加藤正名****

A Study of Pin-Wheel Globoidal Worm Gearing (2nd Report, Machining and Efficiency Tests)

Yun Long WEI, Sumio HIROKAWA, and Masana KATO

In the first report, a new globoidal worm gear with a pin-wheel was proposed and its geometrical characteristics were examined. The gear has the merits of being easy to manufacture and maintain. This paper deals with machining and running of the gear. Two pairs of the gear were manufactured: the worm of case-hardened steel and the wheel having phosphor bronze pins. The reduction ratio was 1/24 and the center distance was 100mm. Running tests were performed at a worm speed of 1432r/min. The worm gears can be operated continuously at an input power of 3.75 kW max. without any scoring. The transmission efficiency reached 80% under the maximum input power.

Key Words: Gear, Worm Gear, Pin Wheel, Gear Machining, Test

1. 緒 言

第1報⁽¹⁾では、ピンホイールを用いた新しい鼓形ウォームギヤを提案し、歯形論の立場からその特性を解析して、高性能が期待できることを示し、また、ウォームの歯切りについて幾何学的な面から考察した。

実用歯車にとって具備すべき基本的条件は良好な歯形特性と工作容易性である。このことは、製作コストの観点ばかりでなく、精度向上などの技術的立場からも重要である。

本研究では、第1報の結果に基づき加工、組立、補修の容易なピンホイール鼓形ウォームギヤを試作し、その実用運転実験を行った結果について述べる。

性能実験は歯車軸間距離 100 mm、回転比 24/1 の歯車対で入力動力 3.75 kW (1432 r/min) にて行った。その結果、スコーリングが全く起きておらず、潤滑油の温度も安定を保ち、動力伝達効率はほぼ 80% と予想どおりの結果が得られた。

2. ウォームギヤの製作

第1報であげた設計例のうち、ウォームの工作の容易さを考慮して媒介歯車軸をホイール軸に一致させ、媒介歯車運動⁽²⁾を純回転運動にした場合に得られる鼓形ウォームギヤについて実施した歯車対の製作について述べる。ウォームギヤの諸元を表1に示す。

図1は、理論上の歯車どうしの接触線⁽¹⁾である。

表1 ウォームギヤの諸元

WORM and WHEEL			BASIC MEMBER
Number of teeth	1	24	Distance of axis(mm) 100
Throat diameter(mm)	56	144	Gear ratio 24
Module (mm)	6		Position of cylindrical cutter
Pitch radius (mm)	28	72	
Working depth (mm)	6		
Shaft angle ($\gamma+90^\circ$)	95°		
Center Distance(mm)	100		$\beta = 0^\circ$
Limit normal point for design	$u=2.3$ $\phi=14.22^\circ$		$B_1 = 72$ (mm)

* 昭和61年10月25日 山梨地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年4月25日。

** 正員、東北大学大学院 (〒980 仙台市荒巻字青葉)。

*** 正員、長岡工業高等専門学校 (〒940 長岡市西片貝町)。

**** 正員、東北大学工学部。

2.1 鼓形ウォームの製作 ウォームを創成するとき使われる際の媒介歯車である円柱面の代わりに円柱面を包絡することができる円弧切れ刃のバイトと外周が円弧断面である円盤状砥石でウォーム歯面を加工することとした。

図2に、表1のウォーム創成用のバイトと円盤状砥石の寸法を示す。

まず、円弧切れ刃バイトによるこのウォームの切削について述べる。実際のウォームギヤ減速機におけるウォーム軸とホイール軸との関係は、ホブ盤のホブ軸とワーク軸との関係に等しい。そこでワークテーブルに円弧状バイトをもつ刃物台を取付け、ホブアークに取付けたウォームブランクを切削した。使用したホブ盤は榎藤鉄工所製 KR-600 型ホブ盤である。

なお、切削には、図2の示した下加工および仕上げ加工用の2本のバイトを用いた。ホブ軸を徐々に下げることにより、媒介歯車歯面である円柱面の軸断面を表すバイトの円弧刃が、相対的には、ホイール歯面であるピンの表面を表現するようにした。ウォーム軸であるホブ軸に送りを与えることにより、ホブ軸は鉛直方向に移動し、バイトの切れ刃平面は水平面内でテーブル軸のまわりに回転する。図3の写真は歯切りの風景

景である。

切削したウォーム歯形には、図4の歯車A,Bのように逃げをとった。

ウォームの材質はSCM 415であり、切削加工後、表面硬度 Hv700 程度、浸炭深さ 0.9 mm の浸炭焼入れ処理を行った。

本報の場合、媒介歯車は純回転運動をするので、試作した研削装置を直接ホブ盤テーブルに取り付けて焼入れしたウォーム歯面を研削した。研削時に、砥石の周速度を十分上げ、さらに砥石の送り速度を適当に選ぶことによって、良好な歯面が得られるように調整した。砥石および研削条件を表2に示した。図5の写真は研削の風景である。図6の写真は完成した歯車対である。

2.2 ホイールの製作について ウォームギヤで

表2 砥石および研削条件

Grinding Wheel	CBN
Grain Size	#100
Band	B
Diameter	100 mm
Width	2 mm
Speed	1600 m/min
Grinding Type	Wet
Grinding Fluit	Solution Type(5%)

図1 ホイール歯面上の接触線の平面展開図

図2 バイトと円盤状砥石の形状と寸法

図3 歯切りの風景

図4 ウォーム歯形

はスコーリングや焼付き防止の目的で、歯車対の組合せとして、鋼-銅合金を使うのが普通である。

ホイールの歯はりん青銅製ピンとし、鋳鉄製のホルダに穴がけられた穴に差し入れ固定した。図6に示すように穴は精密割出し盤で加工した。その精度を図7に示す。図示のように、加工したホルダは軸の偏心があったので、割出しの精度がよくないことがわかった。

なお、このホイールでは、製作の容易さから、歯面を円柱面にしている。しかしなじみ運転をするにつれて、摩耗がすすんで、新しい歯面が創成され、接触面積が広くなり、負荷能力が増大することが期待される。この新しい歯面は第2歯面⁽³⁾と呼ばれる歯面である。

3. 運 転 実 験

ウォームギヤは円筒歯車やかさ歯車などと比べると歯面間のすべりが非常に大きく、摩擦力による動力損失も大きくなる。したがって、動力伝達の効率がウォームギヤの最も重要な性能評価値である。

動力伝達用のウォームギヤは負荷容量と効率とが密接な関係をもっている。一般に、効率が高いときは、歯面間の潤滑油膜がよく形成されており、このような場合には、耐スコーリング負荷能力もまた高いといえる。本研究では、前章で製作したウォームギヤについて、運転性能実験をして、効率を測定した。

3.1 供試歯車と試験装置 本節では、図4に示した2種類の鼓形ウォームギヤの運転性能試験につい

図5 研削風景

図6 完成した歯車対

て述べる。その諸元は表1に示してある。

図8には試験機に取付けたウォームギヤを示す。ウォーム軸は対向する二つの円すいころ軸受で支えられている。円すいころ軸受の予圧は調整ができるようになっている。

ウォームは穴あきウォームであり、その軸方向位置はカラーで調整する。ホイールの歯はピンであるので、ホイールの軸方向位置の調整は不要である。ホイール軸は背面組合せ円すいころ軸受と保持器付き針状ころ軸受で支えられている。この試験装置は著者⁽⁴⁾の一人が軸可変の斜交軸ウォームギヤ性能実験用に製作したものである。

ウォームギヤ試験機の全景を図9に示す。

試験は、負荷側すなわちホイール軸に定格動力5.5 kWのモータ直結無段変速機を取付け、ウォーム軸を7.5 kW電動機で駆動することにより行った。減速機直結モータが、試験ウォームギヤにより同期速度以上の速度で逆に駆動される。すると、このモータは三相誘導発電機として、ホイールに対して電気ブレーキとして作用し、これが負荷となる。この負荷の大きさは入、出力トルクメータによって検出できる。

潤滑油は、シェル石油のTIVELA WA(合成油)を用いた。この潤滑油の特性を表3に示す。

図7 ホルダの累積ピッチ誤差

図8 試験機に取付けたウォームギヤ

油温は制御装置により、 $50^{\circ}\pm 1^{\circ}\text{C}$ に保たれ、毎分2.2 Lの割合でウォームボックスの上部から注がれる。なおウォームの回転速度は各試験歯車、各負荷とも1432 r/min一定とした。歯面間の接触の最高すべり速度は5.24 m/sである。

本提案の鼓形ウォームギヤでは、ウォームはすべての鼓形ウォームと同じように軸方向に調整しなければならない。ウォーム歯面に光明丹をぬって、ウォーム歯面上の当たりマークによって、ウォーム歯面の軸方向を調整する。図10には、ウォームの軸方向の調整の結果を示した。

本提案のウォームギヤは出口側の歯面の相対曲率が入口側よりも大きいので、写真からわかるように、ウォーム歯面の出口側のマークを薄くし、荷重分担を調整した。

3.2 効率測定 本研究で歯面の逃げの形の違う二種類ウォームA, Bについて、それぞれのなじみ運転ののち効率を測定した。性能実験の運転は入力動力0.75 kW, 1.5 kW, 2.25 kW, 3 kW, 3.75 kWの順で行った。

表3 潤滑油の一般性能

Specific Density 15/4 °C	1.025	Kinematic	40 °C	141
Flash Point °C	277	Viscosity m/s	100 °C	25.5
Pour Point °C	-33	Viscosity Index		200
Color ASTM	1.5	Total Acid Number mg KOH/g		0.5

- 1: Worm gear box
- 2: Speed reducer with 7.5kW induction motor (Drive side)
- 3: Speed reducer with 5.5kW induction motor (Driven side)
- 4: Input torque meter
- 5: Output torque meter
- 6: Thermometer
- 7: Torque indicator
- 8: Oil tank
- 9: Pump

図9 試験機全景

歯車Aの場合に各入力動力段階ごとに、5時間ずつ運転をした。また、每一入力動力段階で運転したあと、歯車箱の蓋を開けて、接触のマークを観察した。歯車Bの場合に各入力動力段階ごとに、6時間ずつ連続に運転した。歯車の運転時間と効率と油温上昇との関係は図11に示している。

図11から、効率はA, B両歯車とも80%近くに達している。両歯車とも80%以上の効率が期待できよう。

図12は、効率と入力動力との関係である。

実験の範囲で、入力動力が高いほど、効率は高く、入力動力3.75 kW, 1432 r/minで、ほぼ80%の効率

図10 ウォーム歯面上の当たりマーク

図11 歯車の運転時間と効率と油温の上昇との関係

図12 効率と入力動力との関係

図 13 ホイール歯面上の接触マーク

図 14 実験前歯面の粗さ (B 歯車)

に達する。この時歯面の異常がないので、さらに入力動力を増大させると、効率が上昇する可能性がある。また、各負荷段階での運転時間が6時間であり、効率実験の通算運転負荷時間が30時間以下であり、必ずしも歯車対が十分になじんだといえないので、定量的に明らかではないが、もしなじみ運転時間を長くすると、以上の実験結果よりもさらに高い効率が期待される。

運転したあとの接触のマークは第1報で予想されたのと全く同じであり、また第2歯面も少し出てきたことがわかった。図13は、運転した歯車A,Bのホイール歯面上の接触マークである。

運転実験前後のウォームギヤ歯面の粗さを図14, 15に示した。実験前の歯面粗さは歯面中央部の歯形方向のものである。実験後のものは入り口から出口まで4箇所区切り、そこで測定した結果である。図14は歯車Bの粗さであるが、歯車Aも同じであった。

4. 結 論

本報では、表題の鼓形ウォームギヤの実用性を確認するためにこの鼓形ウォームギヤの工作法について、実際に調べた。また運転性能を確かめるために、負荷

図 15 実験後歯面の粗さ (A, B 歯車)

時のかみ合い効率について、実験を通して調べた。

歯車対の軸間距離 100 mm, 回転比 24/1, 逃げ面の違う A, B 歯車の効率について調べた。

実験結果を次に要約する。

(1) 本文で述べたウォーム歯面の切削方法、研削方法は原理が正しく、しかも簡単に切削、研削できる。

(2) 実験の範囲で、入力動力が高いほど、効率は高く、A, B 両歯車とも、効率は入力動力 3.75 kW, 1432 r/min で、ほぼ 80 % に達する。このとき、歯面の異常がないので、より高負荷で高効率が期待される。

(3) 以上の結果、本研究で提案したピンホイール鼓形ウォームギヤは十分実用に耐える歯車である。

終わりにあたり、終始ご指導いただいた山形大学教授 酒井高男先生に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 韋雲隆・酒井・大泉, 機論, 51-469, C (昭 60), 2324.
- (2) 酒井, 機論, 21-102 (昭 30), 164.
- (3) Sakai, T. and Maki, M., *An Investigation on Secondary Action on Skew Gears*, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, 96-1 (1974), 25.
- (4) 広川, 東北大学学位論文, 斜交軸インボリュートウォームギヤに関する研究, (昭 58-1), 91.

討 論

〔質問〕 田村久司〔新潟大学工学部〕

(1) 提案の歯車対は、減速比が変わると軸角も変わると考えてよいのか。

(2) 鼓形ウォームギヤでは、ウォームが鋼の場合、ウォームをホイール軸に対して正しい位置におくことが大切で、そのためにウォーム軸方向調整が必要になると考えるのだが、ご意見を伺いたい。

(3) 動力伝達用ウォームギヤの負荷能力は、多くの場合、潤滑油の温度上昇限界によってきまる。それゆえに動力伝達効率が重視される。しかるに負荷に無関係に 50°C の潤滑油を注ぎつつ効率測定されているが、これだとこの歯車対の負荷能力はわからないと思う。実験の意図は何か。

(4) 図 11 の Oil Temp. とはどこの油温か。また、負荷と運転時間と Oil Temp. の関係をみると円筒形ウォームギヤに似ている。相対曲率は円筒形と比べて大差ないのではないか。

〔回答〕 (1) 本提案の歯車対は、前報⁽¹⁾の式(1)で示したように、減速比 i_{12} と軸角 δ を独立のパラメータとして設計している。

(2) おっしゃった通りに、鼓形ウォームギヤでは、特に、ウォームが鋼の場合、ウォーム軸方向の調整が必要である。本研究では、本文に示したように歯当たりマークによって調整した。

(3) 本研究では、このウォームギヤの潤滑と効率に関する基礎データを得る目的で、供給油温を一定として実験した。

(4) 図 11 の Oil Temp. と書いているが、これは歯車箱の上ぶたに温度計を粘土で接着して、測った温度である。ここで Worm Box Temp. と訂正させていただきたい。誤りをご指摘いただき感謝する次第である。

潤滑油の入口油温と戻り管タンク入口で測定した温度を付図 1 に示す。油温の差は、ほぼ負荷に関係なく一定である。

本研究の鼓形ウォームギヤでは、接触線の法線方向とすべり方向がほぼ直交するのに対し、円筒形ウォームギヤではこれが平行となるので、両者の負荷能力に直接関係する潤滑性能を相対曲率の値で直接比較することはできない。

本研究のピンホイール鼓形ウォームギヤの相対曲率は第 1 接触面では 0.004~0.06 1/mm、第 2 接触面では 0.03~0.09 1/mm 範囲にある。詳しくは前報⁽¹⁾の図

5 を参照願いたい。

〔質問〕 堀内昭世〔住友重機械工業(株)〕

(1) 図 1 および図 13 において限界法線点曲線は、どのように示されるのか。

(2) 貴実験例での相対曲率半径と、最大負荷時における計算 Hertz 応力はどの程度になるか。

(3) ウォーム歯面切削時、ウォーム歯面に対しバイトを相対的に徐々に上げて切削されているが、その時位置による切削性の変化はどのようであったか、また貴バイトに、すくい角は付けられていたか。

(4) ホイール歯形 A, B に実質上の差異はなかったかどうか。図 13 との関連はどうか。

〔回答〕 (1) 付図 1 に太線で限界法線点曲線を示した。図 13 における限界法線点曲線は下河辺氏への回答の付図 2 に示した。

(2) 相対曲率については前報⁽¹⁾の図 5 に示した。かみあいは線接触で、負荷時の応力は幾何形状に関係して接触線上で変化するので、単純に Hertz 応力を計算することはできない。次報で報告させていただきたい。

(3) ウォーム歯面に対して、バイトを相対的に徐々に上げて切削しているうちに、出口付近で切削性がだんだん悪くなってきた。このとき、ひびりあとがしやすい。本バイトにすくい角は付けられていない。

(4) 歯形 A, B の歯形の差異によって潤滑と接触面積の面の差異がある。詳しくは下河辺氏への回答を参照願いたい。なお、本論文で示したように両歯形は

付図 1

記号: θ : 円柱面の径数.
番号: ①②③④⑤は第1接触線である.
1*, 2*, 3* は第2接触線である.

付図 2

効率に関しては明確な差異はないが、ピンとローラによる基礎実験では焼付きによる負荷能力は B 歯形のほうが優れている。

〔質問〕 下河辺 明

〔東京工業大学精密工学研究所〕

(1) 図 1 の第 1 接触線①, ②~⑤と第 2 接触線 1*, 2*, 3* の関係はどのようになっているか。たとえば、①と 1* は交差することはないのか。また図 1 と図 13 の関連はどう理解すれば良いのか。図 13 で第 2 歯面が形成されている位置はどこになるか。

(2) A, B 2 種の歯形を選んだ理由は何か。図 2 のと石では B 歯形を研削することができないように思われるがいかかがか。また図 13 の接触マークも全く別の歯車のように見えるが。

(3) 研削時、ウォーム軸(ホブ盤のホブ軸)は鉛直方向の運動を与えられていないようだが、これでは媒介歯車歯を正しく表すことができないと思われる。これによる誤差はどの程度か。

〔回答〕 (1) 本研究のウォームギヤでは、第 1 接触線は理論上、対になっている。堀内氏への回答の付図 1 に示した第 2 接触線のうち、1* は図 1 に示されていないほうの第 1 接触線①と限界法線点曲線で交差する。図の第 2 接触線 1* は 3 点の計算値から外挿してある。

図 1 から計算した歯当りを付図の(b)に、また図 13 の歯当りを付図の(a)に示す。実線で囲まれた範囲は B 歯形の歯当りを斜線の部分は A 歯形の歯当りを示す。計算の歯当りは実測のものと良く一致している。わずかに形成された第 2 歯面の範囲を破線で合わせて示した。

(a)

付図 3

(2) 油の歯底における潤滑効果の差異を明確するために、A, B の歯形を準備した。付図 3 の(a)に示したように実際に囲まれた B 歯形の歯当りに対し、斜線で示した A 歯形では歯底切欠のため、当たりマークがせまくなっている。太線は限界法線点曲線に対応する。実際に研削に用いたと石の反対面はアールをとって仕上げ歯面をこわさないようにしてある。

(3) 牧氏への回益を参照願いたい。

〔質問〕 牧 充〔関東学院大学工学部〕

ウォームを切削あるいは研削する際の円弧切れ刃あるいはと石の相対ねじ運動のピッチ、いわゆるテーブル 1 回転あたりのホブ軸の縦送りはいかほどか。

この際、たとえば直線切れ刃で同様のウォーム切削を行った場合、ウォーム歯面があくまで斜曲面であって、可展面になりえないと同様、円弧刃で切削されたウォーム歯面は、円弧群の集合たる曲線織面で、円筒の包絡面ではないと考えられます。また、研削の場合もさら形と石の包絡面であって、円筒の包絡面ではないと考えられるがいかかがか。

〔回答〕 本研究のウォームの創成法は直接創成法に属する。したがってホイールはワークテーブルとともに回転し、相対的にその軸方向にのみ移動するが、このホイールに固定した座標系内で工具が相対的にねじ運動することはない。同系内で、ホイール軸と同方向に定めた円柱歯面母線の方に、工具である円弧刃群あるいはと石は送り量 (0.2~0.1 mm/テーブル 1 回転) で送られるが、これにより、切刃群は円筒面を包絡するものとする。