

ハイポイドギヤの歯切法に関する研究* (Duplex 歯切設計法)

川崎 一正^{*1}, 田村 久司^{*1}

Method for Cutting Hypoid Gears (Duplex Spread-Blade Method)

Kazumasa KAWASAKI and Hisashi TAMURA

In this paper, a duplex spread-blade method for cutting hypoid gears with modified tooth surfaces is proposed. The duplex spread-blade method is a rapid and economical gear manufacturing method because both the ring gear and pinion are cut by a widely spread-blade cutter, that is, both sides of a tooth space are finished simultaneously by a cutter. In the proposed method, the nongenerated ring gear is cut by a cutter in which each cutting edge is altered from the usual straight line to a circular arc with a large radius of curvature and the pinion is generated by a cutter with straight cutting edges. The circular arc cutting edges enable application of the duplex spread-blade method theoretically and produce a tooth surface modification. The main procedure of this method is the determination of cutter specifications and machine settings which satisfy the duplex spread-blade conditions taking account of the position of tooth bearing. The validity of the proposed method was confirmed by the actual gear cutting.

Key Words: Machine Element, Gear, Design, Hypoid Gear, Gear Cutting, Duplex Spread-Blade Method, Profile Modification, Crowning, Machine Setting, Gleason Hypoid Generator, Tooth Bearing

1. 緒 言

ハイポイドギヤは各種誤差に対処するため歯面修整を施す。我が国ではこのようなハイポイドギヤの歯切法としてグリーンソン方式が多く用いられているが、この歯切法は、歯面干渉のある非共役歯車に歯面修整を施して希望する歯車を得ようとする考え方に基づいている。そのため歯面修整作業が非常に複雑になり、結局は現場技能に頼らざるを得なくなっている⁽¹⁾⁽²⁾。

既報⁽³⁾では、これの改善を目的として共役歯車に歯面修整を施す考え方に基づいたハイポイドギヤの Formate 歯切法を提案した。そこでは、ピニオンは従来どおりの方法で歯切りされるが、(リング)ギヤの歯切りにおいてはグリーンソン式環状フライスカッタの切れ刃を従来の直線から曲率半径の大きな円弧に変更することで歯車の非共役性を回避している。これにより目的とする歯面修整が可能になるとともに、歯当たりの中心位置が指定できる。また歯面修整量もある程度調節できる。

ところで既報の Formate 歯切法では、ギヤ歯切り

は凸・凹歯面を同時に歯切りする広刃法(Spread-blade method)で行い、ピニオン歯切りは片歯面ずつ歯切りする片刃法(Single-side method)で行っている。ハイポイドギヤの量産ラインにおける歯切工程でもこのような方法で歯切りが行われているが、歯面仕上げの際に必要とする歯切盤はギヤ用で1台、ピニオン用で2台である。本研究は、共役歯車に歯面修整を施す既報の考え方を踏襲しつつ、ギヤとピニオンの双方を広刃法で歯切りする、いわゆる双広刃歯切法(Duplex spread-blade method, 略して Duplex 法)に関するものである。ギヤ歯切用カッタの切れ刃を円弧にしたことによりこの Duplex 法が理論的に可能になる。Duplex 法はピニオン歯面を仕上げる際に必要となる歯切盤が2台から1台になるので、大量生産に適した方法であると考えられる。従来の Duplex 法は、モジュールと歯数比に制約があったが⁽⁴⁾⁽⁵⁾、本法にはそのような制約はない。

2. 基本的な考え方

本研究では既報⁽³⁾と同様、ギヤ歯切用工具歯車歯(刃)面を従来の円すい面からごくわずかに膨らませたりへこませたりした、擬円すい面に変更する。すなわちグリーンソン式環状フライスカッタの切れ刃直線を曲率

* 原稿受付 1996年4月16日。

^{*1} 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐二の町 8050)。

半径の大きな円弧に変更する。ピニオン歯切用工具歯車刃面は従来どおり円すい面とする。

ハイポイドギヤの歯切設計においては、まず設計基準点を定め、その点を中心に歯当たりが得られるようにする。本法では、設計基準点をギヤ歯すじを決めるための基準の点として扱い、歯当たりの中心点とはしない。そして、かみあいには関与しない無効歯面の発生を防ぐためにこの点をピニオン歯底に定める⁽³⁾。設計基準点の定め方は既報の方法による。設計基準点が決まると、その点におけるピニオンとギヤの間の相対速度が決まる。そこで、設計基準点においてギヤ凸歯面歯切用工具歯車刃面の位置を定める。そしてその状態でギヤを成形歯切りする。このとき、本法は Duplex 法であるから、ギヤ凹歯面も決まってしまう。

次に、ピニオンの直接創成歯切りを考える。ギヤ歯面と同じ刃面をもつ工具歯車でピニオンを創成歯切りすれば、ピニオンは先に歯切りされたギヤと共役になる。しかし、ギヤ歯面が円すい面でかつ歯がこう配歯の場合にはピニオン歯切用工具歯車刃面をギヤ歯面と一致させることができないから⁽⁶⁾、ギヤ歯面に近似できる刃面をもつ工具歯車でピニオンを創成歯切りすることになる。本研究では、ギヤ歯面を擬円すい面とし、その代替歯面である円すい面をもつ工具歯車でピニオンを直接創成歯切りする。このとき、ギヤ凸・凹各歯面上でそれぞれ指定する点 Q_m, Q_m'' [図 6(b)参照] で点接触し、かつ Duplex 法に適合するようにピニオン凹・凸歯面歯切用工具歯車刃面を定める。工具刃先があらかじめ定められているピニオン歯底を削るようしなければならないことはいうまでもない。

このようにして決められた工具歯車刃面でピニオンを創成歯切りすると、ピニオン歯面はギヤ歯面と瞬間的ではあるが指定した点 Q_m, Q_m'' で共役な点接触かみあいをする。よって、その点を中心に歯当たりが必ず得られる。このようにして歯当たりの中心位置が指定できる。指定した点以外では工具歯車刃面内部にギヤ凸・凹歯面が包み込まれている。よってこの部分で創成されたピニオン歯面はギヤ歯面と共役でない。この非共役性に歯面修整効果を期待する。なお、非共役性の程度を表す歯面修整量は、ギヤ歯切用カッタ切れ刃の円弧曲率半径の大きさに依存するから、それを変えることによってある程度調節することができる。

以上より明らかなように、本研究で提案する歯切法は工具歯車刃面の形状と、その位置・姿勢を Duplex 法が可能になるように決定する問題に帰着される。

3. 切れ刃の形成する曲面

図 1 に本研究で用いるギヤ歯切用カッタの円弧切れ刃とそれが擬円すい面を形成する過程を示す。 $O_c-x_c y_c z_c$ はカッタに固着した座標系、原点 O_c はカッタ中心、 z_c 軸はカッタ軸である。 R はカッタ半径、 W はポイント幅、 r, r' は円弧の曲率半径、 γ_1, γ_2 は外・内切れ刃の傾き角である。 S' は外刃ポイント幅増加量であり、内・外切れ刃の間隔はこれによって調整できる。 y_0, z_0, y_0', z_0' は円弧曲率中心の座標であり、既報⁽³⁾の式で計算される。 θ_0, θ_0' は図示の意味をもつ。また、 θ, θ' は切れ刃曲線上の位置を、 u, u' は切れ刃の旋回角を意味するが、擬円すい面は二つのパラメータ u と θ あるいは u' と θ' によって表される。

一方、ピニオン歯切用カッタの切れ刃直線は上述の θ, θ' に代わって直線上の距離を示すパラメータ v, v' によって表される。

さて、カッタの内・外切れ刃をカッタ軸 z_c まわりに旋回させたときに形成する曲面(以後、カッタ刃面という)を $O_c-x_c y_c z_c$ で表すと、ギヤ凸・凹歯面歯切用カッタ刃面 X_{pc}, X_{pc}' 、ピニオン凹・凸歯面歯切用カッタ刃面 X_{pc}, X_{pc}' は次式で示される。

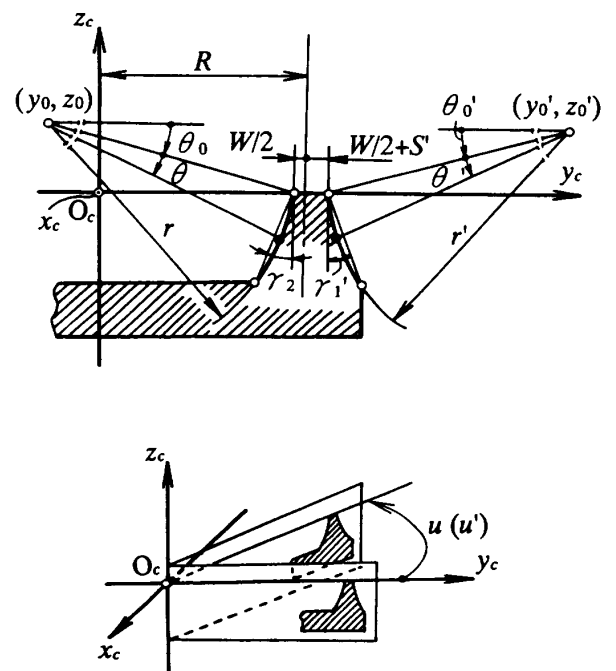


Fig. 1 Shape of cutting edges of face-mill cutter in ring gear cutting

$$\begin{aligned}
 X_{gc}(u_g, \Theta_g) &= \begin{bmatrix} -r \cos \Theta_g \sin u_g - y_0 \sin u_g \\ r \cos \Theta_g \cos u_g + y_0 \cos u_g \\ -r \sin \Theta_g + z_0 \end{bmatrix} \\
 X'_{gc}(u'_g, \Theta'_g) &= \begin{bmatrix} r' \cos \Theta'_g \sin u'_g - y'_0 \sin u'_g \\ -r' \cos \Theta'_g \cos u'_g + y'_0 \cos u'_g \\ -r' \sin \Theta'_g + z'_0 \end{bmatrix} \\
 X_{pc}(u_p, v_p; \gamma_{1p}, S_p) &= \begin{bmatrix} -v_p \sin \gamma_{1p} \sin u_p \\ -(R+W/2+S_p) \sin u_p \\ v_p \sin \gamma_{1p} \cos u_p \\ +(R+W/2+S_p) \cos u_p \\ v_p \cos \gamma_{1p} \end{bmatrix} \\
 X'_{pc}(u'_p, v'_p; \gamma'_{2p}) &= \begin{bmatrix} v'_p \sin \gamma'_{2p} \sin u'_p - (R-W/2) \sin u'_p \\ -v'_p \sin \gamma'_{2p} \cos u'_p + (R-W/2) \cos u'_p \\ v'_p \cos \gamma'_{2p} \end{bmatrix} \\
 \Theta_g &= \theta_g + \theta_0, \quad \Theta'_g = \theta'_g + \theta'_0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

式(1)で、「 $'$ 」はギヤ凹歯面とピニオン凸歯面に関することを意味し、添字 g, p, c はそれぞれギヤ, ピニオン, カッタに関することを意味する。式(1)によって示される各カッタ刃面の単位法線ベクトルをそれぞれ $N_{gc}(u_g, \Theta_g)$, $N'_{gc}(u'_g, \Theta'_g)$, $N_{pc}(u_p; \gamma_{1p})$, $N'_{pc}(u'_p; \gamma'_{2p})$ で表す。また、その向きは曲面の軸側から外側へ向かう方向を正とする。なお、 $\gamma_{1p}, \gamma'_{2p}, S_p$ を未知(定数)としておき、Duplex法が可能になるように後で決めるものとする。

4. ギヤの歯切り

図2にハイポイドギヤとその座標系を示す。O-xyz はかみあい空間に固着した座標系(かみあい座標系という)である。ギヤ軸はz軸に一致し、ピニオン軸はy軸に平行である。また、歯車軸の共通垂線をx軸と

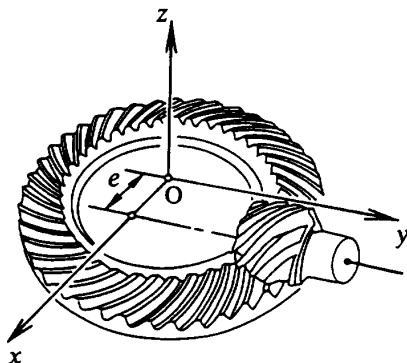


Fig. 2 Hypoid gears and its coordinate system

する。オフセット量 e は x 軸に沿う長さで示される。本研究では、かみあい座標系 O-xyz で設計基準点を定めるが、ピニオンの歯切りもこの座標系で考える。

かみあい座標系における設計基準点 P の位置を列ベクトル X_0 で表すと、 X_0 は歯数比 i , オフセット量 e と、ギヤ半径 R_g , ピニオン半径 R_p , そしてギヤの頂げきも含んだ仮のギヤ歯先円すい角 λ_{gi} を与えることによって決まる(図3)。そうすると、その点におけるピニオンとギヤの間の相対速度 W も決まる。また、点 P を通るようにピニオン歯底円すいを定める。さらに、歯たけ h_k と頂げき b を与えれば、被削歯車に関する諸元がすべて決まる。

さて、ギヤの歯切りを考える。それはかみあい座標系とは別の座標系で行われる。ギヤは成形歯切りした曲がり歯傘歯車とする。ギヤ歯面はカッタ刃面そのものになる。図4にギヤの歯切方法を示す。O_m-x_my_mz_m は傘歯車歯切盤に設定した座標系で、O_m はマシンセンタ、x_m, y_m, z_m の各座標軸はそれぞれ V, H, クレドール軸に一致している。z_c 軸はカッタ軸でクレドール軸に平行である。すなわちカッタ軸は傾いていない。この状態でギヤを成形歯切りする。z_g 軸はギヤ軸で、O_g はギヤ歯底円すい頂点、 λ_{gr} はギヤ歯底円すい角、 ζ は λ_{gr} の余角である。点 P_m は図3の設計基準点 P を O_m-x_my_mz_m に移した点である。その移し方は既報⁽⁷⁾の方法による。また、この点をピニオン歯底に設定したためギヤ歯先円すいより頂げき分だけ離れた位置にあることになる。点 P_m の位置を列ベクトル x_0 で表す。点 P での相対速度 W はギヤの歯すじを定めるのに必要になる。そこで、 W も O_m-x_my_mz_m に移し、 w で表す。

いま、O_m-x_my_mz_m においてカッタ中心 O_c が $D_g = (V_g, H_g, 0)^T$ にあるカッタ刃面 X_{gc} でギヤ凸歯面を成形歯切りする。このとき、刃面 X_{gc} が点 P_m で w に接するようにする。よって、次式を得る。

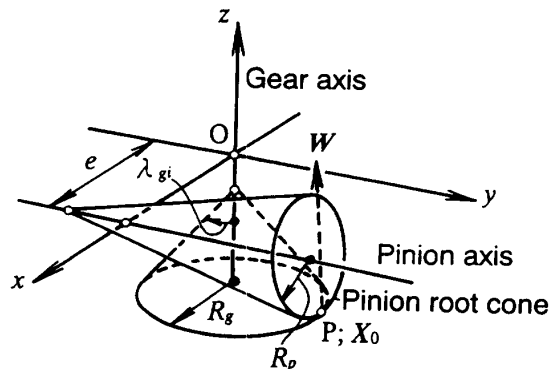


Fig. 3 Design point P

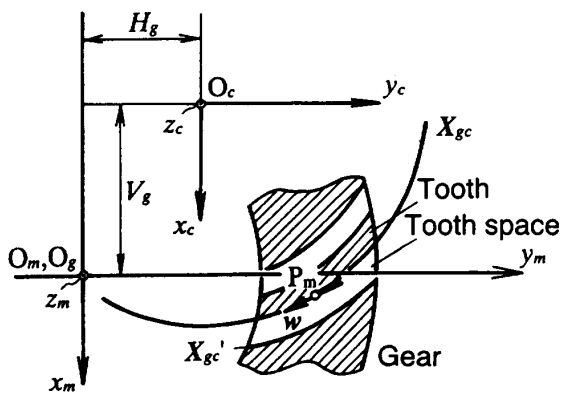


Fig. 4 Method of ring gear cutting

$$\left. \begin{aligned} N_{gc}(u_g, \theta_g) \cdot w &= 0 \\ X_{gc}(u_g, \theta_g) + D_g - x_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

式(2)は四つの未知数を含む4本のスカラ式から成っているから、四つの未知数 V_g, H_g と u_g, θ_g が決まる。すなわち、カッタ・マシンセッティング D_g が決まる。この D_g でギヤ凸歯面を歯切りするが、本法は Duplex 法であるから、凹歯面も同時に歯切りされる。

5. ピニオンの歯切り

ギヤ凸歯面上に点 Q_m を、凹歯面上に点 Q_m'' をそれぞれ指定し、それらの点を中心に歯当たりが得られるようにする。そのためにピニオン歯切用カッタ刃面 X_{pc} と X_{pc}' が点 Q_m, Q_m'' でそれぞれギヤ凸・凹歯面と点接触するようにする。

まず、点 Q_m をギヤ凸歯面上に定める。図5に示すように、座標系 $O_m-x_my_mz_m$ において $\overline{O_mQ_m}$ を円すい母線とする円すい角 λ_{g0} と点 Q_m からギヤ軸におろした垂線の長さ R_{g0} を指定すれば、ギヤ歯面 X_{gc} 上の点を表すパラメータ u_g, θ_g が決まる。これより、点 Q_m の位置を表す列ベクトル x_{m0} とその点におけるギヤ凸歯面の単位面法線ベクトル N_{gc} を決めることができる。

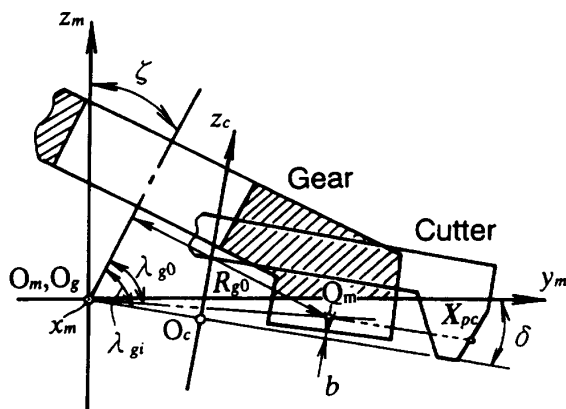
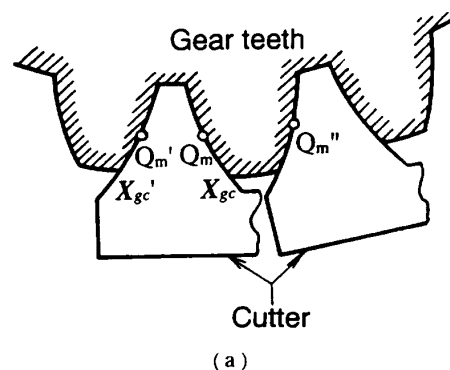
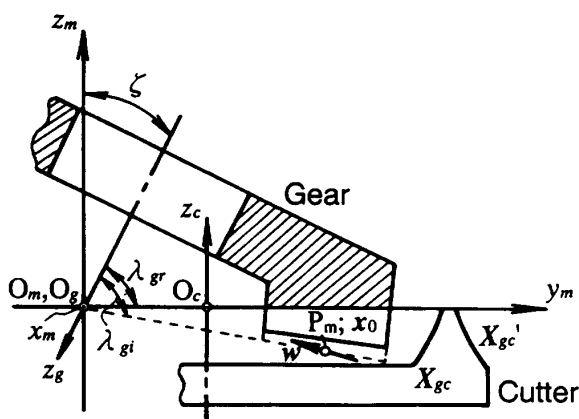
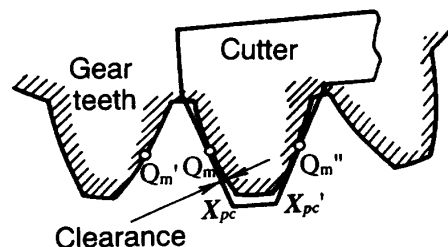


Fig. 5 Relation between cutter in pinion cutting and ring gear



(a)



(b)

Fig. 6 Duplex spread-blade pinion cutting

さて、カッタ刃面 X_{pc}, X_{pc}' によるギヤ凸・凹歯面の切削状況を示すと図6(a)のようになる。この図で、刃面 X_{pc} によるギヤ凹歯面は点 Q_m' のほうである。しかし、図6(b)に示すようにピニオン凸歯面歯切用カッタ刃面 X_{pc} がギヤ凹歯面と点接触する点は Q_m'' である。すなわち点 Q_m'' は点 Q_m' と1ピッチ位相がずれていることになる。そこでまず、点 Q_m と同様に、 R_{g0} と λ_{g0} を指定することで点 Q_m' の位置ベクトル x_{m0}' とその点におけるギヤ凹歯面の単位面法線ベクトル N_{gc}' を定め、次に点 Q_m' から1ピッチ離れた点 Q_m'' へ x_{m0}' と N_{gc}' を移動する。この移動は x_{m0}' をギヤ軸まわりに角度 Ω (radian) 回転する座標変換で示される。そうすると点 Q_m'' の位置ベクトル x_{m0}'' とその点におけるギヤ凹歯面の単位面法線ベクトル N_{gc}'' は

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{x}''_{m0} &= \mathbf{A}(\zeta) \mathbf{C}(\Omega) \mathbf{A}^{-1}(\zeta) \mathbf{x}'_{m0} \\ \mathbf{N}''_{gc} &= \mathbf{A}(\zeta) \mathbf{C}(\Omega) \mathbf{A}^{-1}(\zeta) \mathbf{N}'_{gc} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 \mathbf{A} 、 \mathbf{C} はそれぞれ x_m, z_m 軸まわりの回転に関する座標変換行列であり、以下の内容をもつ、

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{A}(\zeta) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \zeta & -\sin \zeta \\ 0 & \sin \zeta & \cos \zeta \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}(\Omega) &= \begin{bmatrix} \cos \Omega & -\sin \Omega & 0 \\ \sin \Omega & \cos \Omega & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

また、 Ω は n をギヤ歯数、 C_0 をバックラッシとする

$$\Omega = 2\pi/n + C_0/R_{g0} \dots\dots\dots (5)$$

一方、図5に示すように、ピニオン歯切用カッタ刃先が頂げきを確保しつつピニオン歯底を削るように、カッタ軸 z_c を x_m 軸まわりに角度 δ だけ傾ける。また、カッタ軸 z_c は y_m 軸まわりにも回転することができるから、角度 δ 傾けたのち y_m 軸まわりに微小角度 Δ (未知) だけ傾けることができる。この Δ は Duplex 法を可能にするためのカッタ・マシンセッティングの自由度と考える。ただし、 Δ が大きいとピニオン大端の歯底が深く(浅く)なる代わりに小端の歯底が浅く(深く)なり、ギヤ歯先と干渉を起こすから、そのような場合には切れ刃の傾き角 γ_{2p} あるいは γ'_{1p} を変更し Δ が小さくなるようにするものとする。

このような条件のもとで、カッタ刃面 X_{pc} がギヤ凸歯面と点 Q_m で、カッタ刃面 X'_{pc} がギヤ凹歯面と点 Q''_m でそれぞれ点接触しているとすると、ピニオン歯切用カッタ中心 O_c が $O_m-x_my_mz_m$ で $\mathbf{D}=(V, H, Z)^T$ にあるとして

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{B}(\Delta) \mathbf{A}(\delta) \mathbf{N}_{pc}(u_p; \gamma_{1p}) - \mathbf{N}_{gc} &= 0 \\ \mathbf{B}(\Delta) \mathbf{A}(\delta) \mathbf{X}_{pc}(u_p, v_p; \gamma_{1p}, S_p) + \mathbf{D} &= \mathbf{x}_{m0} \\ \mathbf{B}(\Delta) \mathbf{A}(\delta) \mathbf{N}'_{pc}(u'_p; \gamma'_{2p}) - \mathbf{N}''_{gc} &= 0 \\ \mathbf{B}(\Delta) \mathbf{A}(\delta) \mathbf{X}'_{pc}(u'_p, v'_p; \gamma'_{2p}) + \mathbf{D} &= \mathbf{x}''_{m0} \\ v_p \cos \gamma_{1p} = l_{g0} \sin(\lambda_{gf} - \lambda_{g0} + b/l_{g0}) \\ l_{g0} &= R_{g0} / \sin \lambda_{g0} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 l_{g0} は $\overline{O_m Q_m}$ の長さである。 λ_{gf} はギヤ歯先円すい角であり、 λ_{g0} より頂げき相当角度だけ小さくなる。また \mathbf{B} は y_m 軸まわりの回転に関する座標変換行列であり、以下の内容をもつ、

$$\mathbf{B}(\Delta) = \begin{bmatrix} \cos \Delta & 0 & \sin \Delta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Delta & 0 & \cos \Delta \end{bmatrix} \dots\dots\dots (7)$$

式(6)は12個の未知数を含む12本のスカラ式から成

っている。これらの式を解くことによって12個の未知数 V, H, Z と $u_p, v_p, \gamma_{1p}, S_p, u'_p, v'_p, \gamma'_{2p}, \Delta, l_{g0}$ を決めることができる。すなわちピニオン歯切用カッタ刃面を決める $\gamma_{1p}, S_p, \gamma'_{2p}$ とカッタ・マシンセッティング V, H, Z, Δ を決めることができる。また、カッタ軸方向を示す単位ベクトル \mathbf{a} は $O_m-x_my_mz_m$ で

$$\mathbf{a} = \mathbf{B}(\Delta) \mathbf{A}(\delta) (0, 0, -1)^T \dots\dots\dots (8)$$

\mathbf{D} と \mathbf{a} をかみあい座標系 $O-xyz$ に移し、それぞれ $\mathbf{D}_p, \mathbf{a}_p$ とする。 $\mathbf{D}_p, \mathbf{a}_p$ はカッタ・マシンセッティングを与え、これによってピニオン凹・凸両歯面を同時に創成歯切りすれば、Duplex 法が可能になる。

さて、図6(b)に示すようにギヤ歯面とその代替歯面であるピニオン歯切用カッタ刃面との間にはすきまが生じている。このすきまは非常に小さいから、それがそのまま歯面修整量になる。このすきまは回転伝達誤差と直接関係する。

6. 歯切設計例

5章までの理論に従って表1に示す諸元のハイポイドギヤの Duplex 歯切設計を行った。表2にカッタ諸元の計算結果を、表3に歯切設計結果を示す。

X_{gc} と X'_{gc} とでギヤの歯を形成するから、歯厚が与えられると表2のシム厚さ S'_g も決まってしまう。 S'_g に関しては、半径 R_{g0} の円上でのギヤの歯厚と歯溝幅の比、すなわち図6(a)の $\overline{Q_m Q'_m}$ と $\overline{Q_m Q''_m}$ の比が $0.47:0.53$ になるようにその値を決めた。このように差を設けたのは、ピニオンは創成歯切りされるため成形歯切りされるギヤよりも歯が薄くなるからである。

ギヤ歯切用カッタ切れ刃の円弧曲率半径 r, r' の値が大きすぎると歯面干渉が生じる。点接触している歯面間の干渉の有無については、カッタ刃面 X_{gc} と X_{pc}, X'_{gc} と X'_{pc} それぞれについて横田の示した相対全曲率 $K^{(8)}$ を調べればそれがわかる。 K が正ならば歯面干渉がない。 K が負ならば歯面干渉がある。表4は r, r' を変化させたときの刃面間の K を計算した結果である。表より、ギヤ凸歯面とピニオン凹歯面については歯面干渉が生じない r の最大値は 400 mm よりわずかに小さい値であると考えられるが、本研究では組立誤差に対して鈍感な歯車対を得るため、 r を 200 mm とした。ギヤ凹歯面とピニオン凸歯面については $r'=100 \text{ mm}$ とした。

Duplex 法は制約の多い歯切法であるから、歯切設計ごとに表2に示すような諸元のブレードを製作しなければならない。一方、マシンセッティングはギヤ、ピニオンともに1回、合計2回行えばよい。表3の

Table 1 Basic data of hypoid gears

Gear ratio	i	41/7
Offset distance	e	18.0 mm
Gear diameter	$2R_g$	138.0 mm
Pinion diameter	$2R_p$	29.4 mm
Cone angle	λ_{gi}	77° 04'
Radius	R_{g0}, R_{g0}'	69.0 mm
Cone angle	$\lambda_{g0}, \lambda_{g0}'$	74° 02'
Module	m	3 mm
Tooth height	$h_k = 2.25m$	6.75 mm
Top clearance	$b = 0.25m$	0.75 mm
Backlash	C_0	0.05 mm

Table 2 Cutter specifications (mm)

		X_{gc}, X_{gc}'	X_{pc}, X_{pc}'
Cutter diameter	$2R$	152.4	152.4
Point width	W	0.762	0.762
Shim thickness of O. B.	S_g', S_p	1.437	0.972
Radius of curvature of circular arc of I. B.	r	200.0	∞
Radius of curvature of circular arc of O. B.	r'	100.0	∞
Incline angle of I. B.	$\gamma_{zg}, \gamma_{zp}'$	20° 0'	18° 51'
Incline angle of O. B.	$\gamma_{ig}', \gamma_{ip}$	19° 0'	17° 05'
Center of curvature of circular arc	(y_0, z_0) (y_0', z_0')	(-113.793, 63.620)	(174.090, 27.753)

Table 3 Calculated results of hypoid gear design (mm)

	Gear	Pinion
Spiral angle	33° 01' 25"	47° 47' 03"
Face cone angle	76° 27'	18° 14'
Root cone angle	70° 55'	12° 31'
Design point P (in O-xyz)	(17.162, 66.832, -14.676)	
P_m (in $O_m-x_my_mz_m$)	(2.643, 70.343, -7.560)	
Center of tooth bearing Q_m	(3.517, 71.580, -3.863)	
Q_m'	(9.096, 71.096, -3.695)	
Q_m''	(-1.501, 71.649, -3.887)	
Cutter center $D_g(V_g, H_g, 0)$	(-61.346, 34.975, 0)	
Cutter center $D_p(V_p, H_p, Z_p)$	(69.670, 10.631, -5.100)	
Direction of cutter axis a_p	(0.05478, 0.21742, 0.97454)	
Dedendum angle δ	-6° 08'	
Adjustment angle Δ	-0° 33'	
Results of transformation of Gleason No. 116 hypoid generator		
$\phi_1 = 51^\circ 41', \phi_2 = 249^\circ 15', \phi_3 = 36^\circ 59', \phi_4 = 152^\circ 50'$		

$\phi_1 \sim \phi_4$ は Gleason No. 116 hypoid generator に対するカッタ・マシンセッティング角で、それぞれチルト、スイベル、エキセン、クレードル設定値⁽⁹⁾である。これらは D_p, a_p から決まるものである。

7. Duplex 歯切りと歯切り誤差検出

本法の妥当性を確かめるために、表1~3に従ってハイポイドギヤを歯切りした。そして、歯切りした歯車歯面上の多数点の座標を三次元座標測定機で測定

Table 4 Total relative curvature $K(\times 10^{-7}/\text{mm}^2)$

r, r' (mm)	100	200	400
$X_{gc}(r) - X_{pc}$	46.4	14.8	-0.3
$X_{gc}'(r') - X_{pc}'$	28.1	2.0	-10.5

Table 5 Results for detection of errors in ring gear cutting

Machine settings	Error	$\Delta t(\mu\text{m})$
R_g	-0.016 mm	18.2
A_{sg}	42'	14.3
Z_g	0.043 mm	4.7
λ_{gr}	-2'	4.3
$L_g (= \sqrt{L_{yg}^2 + L_{zg}^2})$	-0.046 mm	5.0
L_{sg}	-0.012 mm	18.3

Table 6 Results for detection of errors in pinion cutting

Machine settings	Error	$\Delta t(\mu\text{m})$
R_{sp}	0.003 mm	16.2
A_{sp}	4'	13.0
Z_p	0.016 mm	12.9
δ	-1'	13.2
Δ	1'	13.0
L_{sp}	-0.038 mm	13.9
L_{yp}	-0.041 mm	11.6
L_{xp}	-0.010 mm	12.1

し、その測定値群から歯切りの際のマシンセッティング誤差の検出を試みた。本法は Duplex 法であるから、凸・凹両歯面の測定値群を用いてマシンセッティング誤差を検出した。

表5にギヤの歯切り誤差検出結果を示す。なおこの結果は、既報⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾の検査法によって検出した歯切り誤差を歯切り作業にフィードバックすることによって得られたものである。表中の Δt は適合精度で⁽¹¹⁾、この値が小さいほど測定値群によく一致する理論歯面が推定されたことを意味する。そこで、 Δt の小さいマシンセッティングに誤差があると考える。

マシンセッティングのうち R_{sg}, A_{sg} はそれぞれ極座標における動径に相当するラジアルセッティング量と偏角(Argument)に相当するカッタ中心回転角で、 $R_{sg} = \sqrt{V_g^2 + H_g^2}$ 、 $A_{sg} = \tan^{-1}(H_g/V_g)$ である。 Z_g はカッタ中心 O_c の z 座標で、設計値は零である。 L_g, L_{sg} はそれぞれワークの取付位置に関するマウンティングディスタンスと図4の $O_m-x_my_mz_m$ における x_m 方向の微小オフセット距離である。表5より、マシンセッティング誤差は小さく、ギヤは正しく歯切りされ

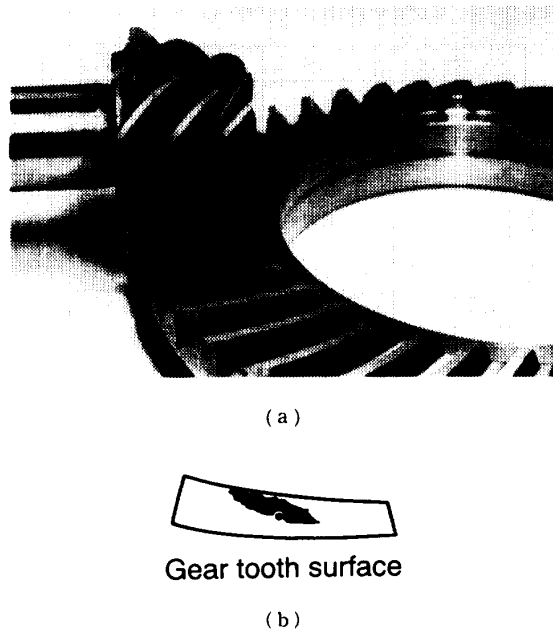


Fig. 7 Tooth bearing of mating gears

ていることがわかる。

ピニオンについても同様の方法で歯切り誤差を検出した。表6にその結果を示す。ピニオン歯切り時のマシンセッティングは添字 g の代わりに p をつけてギヤの場合と区別した。表よりピニオンの歯切り誤差も小さく、正しく歯切りされていることがわかる。ところが、この場合には最も小さい Δt の値は $11.6 \mu\text{m}$ で、ギヤのそれより2倍以上大きかった。その原因は、製作されたピニオン歯切り用カッタブレードの内切れ刃傾き角 γ'_{2p} が設計値より約 $33'$ 大きくなっていたことにある。このことはカッタ刃面 X'_{pc} を三次元座標測定機で測定することによって確認している。

さて、歯切りしたギヤとピニオンをかみ合わせてみた。図7に歯切りした歯車対とその歯当たり模様を示す。(a)が歯当たり写真、(b)がギヤ凸歯面上での歯当たりスケッチ結果である。これは極軽負荷運転後の歯当たりである。歯当たり調整歯切りはしていない。また、図中の黒丸印で示した点は歯面中央部に定めた設計上の歯当たりの中心点である。歯当たりはその点よりややギヤの歯先側に得られているが、これは γ'_{2p} の誤差の影響であると考えている。

8. 結 言

本報は、共役歯車に歯面修整を施して希望する歯車を得ようとする考え方に基づいたハイポイドギヤのDuplex法について述べたものである。

本歯切法は、カッタ刃面に擬円すい面と円すい面を用い、Duplex法が可能になるようにそれらの位置・姿勢すなわちマシンセッティングを決める方法である。従来の方法では、ギヤの歯切りで1回、ピニオンの歯切りで2回、計3回の実機セッティングを必要としていたが、Duplex法ではそれぞれの歯切りにおいて各1回の実機セッティングでよいため、量産ラインの歯切工程に必要とする歯切盤を1台減らすことができる。よって、大量生産に適した方法であるといえる。

また本研究では、実際にハイポイドギヤを設計・製作し、その歯面を三次元座標測定機で測定して歯切り時の誤差を検出した。そして、その歯車対をかみ合わせ歯当たりを調べることによって本法の妥当性を確かめることができた。

終わりに、歯切実験に協力され有益なご意見を寄せられたスズキ(株)の竹内慎一課長、羽田芳智主任、ならびに(株)長岡歯車製作所の市野之彬部長にお礼申し上げる。

文 献

- (1) Baxter, M. L., *ASME Paper*, No. 61-MD-20(1961).
- (2) 高橋幸一・ほか2名, *機論*, 51-468, C(1985), 2074-2082.
- (3) 川崎一正・田村久司, *機論*, 59-564, C(1993), 2544-2551.
- (4) Townsend, D. P., *Dudley's Gear Handbook Second Edition*, (1991), 20-32, McGraw-Hill, New York.
- (5) 歯車便覧編集委員会編, *歯車便覧*, (1962), 733, 日刊工業新聞社.
- (6) 和栗明, *歯車の設計・製作とその耐久力*, (1982), 89, 養賢堂.
- (7) Kawasaki, K. and Tamura, H., *JSME Proc. Int. Con. Motion and Power Transmissions*, (1991), 692-697.
- (8) 横田晃, *機論*, 33-253(1967), 1491-1502.
- (9) Litvin, F. L., ほか3名, *Trans. ASME, J. Mech. Trans. and Autom. Design*, Vol. 110(1988), 495-500.
- (10) 川崎一正・田村久司, *機論*, 59-567, C(1993), 3513-3519.
- (11) 田村久司・ほか2名, *機論*, 60-575, C(1994), 2450-2455.