

ハイポイドギヤの歯切法に関する研究* (歯切設計法)

川崎 一正*¹, 田村 久司*¹

A Method for Cutting Hypoid Gears (Determination of Machine Settings)

Kazumasa KAWASAKI and Hisashi TAMURA

When hypoid gears are used in automobile rear axles, the gear axes are relatively displaced. The relative displacement of gear axes causes gear noise. In order to reduce gear noise, it is necessary to modify the tooth surfaces of the gears. In this paper, a method for cutting hypoid gears with modified tooth surfaces is proposed. In this method, the nongenerated ring gear is cut by a cutter in which each cutting edge is modified 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 as usual. Although an irregular tooth surface which does not mesh with the mating surface is apt to appear on the pinion tooth flank during manufacturing, with this method, the surface does not appear. The main procedure of this method is the determination of the machine settings for the Gleason hypoid generator. In order to confirm the validity of the method, a pair of hypoid gears was designed and manufactured using this method. As a result, the tooth bearing was acceptable and the appearance of the irregular tooth surface could be avoided.

Key Words: Gear, Design, Cutting, Hypoid Gear, Tooth Bearing, Gleason Hypoid Generator, Undercut, Profile Modification, Crowning

1. 緒 言

ハイポイドギヤはおもに自動車に用いられ、歯車箱の変形に伴う歯車軸の相対的位置変動を許容しつつ、静粛な噛みあいをすることが求められる。歯車軸の相対的位置変動は歯面の片当たりを引き起こし、騒音を発生させるから、それを防止するために普通は歯面に歯形修整とクラウニングを施す。すなわちハイポイドギヤは歯面修整しなければならない。本研究はこのようなハイポイドギヤの歯切法に関するものである。

大きく歯面修整したハイポイドギヤは機構学的に考えると非共役歯車になる⁽¹⁾。これより自動車用ハイポイドギヤの歯切法を考えると、二通りの考え方ができる。一つは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、ほかは共役歯車に歯面修整を施そうとする考え方である。我が国の自動車用ハイポイドギヤはほとんどグリーンソン方式で歯切りされているが、その考え方は前者に属する。

グリーンソン方式ハイポイドギヤの歯切法には Formate 法⁽²⁾ と Helixform 法⁽³⁾ とがあるが、いずれ

も直接創成法でピニオンを歯切りしようとしている。ところがこう配歯であることが原因で、両法ともピニオン歯切用工具歯車刃面と(リング)ギヤ歯面とが干渉関係をなし、そのためにギヤとピニオンは歯面どうしに干渉のある非共役歯車となる⁽⁴⁾。グリーンソン方式の歯切法はこの非共役歯車に適切な歯面修整を施して希望する歯車を得ようとしている。歯面修整は歯当たりと回転角伝達誤差を調べながらピニオン歯面に施すが、このほかにも歯面干渉回避や歯切盤の精度を考慮しつつこれを行わなければならない。修整作業は非常に複雑になる。そのため、画一的な修整法が見出せず結局は現場の技能に頼らざるを得なくなっている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

ところで、著者の一人は既報で共役歯車に歯面修整する考え方に基づいたハイポイドギヤの Formate 歯切法を示した⁽⁷⁾。その方法では歯当たりの中心位置が指定でき、歯面修整量もある程度調節できる。しかし、歯面中央部に設計基準点を設け、その点で相対速度方向に歯すじを定め、かつ歯面法線を相対速度と直交させたためか、ピニオン歯面に切り下げられたような部分が生じた。そして、既報ではその部分を切り下げによるものと判断していたが、その後の調査で切り下げとは別の種類の無効な歯面であることが判明した。

そこで本報では、ハイポイドギヤの歯切法に関し共

* 平成3年11月26日 International Conference on Motion and Power Transmissions において講演、原稿受付 平成4年11月18日。

¹ 正員、新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐二の町 8050)。

役歯車に歯面修整を施そうとする既報の考え方を踏襲しつつ、無効歯面の生じない歯切法について報告する。

2. 基本的な考え方

グリーソン方式ハイポイドギヤの Formate 歯切法のように工具歯車刃面を円すい面に限定した場合、これでギヤを成形歯切りし、ギヤ歯面(円すい面)でピニオン歯面を直接創成したとすれば、ピニオンとギヤは共役な歯車になる。等高歯のハイポイドギヤではギヤ歯面とピニオン歯切用工具歯車刃面とを一致させることができるから共役歯車の歯切りは可能である。この共役歯車に歯面修整を施すことを考える。修整はギヤ歯面に施すが、そのためにグリーソン方式で円すい面であったギヤ歯切用工具歯車刃面の円すい母線を曲率半径の大きな円弧に変更する。つまりギヤ歯面を、円すい面をわずかにふくらませたような曲面、擬円すい面にする。ピニオン歯切用工具歯車刃面はグリーソン方式と同じく円すい面とする。そのようにすると、ギヤ歯面上の任意の点 Q_m でピニオン歯切用工具歯車刃面である円すい面を歯面干渉なしで点接触させることができる(図1)。よって、円すい面で創成されたピニオン歯面はギヤ歯面と点 Q_m で瞬間的ではあるが共役な点接触かみあいをし、その点を中心に歯当たりが必ず得られる。点 Q_m 以外では歯面修整のため非定速比の点接触かみあいを生ずる。したがって回転角伝達誤差を生じるが、それは歯面修整量に依存するから、ある程度調節可能である。

さて、本歯切法で歯切目標とする歯車対はこう配歯のハイポイドギヤである。歯がこう配歯であるとギヤ歯面である擬円すい面の軸とピニオン歯切用工具歯車刃面である円すい面の軸は食違う⁽⁴⁾。ギヤ歯面とピニオン歯切用工具歯車刃面がともに円すい面の場合には、これらの軸の食違いが歯面干渉を引き起こす。しかしながら、本歯切法ではギヤ歯面を擬円すい面になっているから、上述の円弧の曲率半径の大きさと2曲面の配置の仕方によっては、軸が食違っても歯面干渉が生じないような接触形態にすることができる。よ

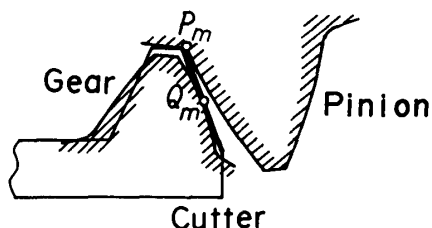


図1 設計基準点と歯当たりの中心点

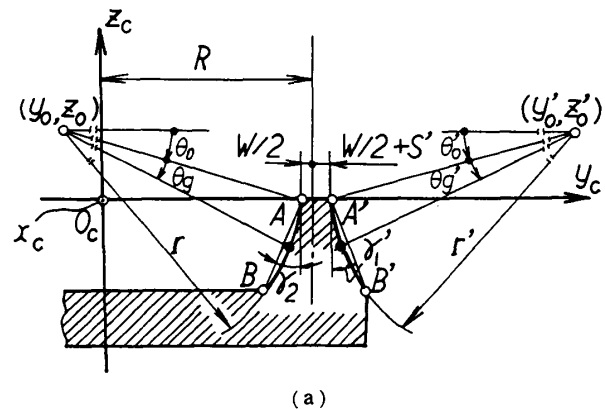
って、目的とする歯面修整がそのまま実現できる。これが本法の基本的な考え方である。

ところで、既報では歯当たりの中心点 Q_m を歯面中央部に設け、その点を設計基準点にとり、ギヤ歯すじ方向を決めたが、本法では図1に示すように点 Q_m とは別の点 P_m をピニオン歯底に定め、設計基準点とする。そして、この点でギヤの歯すじ方向を相対速度方向に一致するように決める。このようにすれば既報で生じた無効歯面の発生が防げる。これについては4章で具体的に議論する。なお、図1ではピニオン歯面とギヤ歯面とは離れているが、この瞬間、両歯面はどこかの点で点接触している。かみあいが進行すればピニオン歯面はギヤ歯面上の点 Q_m と必ず接触する。

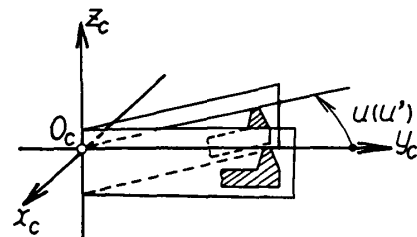
結局、本歯切法はギヤ歯切用工具歯車刃面を擬円すい面に、ピニオン歯切用工具歯車刃面を従来どおり円すい面にすることにして、それらの刃面をどのように配置するかという、いわゆるマシンセッティングの問題に帰着される。

3. 切れ刃の形成する曲面

ギヤあるいはピニオン歯切用工具歯車刃面となる曲面はグリーソン式環状フライスカッタによって実現される。ギヤ歯切用カッタの切れ刃形状を図2(a)に示す。2章で述べたように刃面を擬円すい面にするためカッタの内・外面切れ刃を従来の直線から円弧に変更している。 $O_c-x_c y_c z_c$ はカッタに設定した座標系で、



(a)



(b)

図2 修整環状フライスカッタの切れ刃形状

z_c 軸はカッタ軸である。 O_c はカッタ中心である。 R はカッタ半径, W はポイント幅, S' はポイント幅増加量(シム厚さ), γ_1, γ_2 は外・内切れ刃の傾き角, y_0, y'_0, z_0, z'_0 は円弧曲率中心の座標, r, r' は円弧の曲率半径である。 θ_0, θ'_0 は切れ刃曲線を表すためのパラメータである。内切れ刃の円弧は $x_c=0$ なる平面内で点 $A(0, R-W/2, 0)$, $B(0, R-W/2-R \tan \gamma_2/8, -R/8)$ を通るものとした。そのときには,

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= R - W/2 - R \tan \gamma_2/16 \\ &\quad - \sqrt{r^2 \cos^2 \gamma_2 - (R/16)^2} \\ z_0 &= \sqrt{r^2 \sin^2 \gamma_2 - (R \tan \gamma_2/16)^2} - R/16 \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

また, θ_0 は図 2 (a) に示すとおりで,

$$\tan \theta_0 = z_0 / (R - W/2 - y_0) \dots \dots \dots (2)$$

外切れ刃の円弧は, 点 $A'(0, R+W/2+S', 0)$, $B'(0, R+W/2+S'+R \tan \gamma_1/8, -R/8)$ を通るものとした。そのときの y'_0, z'_0, θ'_0 は y_0, z_0, θ_0 と同様にして求められる。

ピニオン歯切用工具歯車刃面は円すい面であるから, カッタの外・内切れ刃は直線である。この直線はパラメータ v_p, v'_p によって表される(図 3)。

さて, これらの切れ刃をカッタ軸まわりに旋回させたときの軌跡, すなわち切れ刃の形成する曲面(以後, カッタ刃面という)を $O_c-x_c y_c z_c$ で表すと, ギヤ凸歯面歯切用カッタ刃面 X_{gc} , ピニオン凹歯面歯切用カッタ刃面 X_{pc} , またギヤ凹歯面, ピニオン凸歯面に対するカッタ刃面 X'_{gc}, X'_{pc} は式(3)で示される。

$$\left. \begin{aligned} X_{gc}(u_\theta, \theta_\theta) &= \begin{pmatrix} -r \cos \theta_\theta \sin u_\theta - y_0 \sin u_\theta \\ r \cos \theta_\theta \cos u_\theta + y_0 \cos u_\theta \\ -r \sin \theta_\theta + z_0 \end{pmatrix} \\ X'_{gc}(u'_\theta, \theta'_\theta) &= \begin{pmatrix} r' \cos \theta'_\theta \sin u'_\theta - y'_0 \sin u'_\theta \\ -r' \cos \theta'_\theta \cos u'_\theta + y'_0 \cos u'_\theta \\ -r' \sin \theta'_\theta + z'_0 \end{pmatrix} \\ X_{pc}(u_p, v_p) &= \begin{pmatrix} -v_p \sin \gamma_{1p} \sin u_p - (R+W/2+S_p) \sin u_p \\ v_p \sin \gamma_{1p} \cos u_p + (R+W/2+S_p) \cos u_p \\ v_p \cos \gamma_{1p} \end{pmatrix} \\ X'_{pc}(u'_p, v'_p) &= \begin{pmatrix} v'_p \sin \gamma_{2p} \sin u'_p - (R-W/2) \sin u'_p \\ -v'_p \sin \gamma_{2p} \cos u'_p + (R-W/2) \cos u'_p \\ v'_p \cos \gamma_{2p} \end{pmatrix} \\ \theta_\theta &= \theta_\theta + \theta_0, \theta'_\theta = \theta'_\theta + \theta'_0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

ここに, u_θ, u_p は θ_θ, v_p とともに曲面を表すためのパラメータであるが, その具体的意味は図 2 (b) に示してある。また, 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し, 「'」はギヤ凹歯面とピニオン凸歯面に関することを意味する。式(3)で示されている各カッタ刃面の単位面法線ベクトルをそれぞれ $N_{gc}(u_\theta, \theta_\theta), N'_{gc}(u'_\theta, \theta'_\theta), N_{pc}(u_p), N'_{pc}(u'_p)$ 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。

4. 無効歯面

ピニオン歯切用カッタの切れ刃形状を示す図 3 で, A_0 はカッタ刃先上の角の点である。円すい面を刃面とする工具歯車は, その軸まわりに回転しつつピニオン歯面を創成する。工具歯車の回転角を創成角ということにし, これを ψ とする。

図 4 は, 創成角 ψ が ψ_1, ψ_2, \dots と順次変化したときに現れる歯面創成線 G_1, G_2, \dots および点 A_0 の軌跡 L_1, L_2, \dots をピニオンに固着した座標系でみたものである。軌跡 L_1, L_2, \dots において, 実線で示した部分が歯面上にあり, 破線で示した部分が空間側にある。また, 点 P_I は創成角 ψ_1 の瞬間の創成線 G_1 と点 A_0 の軌跡 L_1 の交点である。よって, 創成線 G_1 の現れる範囲は P_I までである。一方, 同じ瞬間, 点 A_0 はピニオン歯底の点 P_{II} を創成している。したがって点 P_I と点 P_{II} が一致しない場合, 図 4 の陰影部で示したような創成線の現れない部分が生じる。陰影部で示した領域は, カッタ刃先角部 A_0 が点刃物のように作用し, 細い筋状の切削痕を残し, その切削痕が集まって一つの曲面を形

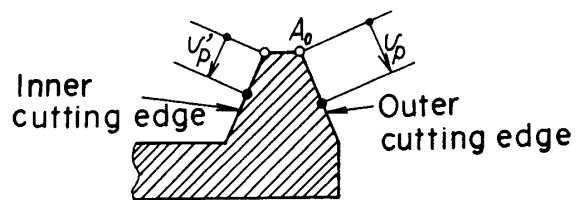


図 3 環状フライスカッタの切れ刃形状

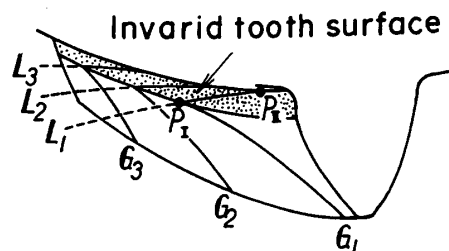


図 4 ピニオン無効歯面

成したものであり、いったん創成された歯面が刃先角部により切り取られるいわゆる切り下げとは異なる。陰影部はかみあいには関与しない曲面である。よって、この曲面を無効歯面ということにする。無効歯面をなくすためには、点 P_i がピニオン歯底にくるようにする。すなわち、点 P_i においてカッタ刃先がピニオン歯底を創成し、かつ円すい面がピニオン歯面を創成するようにすればよい。それには、点 P_i においてカッタ刃先稜の接線方向がピニオンとギヤの間の相対速度方向に一致するようにする。具体的には点 P_i における歯すじ方向を相対速度方向に定める。

無効歯面が生じている場合、創成角 ψ が刻々変化したとき、そのときの L は無効歯面を、 G はピニオン歯面を作るが、各瞬間の L と G はともに刃面上にあることから、無効歯面と歯面とはなめらかにつながった形のものになる。既報の歯車歯面における切り下げられたような面はこのような現象によって生じたものである。

一方、平歯車に生じるような切り下げはハイポイドピニオンにも生じる。切り下げは各瞬間のピニオン歯面創成線がピニオン歯面上で交わるときに生じ⁽⁷⁾⁽⁸⁾、

歯面と切り下げられた面とは稜線につながる。このように無効歯面と切り下げられた面とは歯元に生じる点でよく似ているが、その原因と現象はまったく違っている。

5. 設計基準点

図5にハイポイドギヤとその座標系 $O-xyz$ を示す。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 軸とする。オフセット量 e は x 軸に沿う長さで示される。 $O-xyz$ でギヤとピニオンのかみあいを考えるから、この座標系をかみあい座標系ということにする。またピニオンの歯切りもこの座標系で考える。

ハイポイドギヤの歯切設計においては、設計基準点を定め、その点で歯車の歯すじが相対速度方向になるようにする⁽⁹⁾。そして、その点を中心歯当たりが得られるようにする方法もある⁽⁷⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。本歯切法では、設計基準点をギヤの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。

さて本法では、基準点 P を定めたのち、この点を通るようにピニオン歯底円すいを定める。これによって無効歯面の発生を防げる。ギヤ歯先円すいはピニオン歯底円すいと頂げきを考慮して定めることになるが、本法ではまず頂げきを考慮しないでギヤ歯先円すい(そのときの円すい角を λ_{gi} とする)を定める。実際に頂げきを確保するときには、ギヤ歯先円すい角 λ_{gf} を λ_{gi} よりも小さくする要領で行う。

設計基準点 P を定めるための条件として、既報⁽⁷⁾では、歯数比 i 、オフセット量 e 、ギヤ半径 R_g 、ピニオン半径 R_p およびギヤピッチ円すい角 λ_g の五つを与えたが、本法では、 λ_g の代わりにギヤ歯先円すい角 λ_{gi} を与えることにする。

かみあい座標系 $O-xyz$ において、基準点 P の座標を (X_0, Y_0, Z_0) とし、これを位置ベクトル \mathbf{X}_0 で表す。図6より、次の関係式を得る。

$$\left. \begin{aligned} R_p^2 &= X_0^2 + Y_0^2 \\ R_p^2 &= (e - X_0)^2 + Z_0^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

点 P におけるピニオンとギヤの間の相対速度ベクトルを \mathbf{W} としたとき、 \mathbf{W} に接しギヤ軸を軸とする円すいがギヤ歯先円すいになる。そのギヤ歯先円すいの単位面法線ベクトル \mathbf{N}_g は \mathbf{W} と直交するから

$$\mathbf{N}_g \cdot \mathbf{W} = 0 \dots\dots\dots (5)$$

ここに、

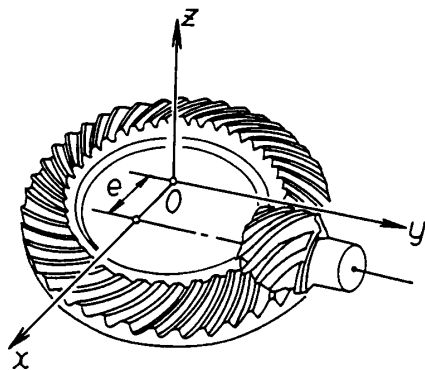


図5 ハイポイドギヤと座標系

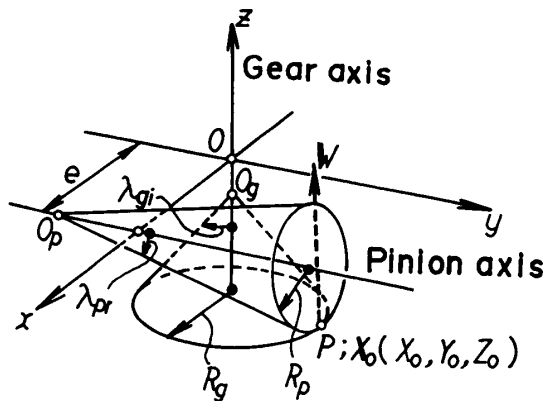


図6 設計基準点 P

$$\left. \begin{aligned} N_g(X_0, Y_0) &= \begin{pmatrix} X_0 \cos \lambda_{gi}/R_g \\ Y_0 \cos \lambda_{gi}/R_g \\ \sin \lambda_{gi} \end{pmatrix} \\ W(X_0, Y_0, Z_0) &= V_p - V_g \\ V_p &= \begin{pmatrix} iZ_0 \\ 0 \\ i(e - X_0) \end{pmatrix}, V_g = \begin{pmatrix} -Y_0 \\ X_0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

V は歯車の速度ベクトルである。式(4), (5)より X_0, Y_0, Z_0 すなわち設計基準点の位置 X_0 が決まる。

設計基準点 P の位置 X_0 が決まると、ギヤ歯先円すい頂点 O_g の位置 $(0, 0, z_g)$ が決まる。また、ピニオン歯底円すいも決まる。すなわちその頂点 O_p の位置 $(e, y_p, 0)$ と歯底円すい角 λ_{pr} が決まる。さらに、点 P におけるねじれ角 β_g, β_p が決まる。次いで、歯たけ h_n と頂げき b を与えることにより、ピニオン歯先円すい角 λ_{pr} 、ギヤ歯先円すい角 λ_{gr} およびギヤ歯底円すい角 λ_{gr} を決定することができる(図 8 参照)。

6. 歯 切 り

6.1 ギヤの歯切り ギヤは成形歯切りしたまがりばかさ歯車とする。図 7 にギヤの歯切方法を示す。 $O_m-x_my_mz_m$ は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 、クレードル軸に一致している。 z_c 軸はカッタ軸で、クレードル軸に平行である。すなわち、カッタ軸は傾けない。ところで図 7 (a) の点 P_m の位置ベクトル x_0 とベクトル w は図 7 (b) の $O-xyz$ での設計基準点 P の位置ベクトル X_0 とその点での相対速度ベクトル W と

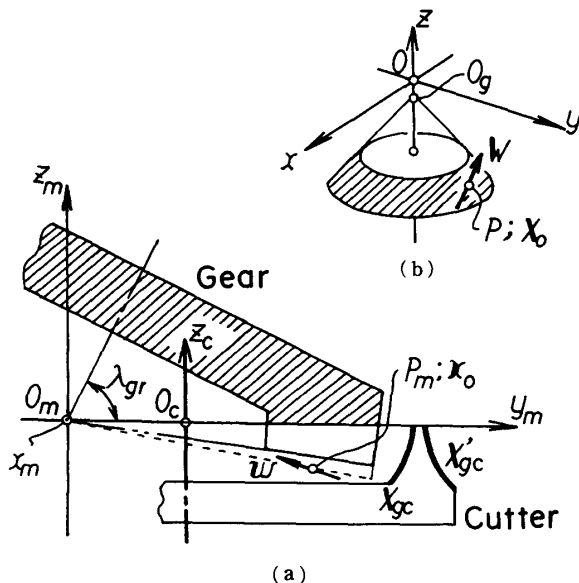


図 7 ギヤの歯切り

を $O_m-x_my_mz_m$ に座標変換したものである。その変換の仕方は既報⁽⁷⁾と同様であるのでここでは省略する。

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}, X'_{gc} でギヤ歯面を広刃法 (Spread Blade 法) で成形歯切りするものとする。このとき、ギヤ凸歯面歯すじ方向を凹歯面歯すじ方向よりも優先させて考え、刃面 X_{gc} が点 P_m で w に接するようにする。

$$\left. \begin{aligned} N_{gc}(u_g, \theta_g) \cdot w &= 0 \\ X_{gc}(u_g, \theta_g) + D_g - x_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

式(7)より、 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。

6.2 ピニオンの歯切り ピニオンは片刃法によって直接創成歯切りする。よって、ピニオンの歯切りは凹歯面と凸歯面別々に考える必要がある。ここではまず、凹歯面の歯切りについて考える。

図 8 で、ギヤ凸歯面上の点 Q_m を中心に歯当たりを得るため、ピニオン歯切用カッタ刃面 X_{pc} が点 Q_m でギヤ歯面と接触するようにその位置・姿勢を定める。このとき、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 z_m 軸に対して x_m 軸まわりに角度 δ だけ傾けるが、 z_c 軸は y_m 軸まわりにも回転することができるから、角度 δ 傾けたのち微小角度 Δ だけ y_m 軸まわりに回転して傾けることを許すものとする。これによって圧力角の調節がある程度できる。 Δ はいまのところ未知である。なお、点 Q_m の位置ベクトル x_{m0} は $\overline{O_m Q_m}$ を母線とする円すいの半頂角 λ_{g0} と、点 Q_m からギヤ軸におろした垂足 R_{g0} とを指定することで決定できる。刃面 X_{pc} とギヤ歯面との接触条件は、カッタ中心 O_c が $D = (V, H, Z)^T$ にあるとして

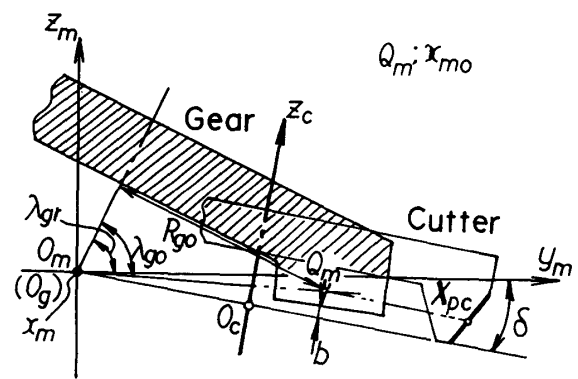


図 8 ギヤブランクとピニオン歯切用カッタ

$$\left. \begin{aligned} B(\Delta)A(\delta)N_{pc}(u_p) - N_{oc} &= 0 \\ B(\Delta)A(\delta)X_{pc}(u_p, v_p) + D - x_{m0} &= 0 \\ u_p \cos \gamma_{1p} &= l_{g0} \sin(\lambda_{g'} - \lambda_{g0} + b/l_{g0}) \\ l_{g0} &= R_{g0} / \sin \lambda_{g0} \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

ここに、 A, B はそれぞれ x_m, y_m 軸まわりの回転に関する座標変換行列である⁽⁷⁾。式(8)より V, H, Z と u_p, v_p, Δ が決まる。また、カッタ軸方向を示すベクトル a は

$$a = B(\Delta)A(\delta)(0, 0, -1)^T \dots\dots\dots (9)$$

D と a をかみあい座標系に変換し、それを D_p, a_p とする。カッタ・マシンセッティング D_p, a_p によってピニオン凹歯面を直接創成歯切りする。

このように、カッタ刃面である円すい面 X_{pc} と擬円すい面 X_{gc} を点接触させることで歯当たりの中心位置が指定できる。また、 X_{gc} と X_{pc} のすきまが小さければそれがそのまま修整歯面と共役歯面との関係になる。このすきまは回転角伝達誤差と直接関係する。

ピニオン凸歯面も同様にして歯切りする。すなわちギヤ凹歯面上に点 Q_m を定め、この点で点接触するようにカッタ刃面 X'_{pc} を配置する。そして、これでピニオン凸歯面を直接創成歯切りする。

表 1 基本諸元 (mm)

Gear ratio	i	41/7
Offset distance	e	18
Gear diameter	$2R_g$	138
Pinion diameter	$2R_p$	29.4
Cone angle	λ_{gi}	77°04'
Pedal	R_{g0}	69
Cone angle	λ_{g0}	74°02'
Module	m	3
Tooth height	$h_k = 2.25m$	6.75
Top clearance	$b = 0.25m$	0.75

表 2 カッタ諸元 (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 (O.B)	S_g', S_p	1.0	1.1
Radius of curvature of circular arc	r, r'	200.0	∞
Incline angle of O.B	$\gamma_{1g}', \gamma_{1p}$	16°55'	14°25'
Incline angle of I.B	$\gamma_{2g}, \gamma_{2p}'$	18°30'	20°00'
Center of curvature of circular arc	(y_0, z_0) (y_0', z_0')	(-115.379, 58.678) (270.314, 53.423)	

7. 歯面間の干渉

ピニオン歯面は上述のごとくギヤ歯面上の点 Q_m で接触の条件を満足するが、ギヤ歯切用カッタ切れ刃の円弧曲率半径の大きさによっては干渉が起きる場合がある。この干渉の有無は、ギヤ歯切用カッタ刃面である擬円すい面 X_{gc} とピニオン歯切用カッタ刃面である円すい面 X_{pc} との点 Q_m における接触状態を調べればわかる。 X'_{gc} と X'_{pc} との関係についても同様である。

点接触している曲面間の干渉の有無については、横田の示した相対全曲率 $K^{(12)}$ の正・負で判別できる。 K が正のとき歯面干渉はない。 K が負のとき歯面干渉がある。干渉がある場合、ギヤ歯切用カッタ切れ刃の円弧曲率半径を小さくすることによってそれを防ぐことができる。

8. 設計例と歯切実験

7章までの考え方に基づいてハイポイドギヤを設計した。表1に基本諸元、表2にカッタ諸元、表3に歯切設計結果を示す。本歯切法では、表1、表2に示した諸元を与えると表3の結果が求められる。これらの計算は電子計算機を用いて逐次近似法によって行う。

表2のギヤ歯切用カッタ切れ刃の円弧曲率半径 $r = r' = 200$ (mm) は、カッタ刃面 X_{gc} と X_{pc} 、 X'_{gc} と X'_{pc} それぞれが点 Q_m 、点 Q'_m で点接触している状態での相

表 3 歯切設計結果 (mm)

	Gear	Pinion	
Spiral angle	β_g, β_p	33°01'25"	47°47'03"
Cone apex	z_g, y_p	1.17	0.66
Face cone angle	$\lambda_{gf}, \lambda_{pf}$	76°27'	18°14'
Root cone angle	$\lambda_{gr}, \lambda_{pr}$	70°55'	12°31'
Design point P (in O-xyz)		(17.162, 66.832, -14.676)	
P _m (in O _m -x _m y _m z _m)		(-1.680, 70.371, -7.570)	
Center of tooth bearing Q _m (in O _m -x _m y _m z _m)		(-1.024, 71.658, -3.890)	
Q _m ' (in O _m -x _m y _m z _m)		(3.901, 71.561, -3.856)	
Cutter center D _g (V _g , H _g , 0)		(-63.316, 30.643, 0)	
Cutter center D _p (V _p , H _p , Z _p)		(69.801, 10.537, -5.326)	
Direction of cutter axis a _g		(0.05816, 0.21648, 0.97455)	
Cutter center D _p ' (V _p , H _p , Z _p)		(66.860, 19.234, -6.947)	
Direction of cutter axis a _p '		(0.05524, 0.21716, 0.97457)	
Dedendum angle	δ	-6°08'	
Adjustment angle	Δ, Δ'	0°27', 0°17'	
Results of transformation to Gleason No.116 hypoid generator		$\phi_1=51^\circ 40', \phi_2=250^\circ 02', \phi_3=37^\circ 02', \phi_4=152^\circ 54'$ $\phi_1'=51^\circ 39', \phi_2'=257^\circ 01', \phi_3'=36^\circ 29', \phi_4'=145^\circ 43'$	

表 4 擬円すい面と円すい面の相対全曲率 K
($\times 10^{-7}/\text{mm}^2$)

r, r'	200	400	800
$X_{p,c}, X_{p,c}$	13.8	1.1	-5.1
$X_{p,c}', X_{p,c}'$	3.1	-5.5	-10.0

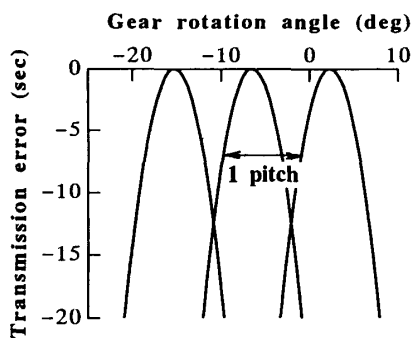
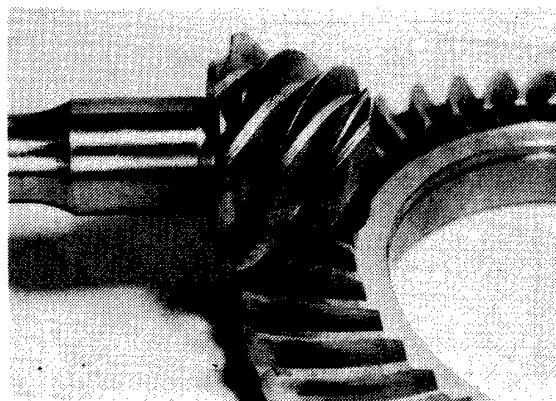


図 9 駆動側歯面の回転角伝達誤差

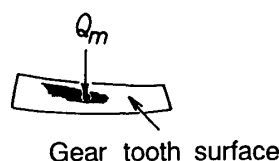
対全曲率 K を計算し、その結果(表 4)から干渉が生じないようにその値を選んだ。 r, r' を小さくすれば干渉は生じないが、小さくしすぎると非共役性の程度が大きくなり、回転角伝達誤差が大きくなる。図 9 は、設計例で示した歯車対のギヤ凸歯面とピニオン凹歯面すなわち駆動側歯面の回転角伝達誤差⁽¹³⁾ の計算結果である。回転角伝達誤差は最大約 13(sec) で大きい。 r を 400(mm) にすると回転角伝達誤差は約 1(sec) で小さくなる。よって、実用段階では r, r' の値は回転角伝達誤差との関連において決めることになる。

カット・ブレードは既存のブレードを利用することにした。それゆえにギヤを広刃法で歯切りすることができなくなり、また切れ刃の傾き角 $\gamma'_{1p}, \gamma_{1p}$ が半端な値になった。表 3 の $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ は No. 116 Gleason hypoid Generator に対するカット・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、クレードル設定値である。これらは D_p, a_p, D'_p, a'_p から決まるものである。

さて、表 1～3 の設計例で示した歯車対の歯切りを行った。図 10 に歯切結果を歯当たりの方法により示す。(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。歯面中央部に定めた点 Q_m を中心に歯当たりが得られており、無効歯面は生じていない。また、切り下げも生じていない。以上より、本歯切法の有効性が確かめられたものと考えられる。



(a)



Gear tooth surface

(b)

図 10 歯切りした歯車対の歯当たり

9. 結 言

自動車用ハイポイドギヤは普通、歯面修整を施す。グリーンソン方式ハイポイドギヤの歯切法は歯面干渉のある非共役歯車に歯面修整を施す考え方に基づいている。したがって、歯面修整の方法と修整量の大きさを決めるとき、歯面干渉回避や歯切盤の精度を考慮しなければならず、非常に複雑化してくる。そのため、画一的な修整法が見出せず、結局は現場の技能に頼らざるを得ないのが現状である。

本法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ている。その歯面修整はギヤ歯切用カット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実現している。また本法では、かみあいには関与しない無効歯面の発生を防ぐために、設計基準点をピニオン歯底に定め、その点で歯すじを決めている。さらに、設計基準点とは別にギヤ歯面上の任意の点を歯当たりの中心位置に定め、その点でピニオン歯切用カット刃面がギヤ歯面と点接触するようにしている。そして、これでピニオンを直接創成歯切りする。

以上のごとく、本法は無効歯面の発生を防ぎつつ、一回の歯切りで指定した位置に歯当たりを得ることができる方法である。また、ギヤ歯切用カットの円弧切れ刃の曲率半径の大きさを変えることによって、修整歯面と共役歯面との関係すなわち回転角伝達誤差の調節がある程度可能であるという利点がある。

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(株)長岡歯車製作所 市野之彬部長およびスズキ(株)竹内慎一課長、羽田芳智主任にお礼申し上げます。

文 献

- (1) 大泉・酒井, 機論, 49-444, C(1983), 1426.
- (2) Gleason Works, *Calculating Instructions Formate Hypoid Gears*, (1956).
- (3) Spear, G. M., ほか2名, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, (1960), 179.
- (4) 歯車便覧編集委員会編, 歯車便覧, (1962), 740, 日刊工業新聞社.
- (5) Baxter, M. L., *ASME Paper*, No. 61-MD-20, (1961).
- (6) 高橋・ほか2名, 機論, 51-468, C(1985), 2074.
- (7) 田村・坂上, 機論, 55-509, C(1989), 145.
- (8) 酒井, 機構学大要, (1967), 160, 養賢堂.
- (9) 高橋・伊藤, 機論, 49-443, C(1983), 1246.
- (10) 島地・ほか2名, 機論, 57-536, C(1991), 1324.
- (11) 本間・廣川, 機論, 57-542, C(1991), 3326.
- (12) 横田, 機論, 33-253, (1967), 1491.
- (13) Litvin, F. L., ほか2名, *JSME, Proc. MPT'91*, (1991), 721.