

パソコンを用いたハイポイドギヤの設計・製図システム

桐 昭弘, 伊藤 紀男

1. 緒 言

ハイポイドギヤは、食違い軸の間に動力や回転を伝達する円錐形の歯車対である。両軸間にはオフセットを有するため、かさ歯車に比較してピニオンを大きく設計することができ、高強度、高かみあい率、高減速比が得られるという特徴をもっている。しかしながら、その理論的な背景が非常に複雑なため、開発されてから約70年を経過した現在でも、その設計法は確立されているとはいえない。

これまでのハイポイドギヤの設計法は、歯切り機械メーカーによって計算シートが与えられ、それに従って計算を行ない、必要な設計諸元、および段取り計算値を求めるというものであった。しかし、その計算内容の詳細や設計諸元の精度の位置付けが明らかにされていないため、ユーザ側の細かい設計変更に対しては自由度をもたないという不便さがあった。そのため精密な歯車対を手軽に得ることが困難となっている。

そこで本報告では、ハイポイドギヤの設計基本式を直接連立させて諸元を求めるという設計法を確立し、それらの諸元を用いてハイポイドギヤのレイアウト図をパソコンを利用して自動製図するシステムの開発を行った。また、従来の計算法では、ハイポイドギヤが等高歯であるか、勾配歯であるか、あるいは軸角が 90° であるか、 90° でないか、すなわちアンギュラハイポイドギヤであるか、そうでないかなどに対して、それぞれ独自の設計法があった。本設計・製図システムでは、これまでの研究室での研究成果^{1)~5)}を踏まえて、それらが自由に選択できるようなシステムに拡張し、ハイポイドギヤの設計・製図システムの効率化を図った。

2. ハイポイドギヤの設計システム

2. 1 ピッチ円錐の計算法

図1は、自動車用最終減速装置に用いられているハイポイドギヤとその軸の位置関係を示す。ここでは、ハイポイドギヤの設計の基本となるピッチ面の接触円錐、すなわちピッチ円錐に関する計算法について述べる。

図2は、ハイポイドギヤのピッチ円錐を示す。考察点Pにおけるピニオン、ギヤのピッチ円錐の円錐距離、ピッチ角、ねじれ角を組にして (A_1, r, ϕ_1) , (A_2, Γ, ϕ_2) とおき、これらをピッチ円錐三要素と定める。これら三要素を用いて、ハイポイドギヤの基本関係式を示す。点Pにおけるピニオン、ギヤの

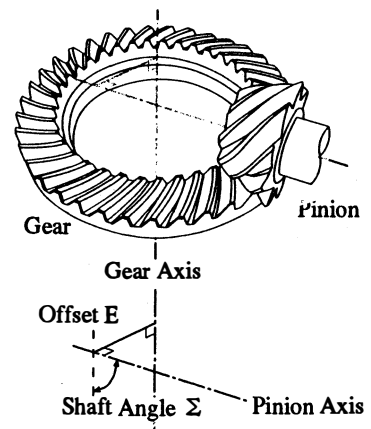


図1 ハイポイドギヤとその軸関係

ピッチ円半径をそれぞれ R_1 , R_2 で表せば, 次のような関係が得られる。

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= A_1 \sin \gamma \\ R_2 &= A_2 \sin \Gamma \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ピニオン, ギヤの歯数を n , N とすると, 次の関係式がある。

$$\frac{R_1 \cos \phi_1}{n} = \frac{R_2 \cos \phi_2}{N} \dots\dots\dots (2)$$

軸角 Σ については, 次の関係式が成立する。

$$\begin{aligned} \cos \Sigma &= -\sin \gamma \sin \Gamma \\ &\quad + \cos \gamma \cos \Gamma \cos(\phi_1 - \phi_2) \dots\dots (3) \end{aligned}$$

オフセット E についても, 次の関係式がある。

$$E = \frac{(R_1 \cos \Gamma + R_2 \cos \gamma) \sin(\phi_1 - \phi_2)}{\sin \Sigma} \dots\dots\dots (4)$$

また, ギヤの外径を D , 歯幅を F とすれば, 考察点 P におけるギヤのピッチ円半径 R_2 は, 次式で表される。

$$R_2 = \frac{D - F \sin \Gamma}{2} \dots\dots\dots (5)$$

次に, $\nu_1 \sim \nu_4$ を次のように定めれば, ハイポイドギヤの限界圧力角 ϕ_0 , および限界曲率半径 ρ_0^* は, 次のように表される。

$$\nu_1 = \frac{\cos \gamma \tan \phi_1}{R_1} + \frac{\cos \Gamma \tan \phi_2}{R_2} \dots\dots\dots (6)$$

$$\nu_2 = \frac{\sin \gamma \sec \phi_1}{R_1} - \frac{\sin \Gamma \sec \phi_2}{R_2} \dots\dots\dots (7)$$

$$\nu_3 = \frac{\cos \gamma}{R_1} + \frac{\cos \Gamma}{R_2} \dots\dots\dots (8)$$

$$\nu_4 = \frac{\sin \Gamma \sin \phi_1}{R_2} - \frac{\sin \gamma \sin \phi_2}{R_1} \dots\dots\dots (9)$$

$$\tan \phi_0 = \frac{-\nu_4 \sec(\phi_1 - \phi_2)}{\nu_3} \dots\dots\dots (10)$$

$$\begin{aligned} \rho_0^* (-\nu_1 \sin \phi_0 + \nu_2 \cos \phi_0) \\ = \tan \phi_1 - \tan \phi_2 \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

以上の(2)～(11)の10式に対し, 未知数は R_1 , γ , ϕ_1 , R_2 , Γ , ϕ_2 , ν_1 , ν_2 , ν_3 , ν_4 , ϕ_0 , ρ_0^* の12個である。これらの連立方程式を解くためには, 2個の未知数を定める必要がある。一般的には, ピニオンねじれ角 ϕ_1 がギヤねじれ角 ϕ_2 , あるいは限界曲率半径 ρ_0^* を仮定する。ここでは, ϕ_1 と ρ_0^* を与えた場合について考察する。 r_c はカッタ半径である。

$$\phi_1 = \phi_{10} \text{ (定数値)} \dots\dots\dots (12)$$

$$\rho_0^* = r_c \dots\dots\dots (13)$$

一方, 同一の歯車装置の中に異なる歯数比の歯車対を組み込む必要が生じる場合がある。このときギヤの組立距離を一定とする設計法が考えられる。図2で, 点 P よりピニオン, ギヤの両軸に下ろした垂線の足と両軸の共通垂線までの距離を X_P , X_G で表せば, 次の式が得られる。

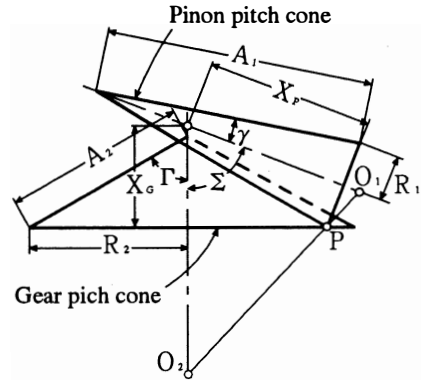


図2 ハイポイドギヤのピッチ円錐

$$X_p = \frac{(R_1 \sec \gamma + R_2 \sec \Gamma) (\sin \gamma + \sin \Gamma \cos \Sigma)}{\sin^2 \Sigma} - R_1 \tan \gamma \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$X_G = \frac{(R_1 \sec \gamma + R_2 \sec \Gamma) (\sin \Gamma + \sin \gamma \cos \Sigma)}{\sin^2 \Sigma} - R_2 \tan \Gamma \quad \dots\dots\dots (15)$$

実用上 X_p には多少の自由度があるが、 X_G はほぼ一定と考える。したがって、第1の設計法としては、式(2)～(12)までの連立方程式を基本とするものと、第2の設計法としては、式(2)～(11)に式(15)を加えた連立方程式を基本とするものが考えられる。

2. 2 連立方程式の解法

連立方程式を解くために、行列計算を用いた逐次近似法（Newton法）を用いる。まず、未知数によって各式を偏微分し、第零次近似値を与えて第一次修正値を計算する。この操作を繰り返し、解が収束するまで計算を行う。第零次近似値は、次の各式によって与えるものとする。

$$\left. \begin{aligned} \cot \Gamma &= \frac{n/N + \cos \Sigma}{\sin \Sigma} \\ R_2 &= \frac{D - F \sin \Gamma}{2} \\ \cot \gamma' &= \frac{N/n + \cos \Sigma}{\sin \Sigma} \\ \sin \varepsilon_0 &= \frac{E \sin \Sigma}{R_2 \cos \gamma'} \\ \phi_2' &= \phi_{10} - \varepsilon_0 \\ R_1 &= \frac{n}{N} \frac{R_2 \cos \phi_2'}{\cos \phi_{10}} \\ \tan^2 \gamma &= \frac{1}{\tan^2 \Gamma} \left\{ 1 - \frac{E^2}{(R_1 \cos \Gamma + R_2 \cos \gamma')^2} \right\} \\ \sin \varepsilon_1 &= \frac{E \sin \Sigma}{R_1 \cos \Gamma + R_2 \cos \gamma} \\ \phi_2 &= \phi_{10} - \varepsilon_1 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (16)$$

次に、製図上必要な歯の勾配に関する諸元を求める。歯直角モジュール m_n は、次式で与えられる。

$$m_n = \frac{2R_2 \cos \phi_2}{N} \quad \dots\dots\dots (17)$$

P点における歯末のたけを a_s 、ギヤの転位係数を x 、ギヤの歯元角を δ_1 、歯末の低歯係数を k とすれば、有効歯たけは $2km_n$ であり、次の式が得られる。

$$\begin{aligned} a_s &= (k - x)m_n \\ \tan \delta_1 &= \frac{2km_n - a_s}{A_2} \quad \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

これらの式によって得られた数値を第零次近似値として各式に代入する。いま、各変数の微小量を $dR_1, d\gamma, d\phi_1, dR_2, d\Gamma, d\phi_2, d\nu_1, d\nu_2, d\nu_3, d\nu_4, d\phi_0$ とし、式(2)～(15)を次のように展開する。

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{N}{n} R_1 \cos \phi_1 - R_2 \cos \phi_2 \\ -dB_1 &= -dR_1 \frac{N}{n} \cos \phi_1 + d\phi_1 \frac{N}{n} R_1 \sin \phi_1 + dR_2 \cos \phi_2 - d\phi_2 R_2 \sin \phi_2 \quad \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

$$B_2 = \cos \Sigma - (\sin \gamma \sin \Gamma + \cos \gamma \cos \Gamma \cos \varepsilon')$$

$$-dB_2 = -d\gamma (\cos \gamma \sin \Gamma + \sin \gamma \cos \Gamma \cos \varepsilon') - (d\phi_1 - d\phi_2) \sin \varepsilon' \cos \gamma \cos \Gamma$$

$$-d\Gamma (\sin \gamma \cos \Gamma + \cos \gamma \sin \Gamma \cos \varepsilon') \dots \dots \dots (20)$$

$$\varepsilon' = \phi_1 - \phi_2 \dots \dots \dots (21)$$

$$B_3 = \nu_1 - \frac{\cos \gamma \tan \phi_1}{R_1} - \frac{\cos \Gamma \tan \phi_2}{R_2}$$

$$-dB_3 = -dR_1 \frac{\cos \gamma \tan \phi_1}{R_1^2} - d\gamma \frac{\sin \gamma \tan \phi_1}{R_1} + d\phi_1 \frac{\cos \gamma \sec^2 \phi_1}{R_1}$$

$$-dR_2 \frac{\cos \Gamma \tan \phi_2}{R_2^2} - d\Gamma \frac{\sin \Gamma \tan \phi_2}{R_2} + d\phi_2 \frac{\cos \Gamma \sec^2 \phi_2}{R_2} - d\nu_1 \dots \dots \dots (22)$$

$$B_4 = \nu_2 - \frac{\sin \gamma \sec \phi_1}{R_1} + \frac{\sin \Gamma \sec \phi_2}{R_2}$$

$$-dB_4 = -dR_1 \frac{\sin \gamma}{R_1^2 \cos \phi_1} + d\gamma \frac{\cos \gamma}{R_1 \cos \phi_1} + d\phi_1 \frac{\sin \gamma \sin \phi_1}{R_1 \cos^2 \phi_1} + dR_2 \frac{\sin \Gamma}{R_2^2 \cos \phi_2}$$

$$-d\Gamma \frac{\cos \Gamma}{R_2 \cos \phi_2} - d\phi_2 \frac{\sin \Gamma \sin \phi_2}{R_2 \cos^2 \phi_2} - d\nu_2 \dots \dots \dots (23)$$

$$B_5 = \nu_3 - \frac{\cos \gamma}{R_1} - \frac{\cos \Gamma}{R_2}$$

$$-dB_5 = -dR_1 \frac{\cos \gamma}{R_1^2} - d\gamma \frac{\sin \gamma}{R_1} - dR_2 \frac{\cos \Gamma}{R_2^2} - d\Gamma \frac{\sin \Gamma}{R_2} - d\nu_3 \dots \dots \dots (24)$$

$$B_6 = \nu_4 + \frac{\sin \gamma \sin \phi_2}{R_1} - \frac{\sin \Gamma \sin \phi_1}{R_2}$$

$$-dB_6 = dR_1 \frac{\sin \gamma \sin \phi_2}{R_1^2} - d\gamma \frac{\cos \gamma \sin \phi_2}{R_1} + d\phi_1 \frac{\cos \phi_1 \sin \Gamma}{R_2} - dR_2 \frac{\sin \Gamma \sin \phi_1}{R_2^2}$$

$$+ d\Gamma \frac{\cos \Gamma \sin \phi_1}{R_2} - d\phi_2 \frac{\cos \phi_2 \sin \gamma}{R_1} - d\nu_4 \dots \dots \dots (25)$$

$$B_7 = -\nu_4 - \nu_3 \tan \phi_0 \cos \varepsilon'$$

$$-dB_7 = (-d\phi_1 + d\phi_2) \nu_3 \tan \phi_0 \sin \varepsilon' + d\nu_3 \tan \phi_0 \cos \varepsilon' + d\nu_4$$

$$+ d\phi_0 \nu_3 \cos \varepsilon' \sec^2 \phi_0 \dots \dots \dots (26)$$

$$B_8 = \tan \phi_1 - \tan \phi_2 - \rho_0^* (-\nu_1 \sin \phi_0 + \nu_2 \cos \phi_0)$$

$$-dB_8 = -d\phi_1 \sec^2 \phi_1 + d\phi_2 \sec^2 \phi_2 - d\nu_1 \rho_0^* \sin \phi_0 + d\nu_2 \rho_0^* \cos \phi_0$$

$$-d\phi_0 \rho_0^* (\nu_1 \cos \phi_0 + \nu_2 \sin \phi_0) \dots \dots \dots (27)$$

$$B_9 = E \sin \Sigma - \sin \varepsilon' (R_1 \cos \Gamma + R_2 \cos \gamma)$$

$$-dB_9 = dR_1 \sin \varepsilon' \cos \Gamma - d\gamma \sin \varepsilon' R_2 \sin \gamma + (d\phi_1 - d\phi_2) (R_1 \cos \Gamma + R_2 \cos \gamma) \cos \varepsilon'$$

$$+ dR_2 \cos \gamma \sin \varepsilon' - d\Gamma R_1 \sin \Gamma \sin \varepsilon' \dots \dots \dots (28)$$

$$B_{10} = R_2 - \frac{D - F \sin \Gamma}{2}$$

$$-dB_{10} = -dR_2 - d\Gamma \cos \Gamma \frac{F}{2} \dots \dots \dots (29)$$

$$B_{11} = \phi_1 - \phi_{10}$$

$$-dB_{11} = -d\phi_1 \dots \dots \dots (30A)$$

式(12)の代わりに式(15)を用いる場合は、同一歯車装置に歯数比の異なるハイポイドギヤを組み込むことができ、この場合の B_{11} は、次のようになる。

$$\begin{aligned} B_{11} &= X_2 \sin^2 \Sigma + R_2 \tan \Gamma \sin^2 \Sigma - \ell_1 \ell_2 \\ -dB_{11} &= dR_1 \ell_1 \sec \gamma + d\gamma (R_1 \ell_2 \tan \gamma \sec \gamma + \ell_1 \cos \gamma \cos \Sigma) \\ &\quad + dR_2 (\ell_2 \sec \Gamma - \tan \Gamma \sin^2 \Sigma) \\ &\quad + d\Gamma (R_2 \ell_2 \sin \Gamma \sec^2 \Gamma + \ell_1 \cos \Gamma - R_2 \sin^2 \Sigma \sec^2 \Gamma) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (30B)$$

ここに

$$\begin{aligned} \ell_1 &= R_1 \sec \gamma + R_2 \sec \Gamma \\ \ell_2 &= \sin \Gamma + \sin \gamma \sin \Sigma \end{aligned}$$

いま $i, j = 1 \sim 11$ とし、 $(B_i) = B_1 \sim B_{11}$ を列ベクトル B 、 $dR_1, d\gamma, d\phi_1, dR_2, d\Gamma, d\phi_2, d\nu_1, d\nu_2, d\nu_3, d\nu_4, d\phi_0$ を、 $(D_i) = D_1 \sim D_{11}$ として列ベクトル D で表す。また、変数による偏微分係数を A_{ij} で表して行列 A とすれば、連立方程式は次式のごとく整理される。

$$\left. \begin{aligned} AD &= B \\ D &= A^{-1}B \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (31)$$

すなわち、次のように表される。

$$\begin{bmatrix} A_{11} & 0 & A_{13} & A_{14} & 0 & A_{16} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{23} & 0 & A_{25} & A_{26} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} & A_{36} & A_{37} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} & 0 & A_{48} & 0 & 0 & 0 \\ A_{51} & A_{52} & 0 & A_{54} & A_{55} & 0 & 0 & 0 & A_{59} & 0 & 0 \\ A_{61} & A_{62} & A_{63} & A_{64} & A_{65} & A_{66} & 0 & 0 & 0 & A_{610} & 0 \\ 0 & 0 & A_{73} & 0 & 0 & A_{76} & 0 & 0 & A_{79} & A_{710} & A_{711} \\ 0 & 0 & A_{83} & 0 & 0 & A_{86} & A_{87} & A_{88} & 0 & 0 & A_{811} \\ A_{91} & A_{92} & A_{93} & A_{94} & A_{95} & A_{96} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{104} & A_{105} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{111} & A_{112} & A_{113} & A_{114} & A_{115} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \\ B_8 \\ B_9 \\ B_{10} \\ B_{11} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} dR_1 \\ d\gamma \\ d\phi_1 \\ dR_2 \\ d\Gamma \\ d\phi_2 \\ d\nu_1 \\ d\nu_2 \\ d\nu_3 \\ d\nu_4 \\ d\phi_0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (32)$$

各変数ごとに、第1次近似値を $R_1 = R_1 + D_1, \gamma = \gamma + D_2, \dots, \phi_0 = \phi_0 + D_{11}$ と修正し、 $(A_{ij}), (B_i)$ の式に代入して、再び D を求める。一般的には、数回の繰り返し計算で解は収束する。

3. ハイポイドギヤ自動製図システム

3.1 プログラムの構成

本システムのプログラムの作成にあたっては、設計者が手軽に、しかも簡単に取り扱えるように、できる限り対話形式となるようにした。しかし、対話箇所が多くなれば設計の自由度は高くなるが、それだけプログラムは長くなり、処理時間を要することとなる。そこで本システムでは、各処理工程をそれぞれサブプログラムとして構成し、システムの基本構成をメインプログラムとした。設計条件に応じてサブプログラムを呼出して計算を行なわせ、不必要な計算はスルーさせることとした。

3. 2 使用機器の概要

図3は、本システムの構成を示す。パーソナルコンピュータは横河ヒューレットパッカード社のHP9000 Model 319C+である。表1は、その基本性能を示す。OSのHP BASIC 5.1言語システムは、BASIC本来の単純さにFORTRAN, ALGOL, APLに通常備わっている高い計算能力を加えたシステムである。このシステムの使用でハイパフォーマンスと容易なプログラミングが可能となり、それぞれの利点を最大限利用することが出来る。本報告では、各諸元の算出に用いている連立方程式の計算はマトリックスオプションを使用し、複雑になりがちな計算プログラムの単純化を図った。また、製図用プログラムにおいてもグラフィックスオプションを用いて同様の目的を果たしている。プロッタは同社の7440A(Color pro)で、作図速度は40 cm/s(軸方向)、最大加速度は1.2Gで、位置指定可能な分解能は0.025mmである。しかし、性能上、用紙サイズがA4に限定されているため、プログラム中で製図の縮尺の変更部分を設けて対応した。プリンタは同社の2225AJを使用した。

本システムではハイポイドギヤの基本データであるピニオンの歯数 n 、ギヤの歯数 N 、ギヤのピッチ径 D 、歯幅 F 、カッタの平均圧力角 ϕ_b 、ピニオンのねじれ角 ϕ_1 を入力して、カッタ半径 r_c 、軸角 Σ 、オフセット E をパラメータとして扱い、等高歯と勾配歯の選択も与えて設計に自由度を与えた。その他、必要となる諸元については、プログラム中で定数として変数に代入した。

図4は、本システムのフローチャートを示す。

3. 3 製図プログラムの構成

前項の設計サブプログラムで求められたハイポイドギヤの設計諸元のデータを、メインプログラムの文頭に設けたCALL文、サブプログラムの文頭に設けたsub文の間でパス・パラメータリストによって、共通変数を用いてデータの受渡しを行う。これらのデータを用いて製図を行うが、必要となる点の位置は、その都度、データを用いて座標を計算させる。これらの座標にグラフィックスオプションを用いて、直線、円等を描くコマンドで各部分を描かせる。レイアウト図を出力させるためには平面図を描かせた後に、平行移動、回転移動を使って側面図を完成させる。

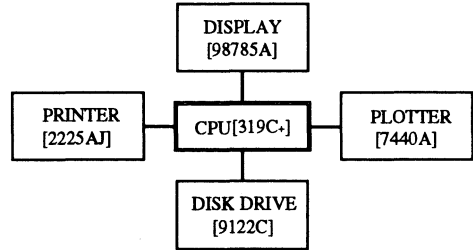


図3 システムの構成

表1 計算機の基本性能

CPU	MC68020 32bit 16.67MHz
RAM	4MByte
CRT	16"Color 1024*768pixel
OS	HP-BASIC 5.1

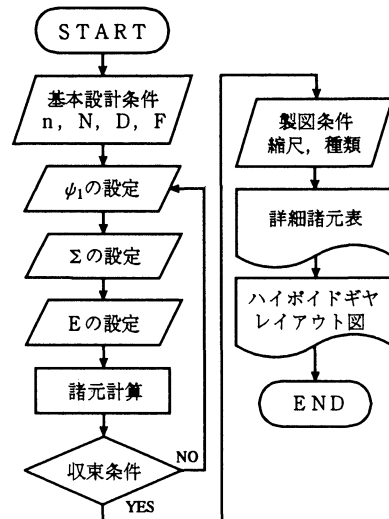


図4 フローチャート

4. 設計・製図例

具体例を用いて本設計・製図システムの検証を試みる。

表2は、具体例に用いたハイポイドギヤの主要諸元をプリンタにより出力させたものである。表2(a)は通常のハイポイドギヤであり、表2(b)はアンギュラハイポイドギヤ、表2(c)は逆オフセットのハイポイドギヤである。これらはいずれも勾配歯を用いた。

表3は、計算によって求められた設計の詳細諸元をプリンタにより出力させたものである。表3の(a), (b), (c)はそれぞれ表2の(a), (b), (c)に対応している。

図5は、表3の(a), (b), (c)の値を用いて本システムにより、プロッタで出力させたハイポイドギヤのレイアウト図である。本システ

表2 ハイポイドギヤの主要諸元

(a) $\Sigma=90^\circ$, $E=30\text{mm}$ の場合				
Duplex Method for Designing Hypoid Gear Blanks				
Combination	n / N		8 / 35	
Gear Pitch Diameter	D	mm	190	
Gear Face Width	F	mm	28	
Hand of Pinion			Left	
Average Pressure Angle		deg.	19	
Driver			Pinion	
Cutter Diameter	Zrc	mm	190.5	
Pinion Spiral Angle		deg.	49.6688	
Shaft Angle	Sigma	deg.	90	
Pinion Offset	E	mm	30	
(Bellow Center)				

(b) $\Sigma=110^\circ$, $E=15\text{mm}$ の場合				
Duplex Method for Designing Hypoid Gear Blanks				
Combination	n / N		8 / 35	
Gear Pitch Diameter	D	mm	190	
Gear Face Width	F	mm	28	
Hand of Pinion			Left	
Average Pressure Angle		deg.	19	
Driver			Pinion	
Cutter Diameter	Zrc	mm	190.5	
Pinion Spiral Angle		deg.	42.5635	
Shaft Angle	Sigma	deg.	110	
Pinion Offset	E	mm	15	
(Bellow Center)				

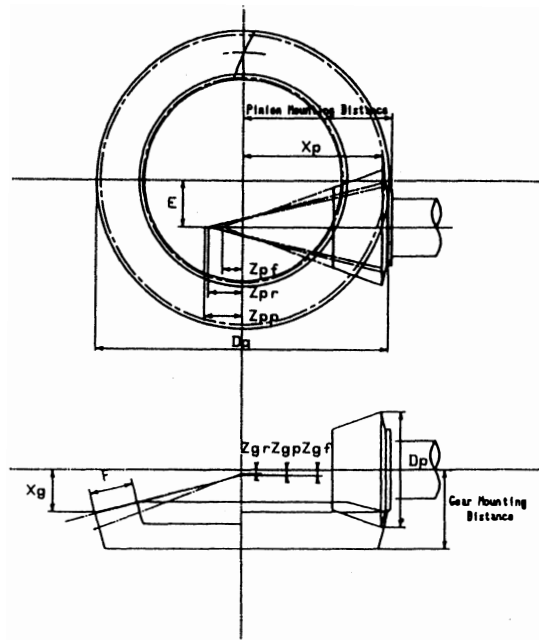
(c) $\Sigma=70^\circ$, $E=-30\text{mm}$ の場合				
Duplex Method for Designing Hypoid Gear Blanks				
Combination	n / N		8 / 35	
Gear Pitch Diameter	D	mm	190	
Gear Face Width	F	mm	28	
Hand of Pinion			Left	
Average Pressure Angle		deg.	19	
Driver			Pinion	
Cutter Diameter	Zrc	mm	190.5	
Pinion Spiral Angle		deg.	21.2477	
Shaft Angle	Sigma	deg.	70	
Pinion Offset	E	mm	-30	
(Bellow Center)				

表3 ハイポイドギヤの詳細諸元

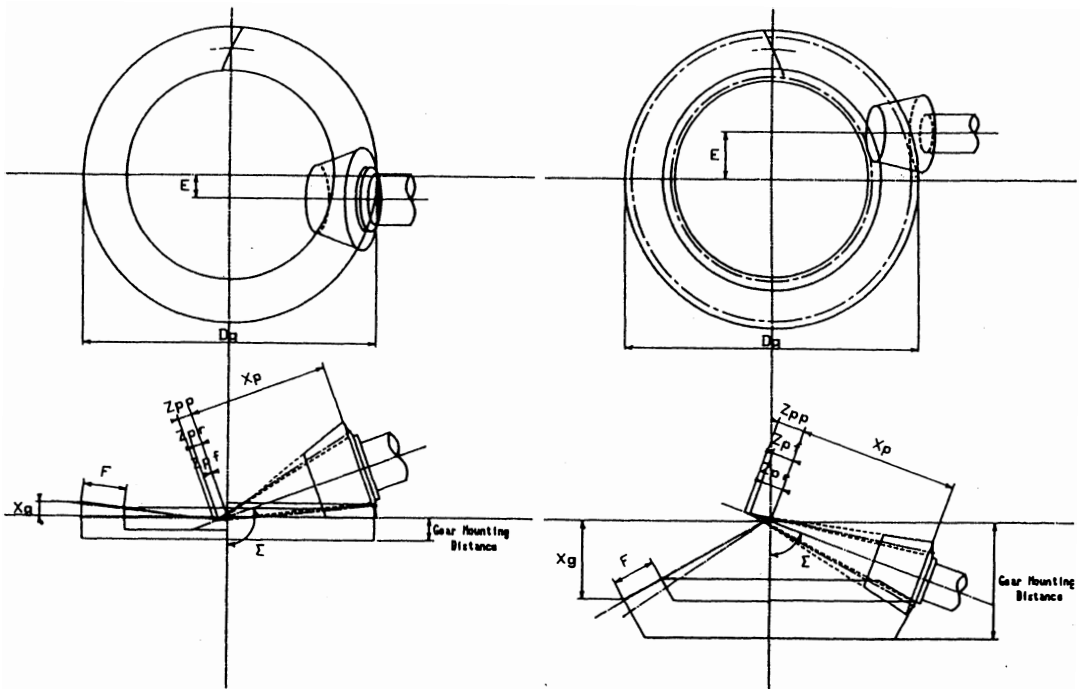
(a) $\Sigma=90^\circ$, $E=30\text{mm}$ の場合				
Hypoid Gear Dimensions				
		PINION	GEAR	
Pitch Diameter	mm	58.3311	190	
Addendum	mm	8.2415	1.4177	
Dedendum	mm	2.6607	9.2475	
Whole depth	mm	10.9023	10.6652	
Outside Diameter	Dp, Dg	74.3303	190.7253	
Pitch Apex Beyond				
Crossing Point	Zpp, Zgp	mm	24.8305	-3.4742
Face Apex Beyond				
Crossing Point	Zpf, Zgf	mm	13.3749	-3.8842
Root Apex Beyond				
Crossing Point	Zpr, Zgr	mm	22.4017	-2.3254
Crown to Crossing				
Point	Xp, Xg	mm	90.8905	27.2417
Pitch Angle	deg.	13.9169	75.1786	
Face Angle	deg.	19.6185	76.2373	
Root Angle	deg.	12.9164	69.1794	
Spiral Angle	deg.	49.6688	29.1287	
Mean Radius	mm	25.1373	81.4658	
Limit Pressure Angle	deg.	-6.4018		
Dedendum Angle	deg.	-1.0587	5.9992	

(b) $\Sigma=110^\circ$, $E=15\text{mm}$ の場合				
Hypoid Gear Dimensions				
		PINION	GEAR	
Pitch Diameter	mm	5.5571	190	
Addendum	mm	8.0796	1.3871	
Dedendum	mm	2.5903	9.0365	
Whole depth	mm	10.6699	10.4236	
Outside Diameter	Dp, Dg	66.2389	189.7029	
Pitch Apex Beyond				
Crossing Point	Zpp, Zgp	mm	8.9698	-2.4844
Face Apex Beyond				
Crossing Point	Zpf, Zgf	mm	-0.0831	-2.9191
Root Apex Beyond				
Crossing Point	Zpr, Zgr	mm	5.9975	-1.1850
Crown to Crossing				
Point	Xp, Xg	mm	90.7677	-9.1287
Pitch Angle	deg.	13.9603	96.1485	
Face Angle	deg.	20.0292	97.2388	
Root Angle	deg.	12.9071	89.9702	
Spiral Angle	deg.	42.5635	31.9316	
Mean Radius	mm	21.3547	81.0005	
Limit Pressure Angle	deg.	-3.0612		
Dedendum Angle	deg.	-1.0903	6.1783	

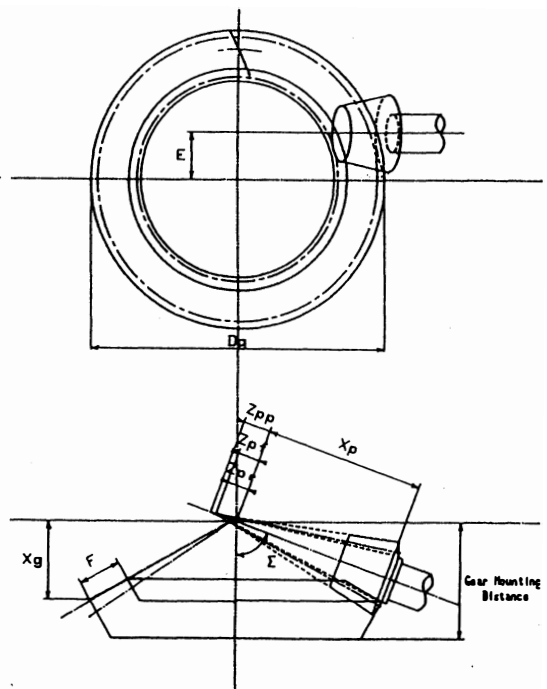
(c) $\Sigma=70^\circ$, $E=-30\text{mm}$ の場合				
Hypoid Gear Dimensions				
		PINION	GEAR	
Pitch Diameter	mm	36.1405	190	
Addendum	mm	6.9199	1.2098	
Dedendum	mm	2.3819	7.9474	
Whole depth	mm	9.3017	9.1572	
Outside Diameter	Dp, Dg	49.8336	191.2052	
Pitch Apex Beyond				
Crossing Point	Zpp, Zgp	mm	17.9288	2.6950
Face Apex Beyond				
Crossing Point	Zpf, Zgf	mm	14.1354	2.5640
Root Apex Beyond				
Crossing Point	Zpr, Zgr	mm	14.1299	2.1759
Crown to Crossing				
Point	Xp, Xg	mm	104.1977	50.8306
Pitch Angle	deg.	8.3489	60.1239	
Face Angle	deg.	11.8908	60.8164	
Root Angle	deg.	7.4801	56.2000	
Spiral Angle	deg.	21.2477	39.5464	
Mean Radius	mm	15.6696	82.8605	
Limit Pressure Angle	deg.	1.8385		
Dedendum Angle	deg.	-6.9925	3.9239	



(a) $\Sigma=90^\circ$, $E=30\text{mm}$ の場合



(b) $\Sigma=110^\circ$, $E=15\text{mm}$ の場合



(c) $\Sigma=70^\circ$, $E=-30\text{mm}$ の場合

図5 ハイポイドギヤのレイアウト

ムで作成される製図には、寸法そのものではなく寸法記号を記入することもできるようにした。これは詳細な寸法を図面中表示すると、図面が複雑になり、読み取りにくくなるためである。具体的な数値は別表として表示させる。

今回のプログラムでは、基本諸元の入力からCRTへの出力までの処理時間は約1分、プロッタへの出力には約5分を要した。

5. 結 言

パーソナルコンピュータを用いてハイポイドギヤの自動設計・製図システムの開発を試みた。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 設計・製図を自動化することによって、設計・製図時間を大幅に短縮すると同時に、設計が容易にできるように対話形式にしたため、専門知識を持たないオペレーターによっても、簡単に設計・製図が可能となる。
- (2) パーソナルコンピュータを用いているため、現場でも使用が可能となり、なおかつ設計・製図を一貫した作業で行うため、人為的なミスを防ぐことができる。
- (3) 本システムにハイポイドギヤの性能を決定する歯当たりに関するプログラムをリンクさせることにより、設計目標に合ったハイポイドギヤの製作が可能となる。

終わりに、本研究を遂行するに当たり、ご指導いただいた元富山大学教授 高橋幸一氏（ハイポイド高橋技研所長）に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 高橋, 伊藤, 日本機械学会論文集, **45**—**500**, C(1988), 904.
- 2) 高橋, 伊藤, 日本機械学会論文集, **57**—**544**, C(1991), 3934.
- 3) 高橋, 伊藤, 日本機械学会論文集, **57**—**544**, C(1991), 3941.
- 4) 伊藤, 高橋, 日本機械学会論文集, **61**—**582**, C(1995), 373.
- 5) 伊藤, 野村, 日本機械学会論文集, **61**—**582**, C(1995), 380.

Automatic Designing and Drawing of Hypoid Gear using Personal Computer

Akihiro KIRI, Norio ITO

In this study, we examined if a personal CAD can obtained an automatical, total and full designing and drawing program of a hypoid gear. First, we set up the simultaneons equations formed by some design fundamental equations of a hypoid gear, and solve them by the method of succesive approximation. We draw the hypoid gear layout using thier gear dimensions. The special merits of this system are able to design and draw the hypoid gear with the equi-depth tooth or the tapered tooth and furthermore an angular hypoid gear that the shaft angle is not 90-degree.

〔英文和訳〕

パソコンを用いたハイポイドギヤの設計・製図システム

桐 昭弘, 伊藤 紀男

本研究では、パソコンを用いてハイポイドギヤの自動設計・製図が可能なシステムの開発を目指した。まず、ハイポイドギヤの設計基本関係式から構成される連立方程式を求め、それらを逐次近似法によって解く。得られた設計諸元を用いてハイポイドギヤのレイアウト図を描く。このシステムの特徴は、等高歯や勾配歯、さらには軸角が 90° でないアングュラハイポイドギヤの設計・製図にも対応しているということである。