

サーボ計算機用小形歯車について

Fine Pitch Gearing for Servo Computers

湯 浅 政 男* 藤 江 昭* 山 田 康 雄*
 Masao Yuasa Akira Fujie Yasuo Yamada

内 容 梗 概

サーボ計算機に用いられる細密歯車機構において、その伝達角度総合誤差、必要歯厚減少量およびトルクの計算を統計的方法によって求める計算方法について説明を行うとともに、演算素子の一つである差動歯車の説明および歯車の誤差測定装置、歯車機構の誤差測定装置の実例を示した。

1. 緒 言

サーボ計算機⁽¹⁾に使用されている細密歯車機構の一例を第1図および第2図に示す。細密歯車とは小モジュール(約1.25M以下)で高精度の小形歯車を意味するものとして用いる。サーボ計算機の細密歯車列の機能として、おもなるものをあげると下記のとおりである。

- (1) シンクロ、レゾルバ、ポテンショメータ、ボールデスク形積分器、タコジェネレータ、差動歯車などの演算素子相互を連結し一定の相互関係を保たせる。
- (2) サーボモータと負荷条件とを最適にする。

上記の機能を満足させるための細密歯車機構の選択にあたってのおもなる点をあげれば次のとおりである。

- (1) サーボモータの負荷を最適使用条件にする。
- (2) 演算素子相互間の伝達角度誤差を最小にする。
- (3) サーボモータとそれを駆動するシンクロ、ポテンショ、レゾルバなどの検出部とのバックラッシュを最小にする。

以上の中で(1)項はサーボモータおよび入出力の状態によって異なるが、細密歯車機構の歯車比、慣性能率、負荷トルクなどが問題となる。慣性能率および最適負荷についてはほかの文献⁽²⁾⁽³⁾に詳述されているのでここでは省略する。

一般に負荷トルクの増加はサーボ系の静止誤差の増加と、動作の不円滑さをまねく。普通細密歯車列の効率は良好な歯車列を使用した場合には95%以上であるが、歯車比が大きく、多くの段数をもちカスケードに連結された歯車列においては効率が著しく低下するから注意を要する。

(2)項と(3)項については、細密歯車の加工精度、組立精度およびその他使用部品の精度、細密歯車機構の剛性、使用周囲条件などによって決まり、サーボ計算機の精度と性能は主としてこれら細密歯車列の精度によって決定される。

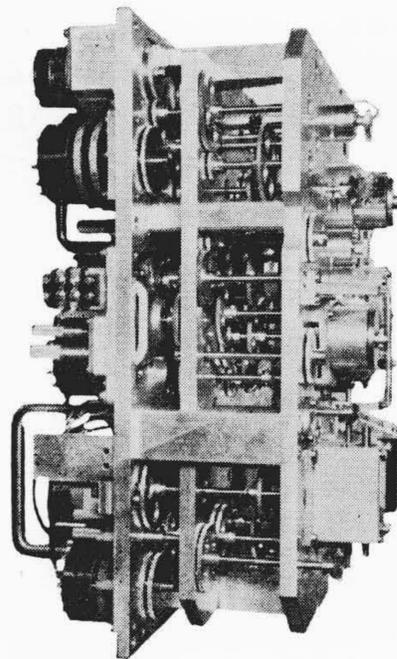
サーボ計算機は近来特に小形化、高性能化が要求され、0.1%以上の計算精度が要求される場合は、演算素子相互間の伝達角度総合誤差は1分以内であることが必要とされている⁽³⁾。一般に高精度を要する歯車列の演算素子には第3図のような背げき修正歯車⁽⁴⁾を取付けて精度をあげるとともに、歯車単体および歯車列の使用部品は高精度のものが要求される。したがってこれらの細密歯車機構の設計にあたって、あらかじめ歯車列の精度がどの程度であるかを知る必要があり、主として平歯車系における伝達精度の計算を統計的に処理した方法をここに紹介するとともに、細密歯車機構の二、三の問題について述べる。

2. 伝達角度総合誤差について

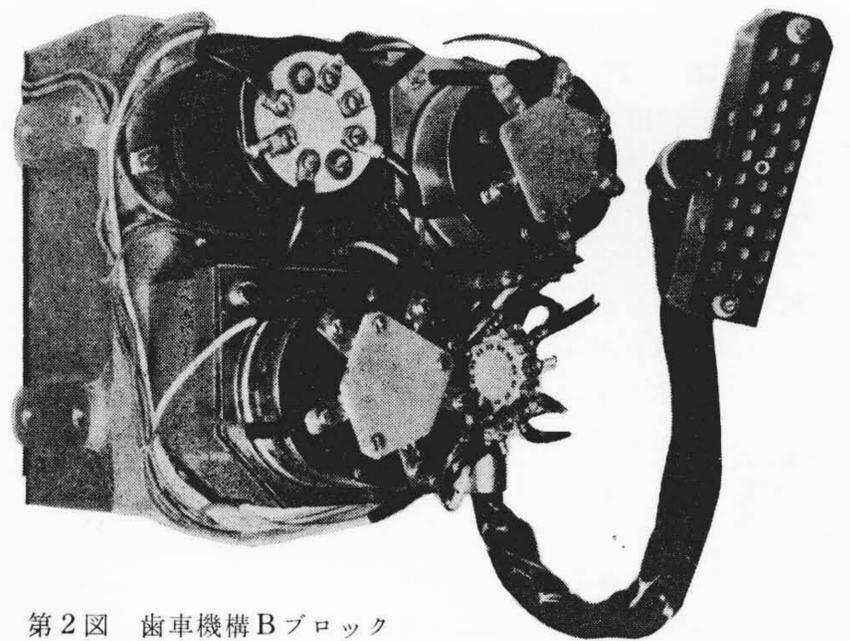
2.1 伝達角度総合誤差の定義

第4図に示すように入力軸の回転角度に対し、出力軸の回転角度

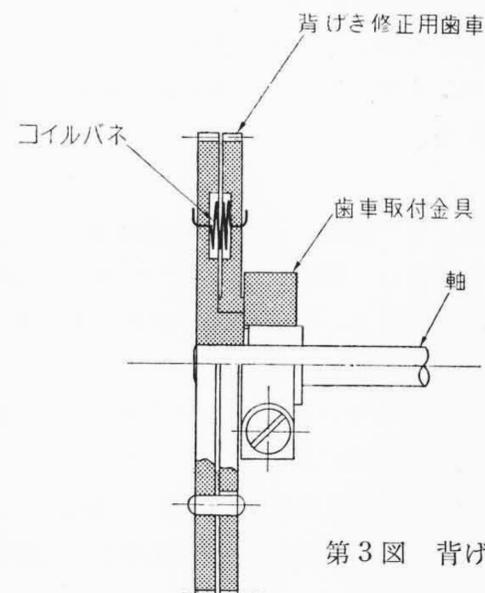
* 日立製作所戸塚工場



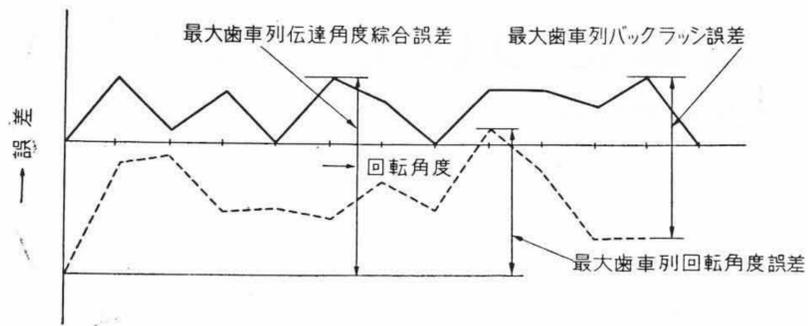
第1図 歯車機構Aブロック



第2図 歯車機構Bブロック



第3図 背げき修正歯車



第4図 歯車列伝達角度総合誤差曲線

には角度誤差を生ずる。さらにこの角度誤差には入力軸を正逆両回転させると、バックラッシュによるガタが加算される。バックラッシュ誤差（ピッチ円周上の角度で表わす）と回転角度誤差の合成されたものを伝達角度総合誤差と呼び、伝達角度総合誤差は必ず2枚以上の歯車列として測定されるので、歯車列として合成された角度の総合誤差を歯車列伝達角度総合誤差と定義する。そこで歯車列の伝達角度誤差と、歯車軸1個あたりの伝達角度誤差（相手歯車に歯車比1対1の誤差のないマスター歯車を使用したのと等価）を区別して用語を次のように整理する。

歯車列の伝達角度誤差としては、

歯車列伝達角度総合誤差 — 歯車列バックラッシュ誤差
 — 歯車列回転角度誤差

歯車軸1個あたりの伝達角度誤差としては、

伝達角度誤差 — バックラッシュ誤差
 — 回転角度誤差

2.2 歯厚必要減少量

歯車列をかじりなくスムーズに回らすために、諸誤差を考慮に入れてあらかじめ設計的に歯厚を減少させておく必要がある。この場合バックラッシュを最小に押えるためには歯厚の減少量を最小にする必要があるため、どのような計算をすればよいかを以下に記す。

2.2.1 諸誤差

歯車機構（第1, 2図参照）について歯厚を減少させなければならない要因をあげれば次のとおりである。

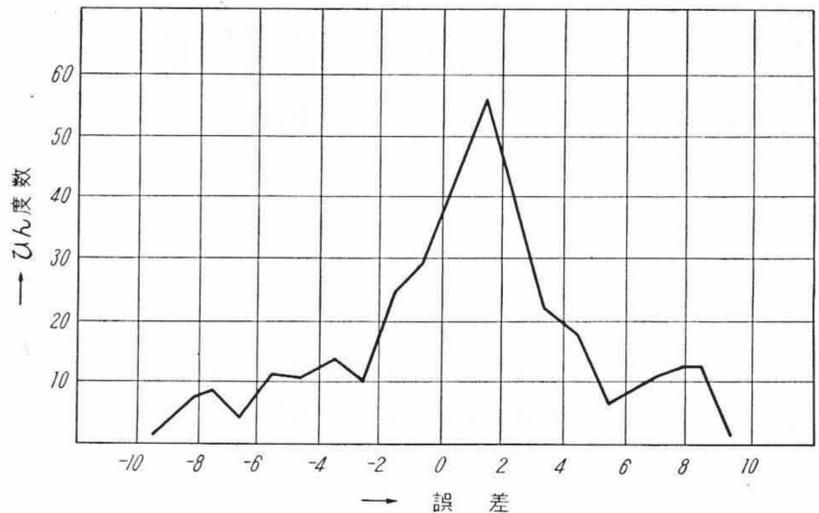
固定誤差	(1) 基板の穴ピッチ誤差	\bar{X}_1	σ_1
遊び誤差	(2) 穴とボールベアリング外径の遊び誤差	\bar{X}_2	σ_2
	(3) ボールベアリングの遊び誤差	\bar{X}_3	σ_3
	(4) ボールベアリング内径と軸の遊び誤差	\bar{X}_4	σ_4
	(5) ボールベアリング内輪の偏心	\bar{X}_5	σ_5
回転により変化する誤差	(6) ボールベアリング外輪の偏心	\bar{X}_6	σ_6
	(7) 軸に対する歯車歯みぞのふれ	\bar{X}_7	σ_7
	(8) 一歯の合成誤差(かみ合試験による)	\bar{X}_8	σ_8
その他の誤差	(9) 歯筋方向誤差	\bar{X}_9	σ_9
	(10) 温度変化による寸法変化	\bar{X}_{10}	σ_{10}
	(11) 各部の弾性変形	\bar{X}_{11}	σ_{11}
	(12) 歯車の横ぶれによる誤差	\bar{X}_{12}	σ_{12}

ここで \bar{X}_i, σ_i は、 i 項の歯車かみ合方向に換算した誤差の平均値、標準偏差を示す。

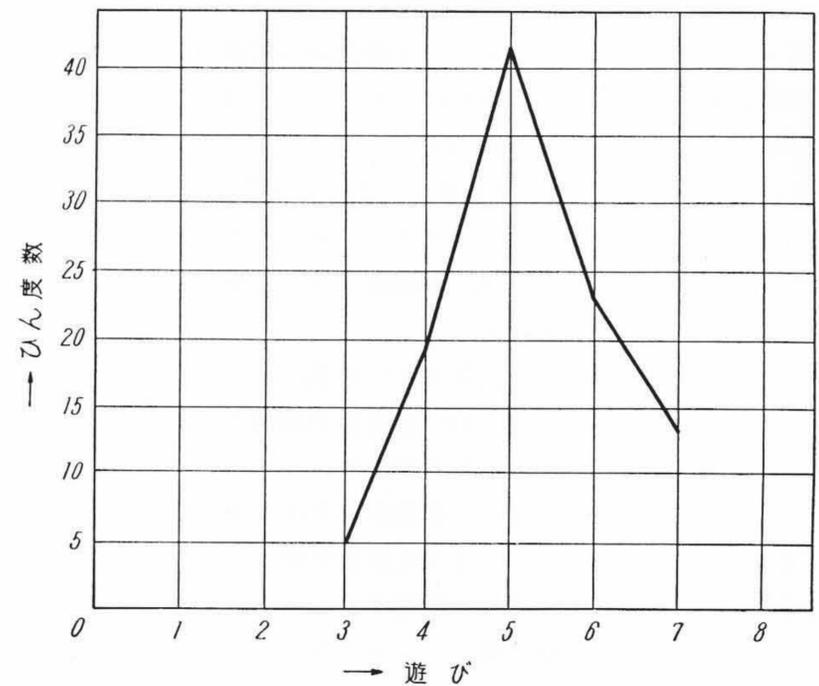
(1) 固定誤差

(i) 基板の穴ピッチ誤差 (\bar{X}_1, σ_1) (第5図)

基板の穴ピッチ指定は一般にジグボラで加工するので、 X - Y 座標による穴位置指定によっているが、誤差分布が X, Y 方向とも同一分布で平均値が一致し、かつ正規分布であれば平面上の誤差分布は回転体となるのでかみ合の方向は考える必要はなくなる。実用的には上記の条件が満足されると考えられるので、いま X - Y 座標面で一軸方向の誤差分布（一軸上へ投影した誤差分布）がわかっているれば、それをかみ合方向の直線上への誤差分布として使用し、あるいは直接穴ピッチの誤差分布がわかっているれば、



第5図 基板の穴ピッチ誤差ひん度曲線



第6図 ボールベアリング半径方向遊び誤差曲線

この場合には \bar{X} は $1/2$, σ は $1/\sqrt{2}$ にして歯車1枚当りの値になおし、その \bar{X}_1, σ_1 を使用する。この誤差は温度変化による以外は不変とする。

(2) 遊び誤差

- (i) 穴とボールベアリング外径の遊び誤差 (\bar{X}_2, σ_2)
- (ii) ボールベアリングの遊び誤差 (\bar{X}_3, σ_3) (第6図)
- (iii) ボールベアリング内径と軸の遊び誤差 (\bar{X}_4, σ_4)

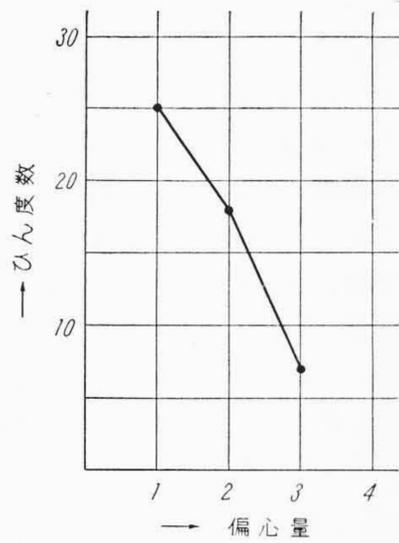
穴とボールベアリング外径、ボールベアリング内径と軸のはめあいには一般にはトマリバメを用いていることが多い。またボールベアリングの遊びきは JIS の C_2 級を使用するのが普通である。ボールベアリングの外径と内径および歯車軸とは、それぞれ別個に回転すると考える必要があるため、歯車かみ合方向の遊び誤差はそれぞれの真円度、偏心、そのほかの原因により回転に伴って若干の変化はするが、 $\sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ にはこの影響も入っているものとする。

また温度変化によりこれらの値は変化するが一般にサーボ計算機用の歯車列においては低荷重、比較的低速回転であるのでこの影響は無視する。

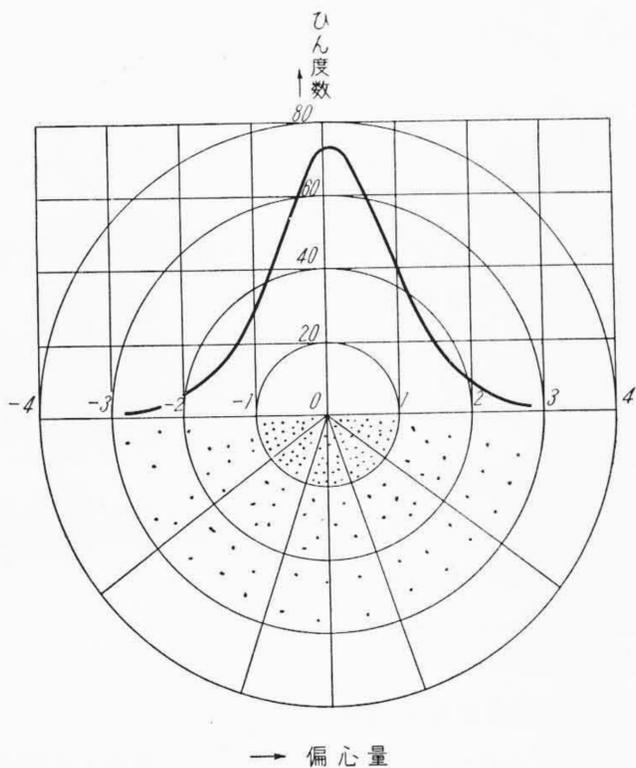
(3) 回転により変化する誤差

- (i) ボールベアリング内輪の偏心 (\bar{X}_5, σ_5) (第7図(a), (b))
- (ii) ボールベアリング外輪の偏心 (\bar{X}_6, σ_6) (第8図(a), (b))

これらの誤差分布は偏心量として求められるが、歯車列のかみ合誤差として考えるときにはかみ合方向の誤差分布になおす必要がある。このため円確率紙を用いる。ボールベアリングの内輪、



(a) ボールベアリング内輪偏心ひん度数曲線



(b) ボールベアリング内輪偏心の歯車かみ合方向ひん度数曲線

第7図 ボールベアリング内輪の偏心

外輪は歯車軸の回転とともに回転するので、偏心の方向も変化するが円確率紙を使用しているので σ_5 , σ_6 はこのことも考慮した値と考えてよい。

(iii) 軸に対する歯車歯みぞのふれ (\bar{X}_7 , σ_7)

歯車を歯車軸に固定するのはネジ,あるいはテーパピンなどによっているが軸に対する歯車歯みぞのふれを考えると、軸の曲り,軸と穴のガタ,穴と歯みぞの偏心などが重って最終的な精度が決定される。この分布を円確率紙により歯車かみ合方向の誤差分布になおす(近似的に偏心量として取扱う)。

(iv) 一歯の合成誤差(かみ合試験による) (\bar{X}_8 , σ_8)

圧力角誤差,歯形誤差がさらにかじりの原因になるので,これらの誤差として中心距離変化式かみ合試験の一歯の合成誤差をとった。この誤差は歯車かみ合方向の誤差そのものなので誤差分布はそのまま使用する。

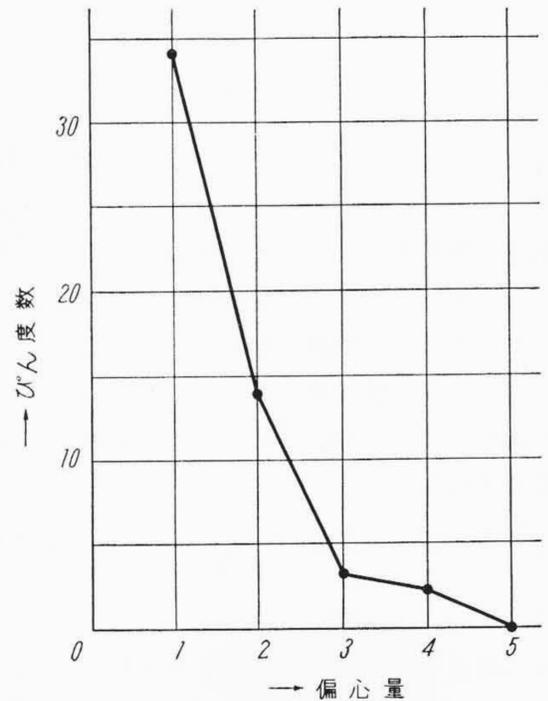
(v) 歯筋方向誤差 (\bar{X}_9 , σ_9)

歯筋方向誤差もかじりの原因になる。この誤差は歯車かみ合方向の誤差に換算するときは圧力角による補正を行わなければならない。

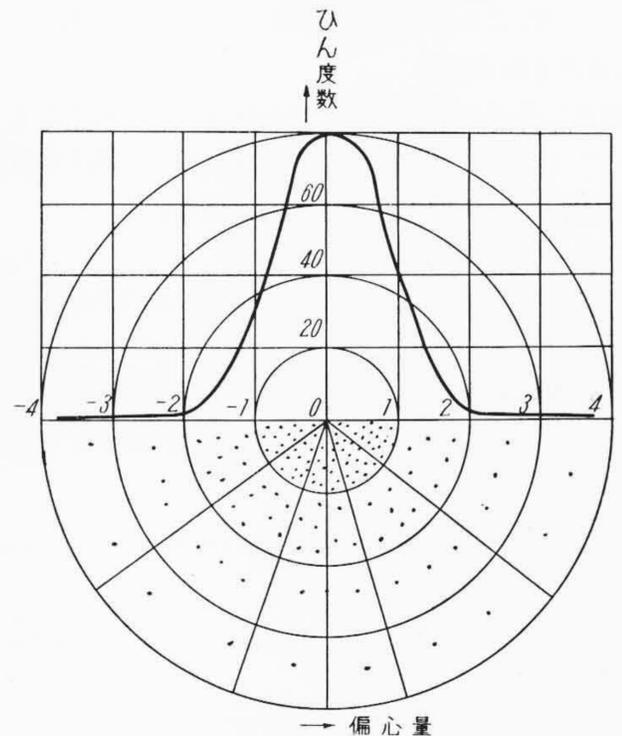
(4) その他の誤差

(i) 温度変化による寸法変化 (\bar{X}_{10} , σ_{10})

温度変化により各部の寸法は変化するが,一般に細密歯車機構においては低荷重低速回転なので,局所的な温度上昇を無視すれば,基板(たとえば耐食アルミニウム合金)と歯車(ステンレス鋼,耐食アルミニウム,黄銅など)の材質の相違による熱膨張の



a) ボールベアリング外輪偏心ひん度数曲線



(b) ボールベアリング外輪偏心の歯車のかみ合方向ひん度数曲線

第8図 ボールベアリング外輪の偏心

みが問題となり,この値は長さおよび使用温度範囲が決まればその変化量も決まるので \bar{X}_{10} には適当な計算値を, $\sigma_{10} \div 0$ を分布として使用する。

(ii) 各部の弾性変形 (\bar{X}_{11} , σ_{11})

(i)項で述べたように低荷重,低速回転のため弾性変形による影響は無視することができる。ただしその確率が非常に小さければ歯車のかじりが生ずるような寸法になっても,まず弾性変形で逃げるものとする。

(iii) 歯車の横振れによる誤差 (\bar{X}_{12} , σ_{12})

歯車の横振れは組立てられた歯車の歯みぞのふれ,圧力角誤差および歯筋方向誤差として出てくるが,その程度は相当に小さいのでこれを無視することにする。

2.2.2 歯厚の必要減少量

2.2.1項で述べた誤差はすべて歯車のかみ合方向誤差に換算してあるので, $\sum \bar{X}_i, \sqrt{\sum \sigma_i^2}$ で歯厚減少量を論ずればよいがこの場合,遊び誤差は歯厚減少量にマイナスの値となること,また理論的に前述の仮定により

$$\bar{X}_1=0, \bar{X}_5=\bar{X}_6=\bar{X}_7=0, \bar{X}_{11} \div 0, \bar{X}_{12} \div 0$$

$$\sigma_{10} \div 0, \sigma_{11} \div 0, \sigma_{12} \div 0$$

の条件を入れれば

歯車かみ合方向に合成された誤差分布 \bar{X}_a, σ_a は次式にて示される。

$$\bar{X}_a = -(\bar{X}_2 + \bar{X}_3 + \bar{X}_4) + \bar{X}_8 + \bar{X}_9 + \bar{X}_{10} \dots\dots\dots(1)$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2 + \sigma_5^2 + \sigma_6^2 + \sigma_7^2 + \sigma_8^2 + \sigma_9^2} \dots\dots\dots(2)$$

次に歯車のかみ合は2枚が対になるので、2枚の歯車I, IIのかみ合で考える。合成誤差をそれぞれ $\bar{X}_{aI}, \sigma_{aI}, \bar{X}_{aII}, \sigma_{aII}$ とする。一方歯厚の管理方法としては、弦歯厚による方法、マタギ歯厚による方法、オーバピンによる方法などがあるが、ここでは歯みぞにほぼピッチ円上で歯面に接するピンをそう入して測定するオーバピン径で行う方法の場合について述べることにする。この管理値をそれぞれ $\bar{X}_{bI}, \sigma_{bI}, \bar{X}_{bII}, \sigma_{bII}$ とすればそれぞれの関係は次式で表わされる。

$$\frac{\bar{X}_{bI} + \bar{X}_{bII}}{2} = (\bar{X}_{aI} + \bar{X}_{aII}) + m \sqrt{\sigma_{aI}^2 + \sigma_{aII}^2 + \frac{\sigma_{bI}^2 + \sigma_{bII}^2}{2}} \dots\dots\dots(3)$$

ここで m は誤差分布などにより決まる係数であり、(3)式より $\bar{X}_{bI}, \bar{X}_{bII}$ を決めることができる。(ただし $\bar{X}_{bI}, \bar{X}_{bII}$ の比率は実験、その他によりあらかじめ決めておく必要がある。)

2.3 伝達角度総合誤差

伝達角度総合誤差の考察にあたり、任意の点を起点としてある角度回転させたとき、その点におけるバックラッシュ誤差および回転角度誤差の分布をとり統計的に処理する方法をとる。

2.3.1 バックラッシュ誤差 (\bar{X}_d, σ_d)

2.2 項で歯車のかみ合方向への歯面の出入の誤差分布をそれぞれの要因について述べたが、これらを合成し、さらに $2 \tan \phi / R$ (ϕ は圧力角, R はピッチ円半径) を乗ずれば、ピッチ円周上における角度(ラジアン)で表わしたバックラッシュの誤差分布となる。すなわち

$$\bar{X}_d = \frac{2 \tan \phi}{R} \left(\frac{\bar{X}_b}{2} + \bar{X}_2 + \bar{X}_3 + \bar{X}_4 - (\bar{X}_8 + \bar{X}_9) \right) \dots\dots\dots(4)$$

$$\sigma_d = \frac{2 \tan \phi}{R} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2 + \sigma_5^2 + \sigma_6^2 + \sigma_7^2 + \sigma_8^2 + \sigma_9^2 + \frac{\sigma_b^2}{2}} \dots\dots\dots(5)$$

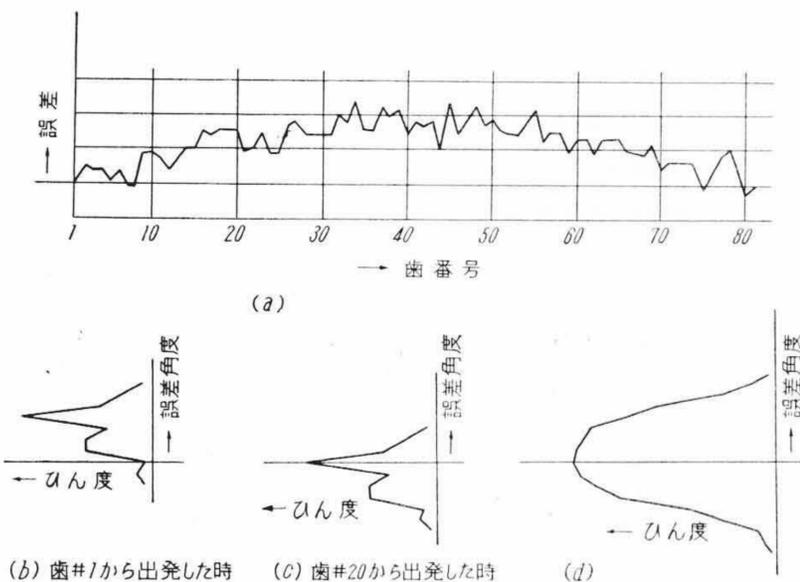
となる。

2.3.2 回転角度誤差

回転角度の要因として、主として次のものが考えられる。

- (1) 累積ピッチ誤差による誤差 ($\bar{X}_{21}, \sigma_{21}$)
- (2) 歯車の回転軸に対するふれによる誤差 ($\bar{X}_{22}, \sigma_{22}$)
- (a) 累積ピッチ誤差による誤差 ($\bar{X}_{21}, \sigma_{21}$)

第9図に示すように累積ピッチ誤差は図(a)のようになるが、歯番号1を起点として測定した場合、この誤差分布は図(b)のようになる。もし図(a)で歯番号20を起点として測定したならば



第9図 累積ピッチ誤差曲線とかみ合方向の誤差ひん度

その誤差分布は図(c)のようになる。しかるに起点のとり方は1回転中の任意の角度点に対してまったく同じ確率であるから、このことを考慮して任意の点を起点とした誤差分布を合成すると図(d)のようになる。この誤差分布の $\bar{X}_{21}, \sigma_{21}$ を計算には使用する。

(b) 歯車の回転軸に対するふれ ($\bar{X}_{22}, \sigma_{22}$)

歯車が偏心して取付けられると、ほぼ正弦曲線の伝達角度誤差を生じる。ここで偏心の原因となるものは2.2.1(c)(i)ボールベアリング内輪の偏心 \bar{X}_5, σ_5 , 2.2.1(c)(iii) 軸に対する歯車歯みぞのふれ \bar{X}_7, σ_7 であるが、これはすでに2.2.1(c)項で述べたように、円確率紙を使用してかみ合方向の分布に換算した値であるからこのまま使用すれば

$$\bar{X}_{22} = \frac{1}{R} (\bar{X}_5 + \bar{X}_7) = 0 \dots\dots\dots(6)$$

$$\sigma_{22} = \frac{1}{R} \sqrt{\sigma_5^2 + \sigma_7^2} \dots\dots\dots(7)$$

ただし R : ピッチ円半径

でこの分布を示すことができる。

(c) 回転角度誤差 (\bar{X}_e, σ_e)

前述(a), (b)を合成することにより回転角度誤差分布を求めることができる。すなわち

$$\bar{X}_e = \bar{X}_{21} + \bar{X}_{22} = 0 \dots\dots\dots(8)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{21}^2 + \sigma_{22}^2} \dots\dots\dots(9)$$

となる。

2.3.3 伝達角度総合誤差 (\bar{X}_f, σ_f)

伝達角度総合誤差分布はバックラッシュ誤差分布と回転角度誤差分布の合成で得られる。すなわち

$$\bar{X}_f = \bar{X}_d \dots\dots\dots(10)$$

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma_d^2 + \sigma_e^2} \dots\dots\dots(11)$$

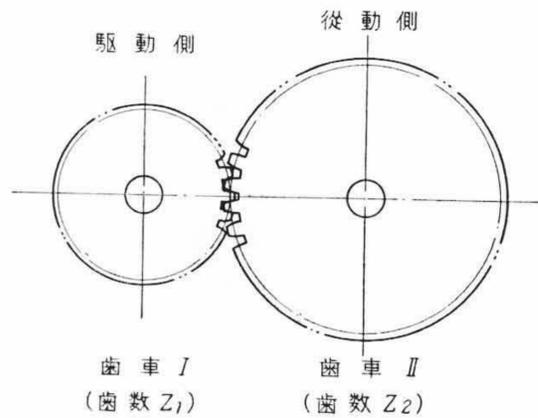
2.4 歯車列伝達角度総合誤差

第10図に示すように歯車比 $N = \frac{Z_2}{Z_1}$ の歯車Iと歯車IIをかみ合わせ、歯車Iの回転軸を任意の角度回わしたとき、歯車IIの回転軸への歯車列伝達角度総合誤差を考えてみる。ここで歯車Iおよび歯車IIについてそれぞれ

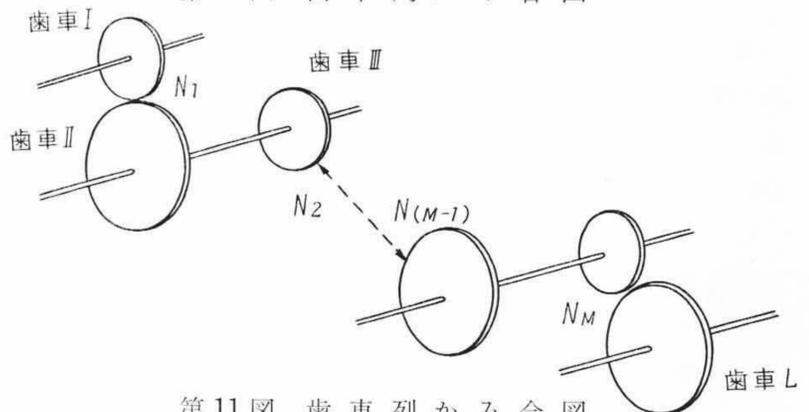
伝達角度総合誤差分布は $\bar{X}_{fI}, \sigma_{fI}, \bar{X}_{fII}, \sigma_{fII}$

バックラッシュ誤差分布は $\bar{X}_{dI}, \sigma_{dI}, \bar{X}_{dII}, \sigma_{dII}$

回転角度誤差分布は $\sigma_{eI}, \sigma_{eII}$



第10図 歯車列かみ合図



第11図 歯車列かみ合図

であるとする、

(1) 歯車列バックラッシ誤差 \bar{X}_D, σ_D は

$$\bar{X}_D = \frac{\bar{X}_{DI}}{N} + \bar{X}_{dII} \dots\dots\dots(12)$$

$$\sigma_D = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{DI}}{N}\right)^2 + \sigma_{dII}^2} \dots\dots\dots(13)$$

(2) 歯車列回転角度誤差 σ_E は

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{eI}}{N}\right)^2 + \sigma_{eII}^2} \dots\dots\dots(14)$$

(3) 歯車列伝達角度総合誤差 \bar{X}_F, σ_F は

$$\bar{X}_F = \frac{\bar{X}_{fI}}{N} + \bar{X}_{fII} \dots\dots\dots(15)$$

$$\sigma_F = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{fI}}{N}\right)^2 + \sigma_{fII}^2} \dots\dots\dots(16)$$

歯車列伝達角度総合誤差分布 \bar{X}_F, σ_F は

$$\bar{X}_F = \bar{X}_{fL} + \frac{\bar{X}_{f(L-1)}}{N_M} + \frac{\bar{X}_{f(L-2)}}{N_M} + \frac{\bar{X}_{f(L-3)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}} + \frac{\bar{X}_{f(L-4)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}} + \dots\dots\dots + \frac{\bar{X}_{fI}}{N_M \cdot N_{(M-1)} \cdot \dots \cdot N_2 \cdot N_1} \dots\dots\dots(17)$$

$$\sigma_F = \sqrt{\sigma_{fL}^2 + \left(\frac{\sigma_{f(L-1)}}{N_M}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{f(L-2)}}{N_M}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{f(L-3)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{f(L-4)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}}\right)^2 + \dots\dots\dots + \left(\frac{\sigma_{fI}}{N_M \cdot N_{(M-1)} \cdot \dots \cdot N_2 \cdot N_1}\right)^2} \dots\dots\dots(18)$$

歯車列バックラッシ誤差 \bar{X}_D, σ_D は

$$\bar{X}_D = \bar{X}_{dL} + \frac{\bar{X}_{d(L-1)}}{N_M} + \frac{\bar{X}_{d(L-2)}}{N_M} + \frac{\bar{X}_{d(L-3)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}} + \frac{\bar{X}_{d(L-4)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}} + \dots\dots\dots + \frac{\bar{X}_{dI}}{N_M \cdot N_{(M-1)} \cdot \dots \cdot N_2 \cdot N_1} \dots\dots\dots(19)$$

$$\sigma_D = \sqrt{\sigma_{dL}^2 + \left(\frac{\sigma_{d(L-1)}}{N_M}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{d(L-2)}}{N_M}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{d(L-3)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{d(L-4)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}}\right)^2 + \dots\dots\dots + \left(\frac{\sigma_{dI}}{N_M \cdot N_{(M-1)} \cdot \dots \cdot N_2 \cdot N_1}\right)^2} \dots\dots\dots(20)$$

歯車列回転角度誤差 σ_E は

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{eL}^2 + \left(\frac{\sigma_{e(L-1)}}{N_M}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{e(L-2)}}{N_M}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{e(L-3)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{e(L-4)}}{N_M \cdot N_{(M-1)}}\right)^2 + \dots\dots\dots + \left(\frac{\sigma_{eI}}{N_M \cdot N_{(M-1)} \cdot \dots \cdot N_2 \cdot N_1}\right)^2} \dots\dots\dots(21)$$

次に前述諸誤差にそれぞれのデータから算出した値を(17)~(20)式代入し、最大歯車列バックラッシ誤差および最大歯車列伝達角度

(4) L 枚の歯車がかみ合った場合の誤差

一般に第11図に示すように歯車Iから歯車Lまでの歯車列が N_1, N_2, \dots, N_M の歯車比でかみ合っているとき、各歯車の誤差分布を次のようにする。

伝達角度総合誤差分布は

$$(\bar{X}_{fI}, \sigma_{fI}, \bar{X}_{fII}, \sigma_{fII}, \dots, \bar{X}_{fL}, \sigma_{fL})$$

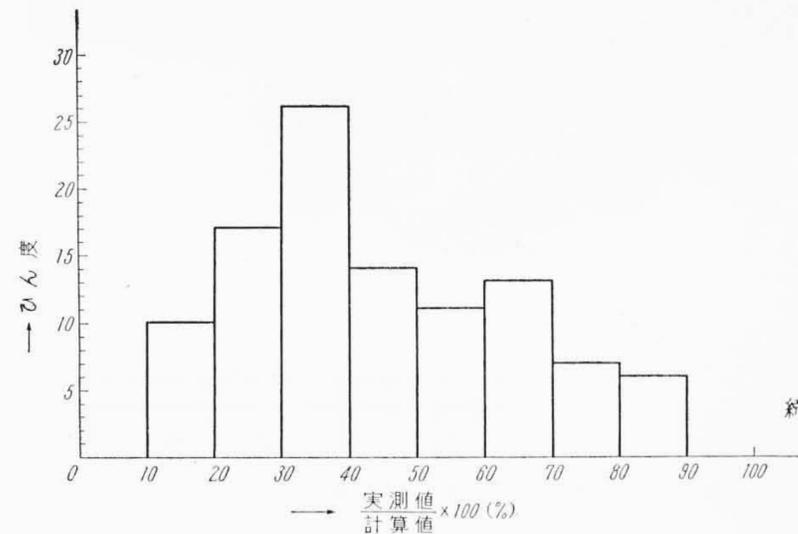
バックラッシ誤差分布は

$$(\bar{X}_{dI}, \sigma_{dI}, \bar{X}_{dII}, \sigma_{dII}, \dots, \bar{X}_{dL}, \sigma_{dL})$$

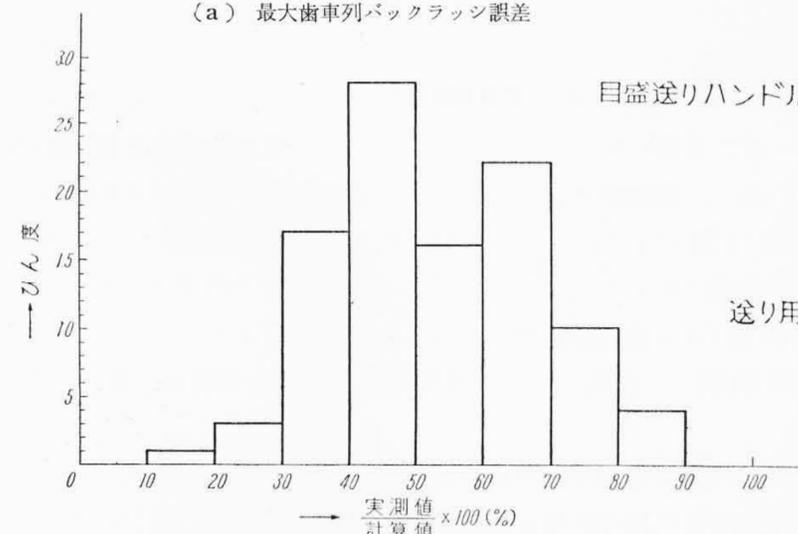
回転角度誤差分布は

$$(\sigma_{eI}, \sigma_{eII}, \dots, \sigma_{eL})$$

このとき、歯車Iの回転軸を任意の角度駆動したとき、歯車Lの回転軸の回転出力の誤差分布は次のようになる。



(a) 最大歯車列バックラッシ誤差



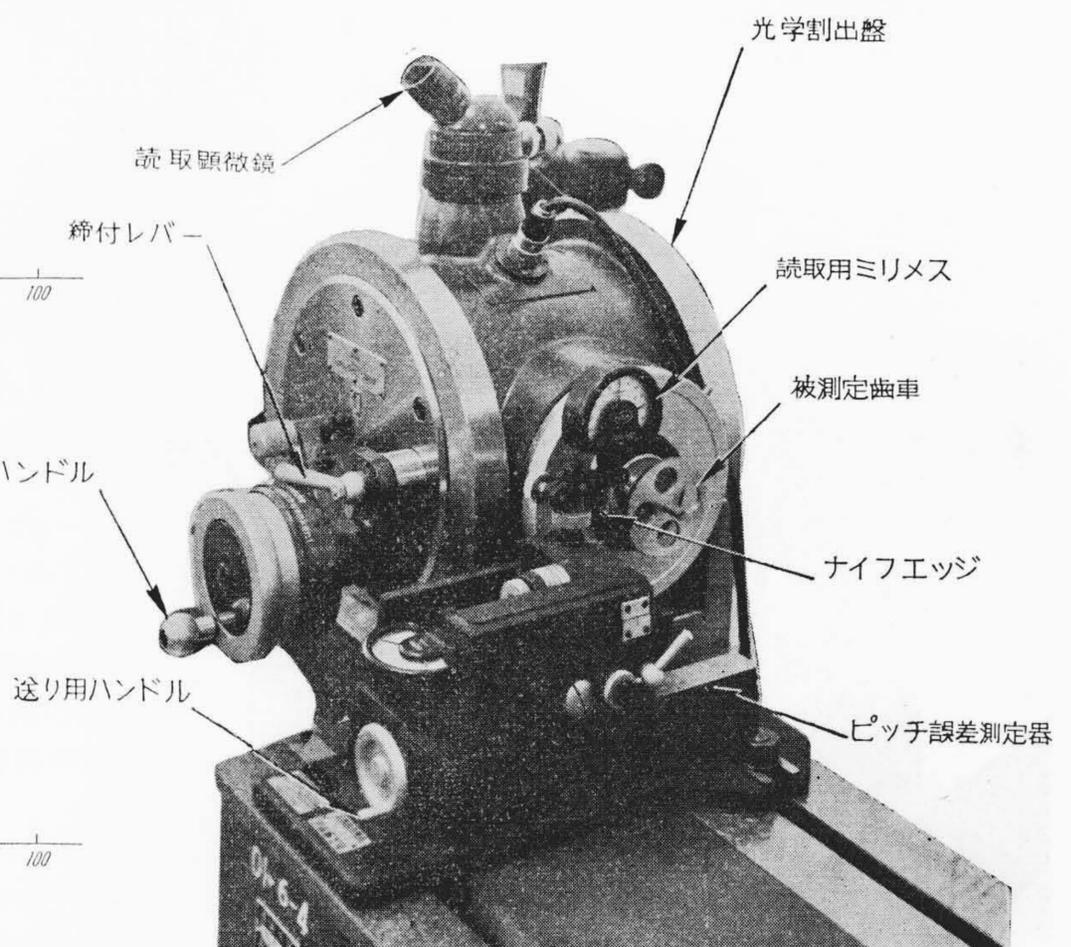
(b) 最大歯車列伝達角度総合誤差

第12図 計算値に対する実測値の百分率のひん度曲線

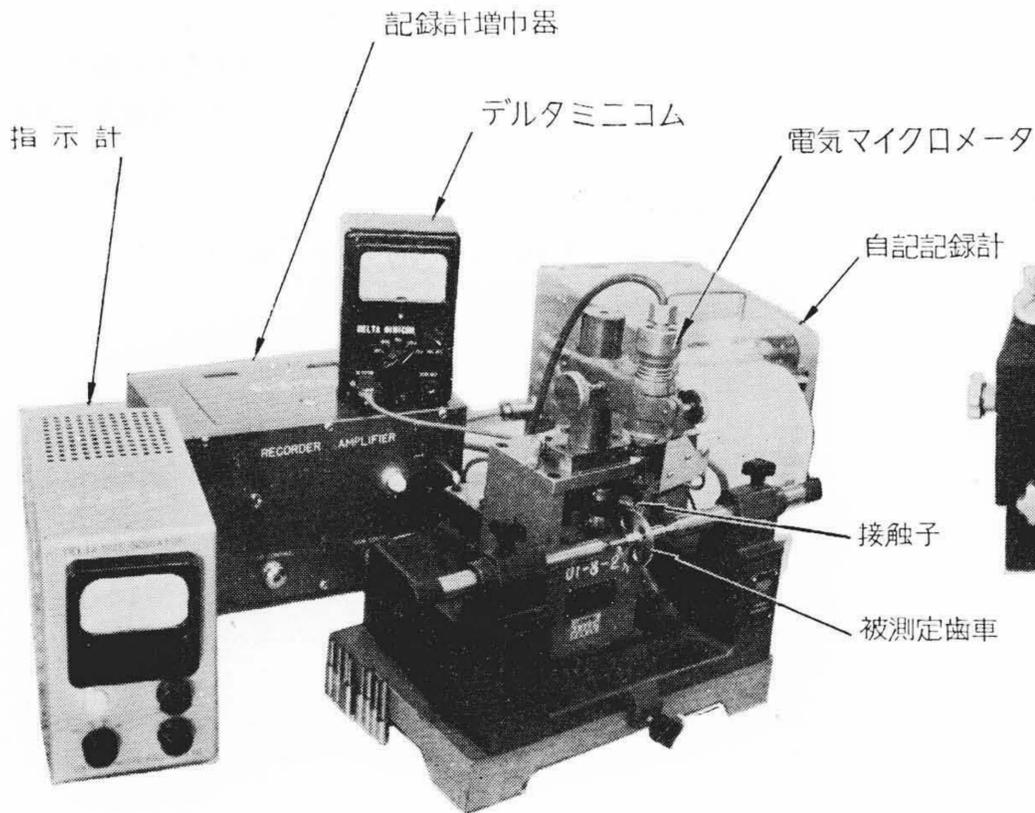
総合誤差の計算値と実測値とのひん度曲線を示すと第12図(a), (b)のようになる。

2.5 歯車誤差測定装置

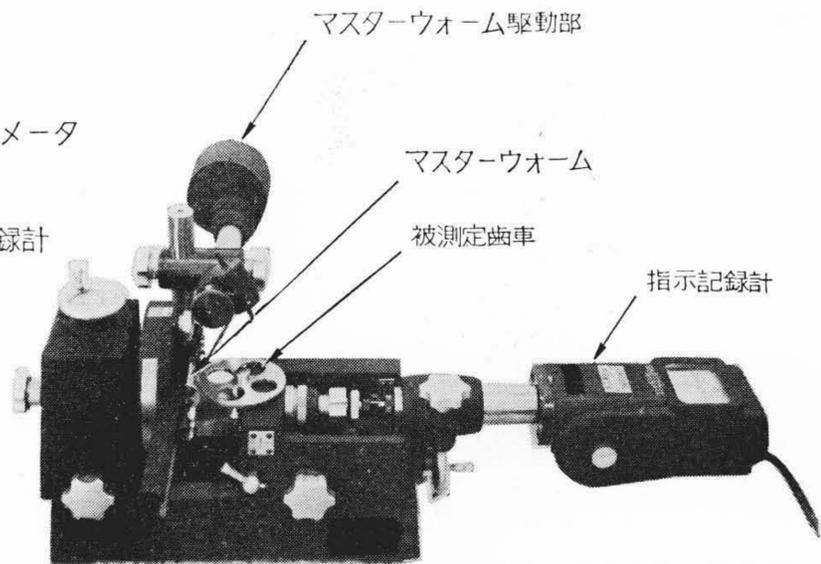
細密歯車における誤差測定装置は近来相当高精度のものが歯車解析に用いられているが⁽⁵⁾、ここでは生産に使用されている測定装置の二、三の例を第13図から第17図に示す。



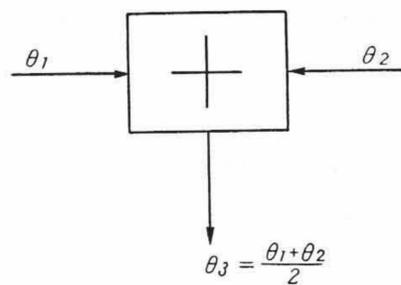
第13図 ピッチ誤差測定装置



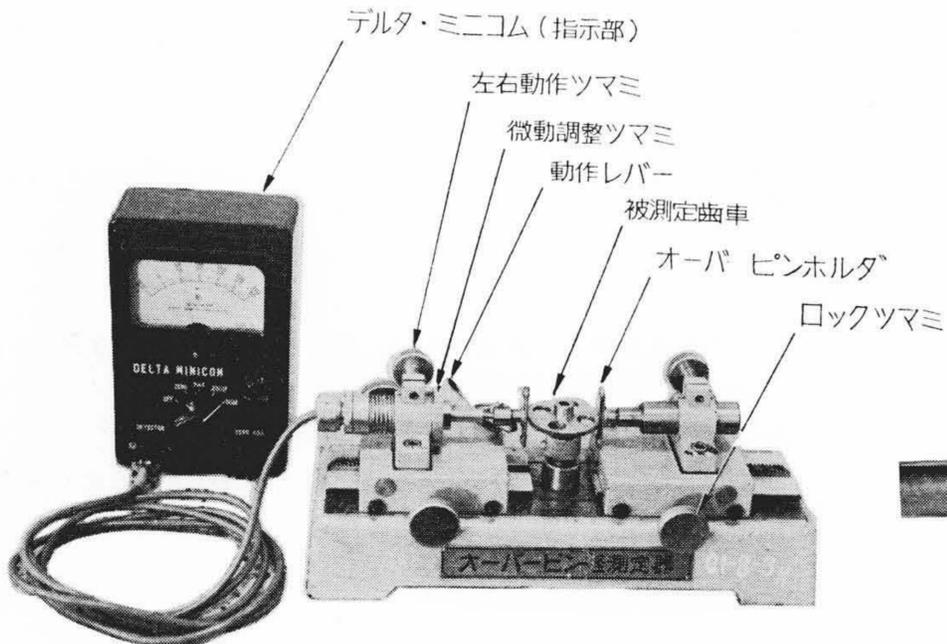
第14図 歯みぞのふれ，歯車側面のふれ測定装置



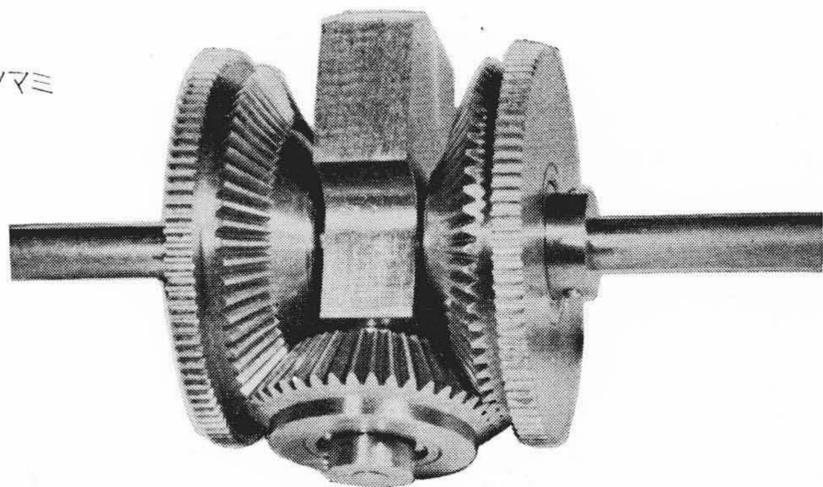
第15図 中心距離変化式かみ合誤差測定装置



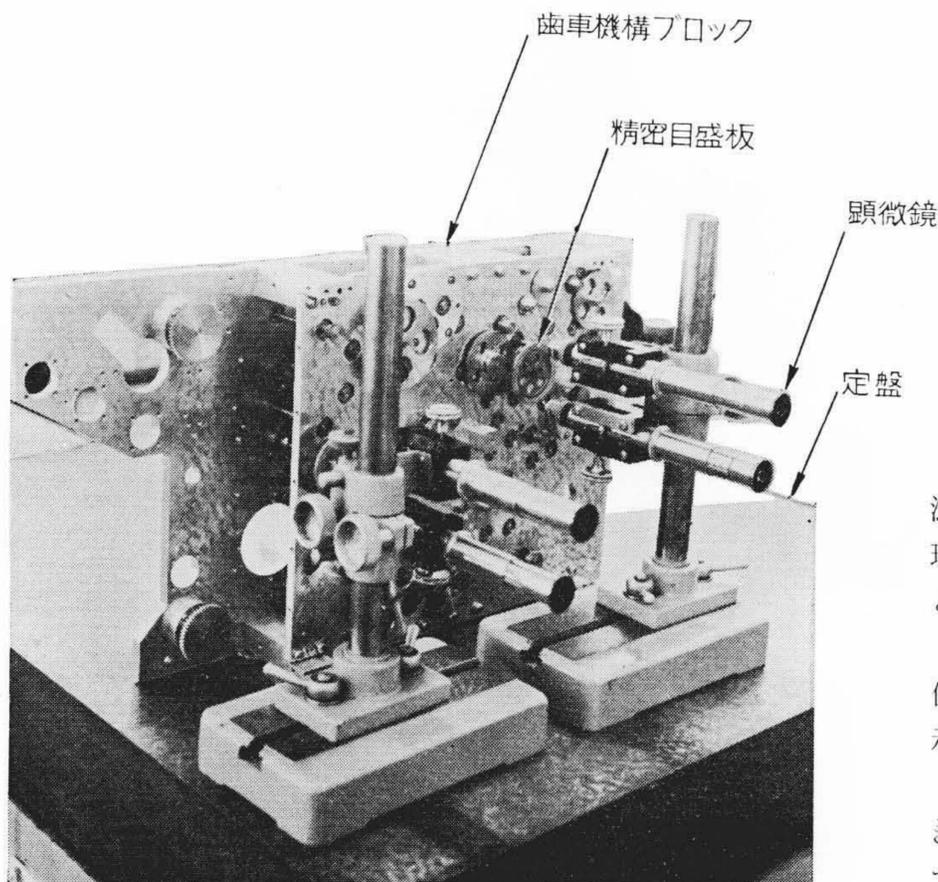
第18図 差動歯車の原理図



第16図 オーバピン径測定装置



第19図 差動歯車



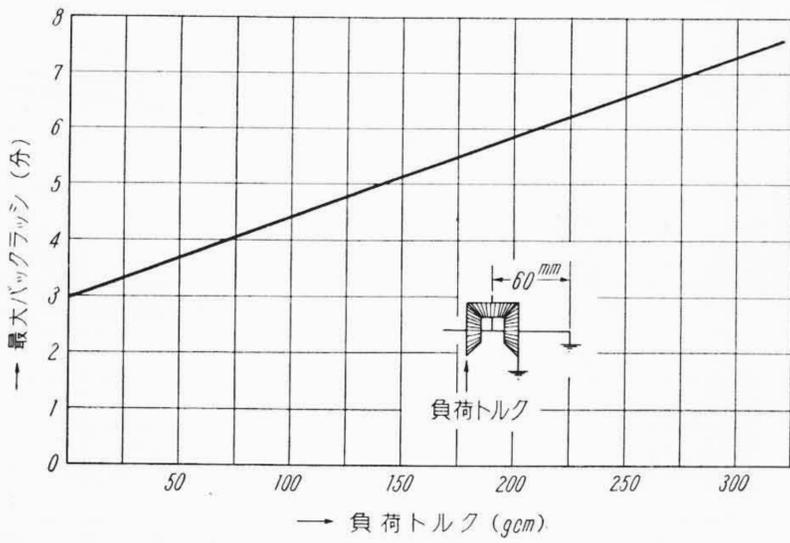
第17図 伝達角度総合誤差測定装置

3. 差動歯車について

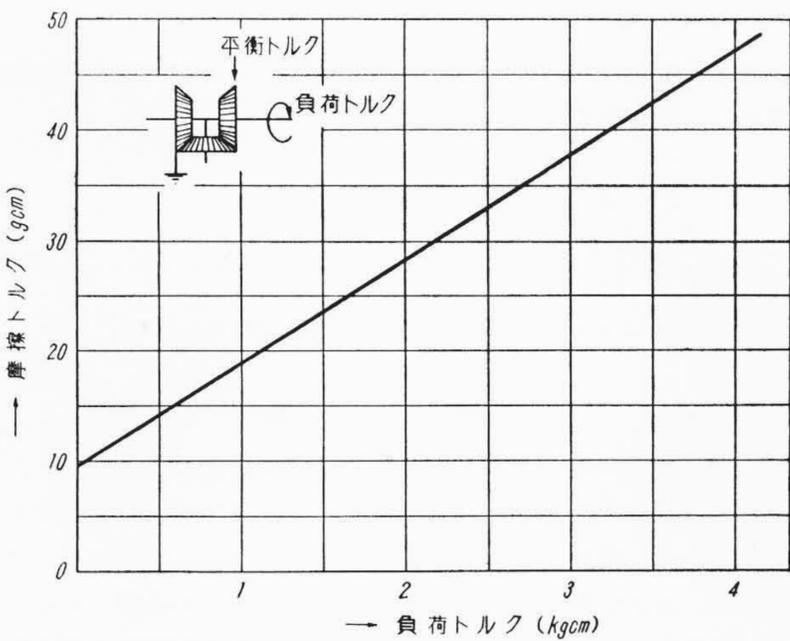
サーボ計算機における加減算の方法には，電気的方法と機械的方法とがあり，機械的方法の一つとして差動歯車がある。その動作原理は第18図のように，各入力軸に θ_1 および θ_2 の回転が与えられると，出力軸は $\theta_3 = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}$ となる。第19図にその実例を示す。

第19図の6φ軸差動歯車における負荷トルクとバックラッシュの関係を第20図に，負荷トルクと摩擦損失トルクとの関係を第21図に示す。

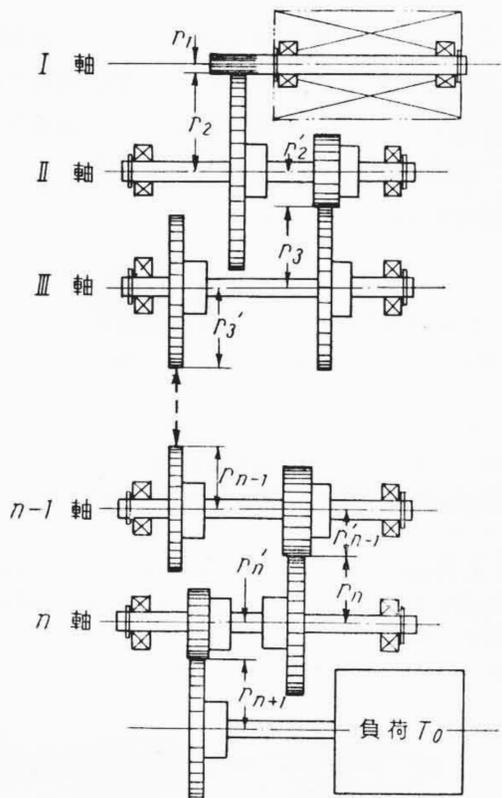
第1，2図のような細密歯車機構において負荷トルクの大きいときは，その軸のねじれ角が伝達精度に影響するから，設計にあたっては要求する精度および負荷トルクに対応した強度の軸をもつ歯車機構を選ぶ必要がある。



第20図 差動歯車の負荷トルクと最大バックラッシの関係



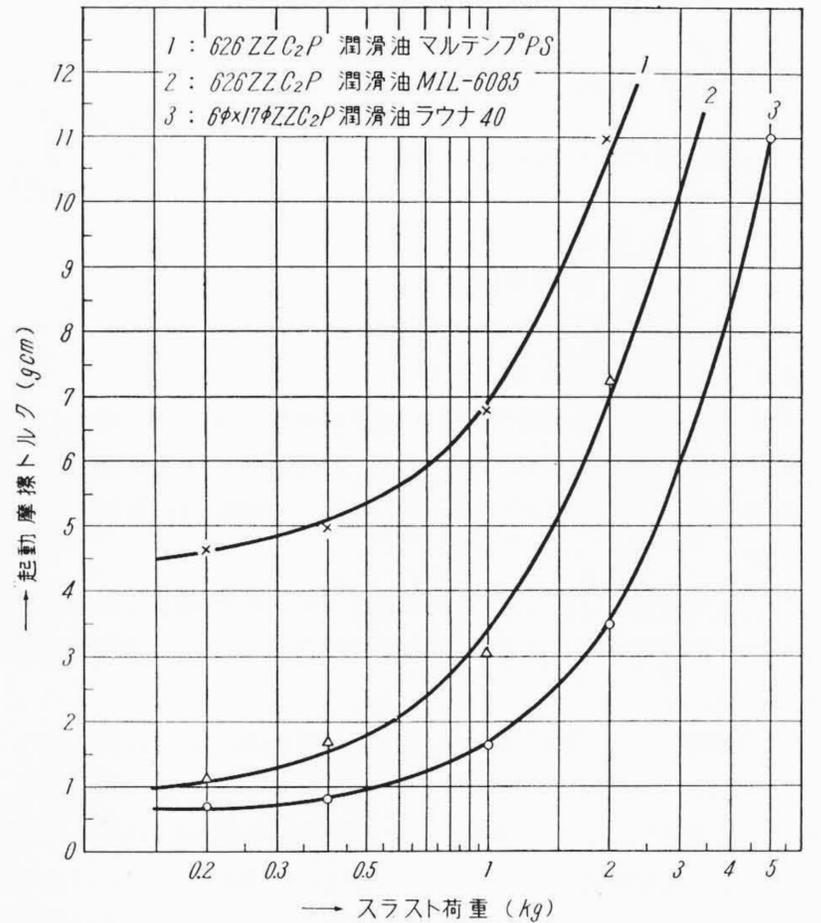
第21図 差動歯車の負荷トルクと摩擦損失トルクの関係



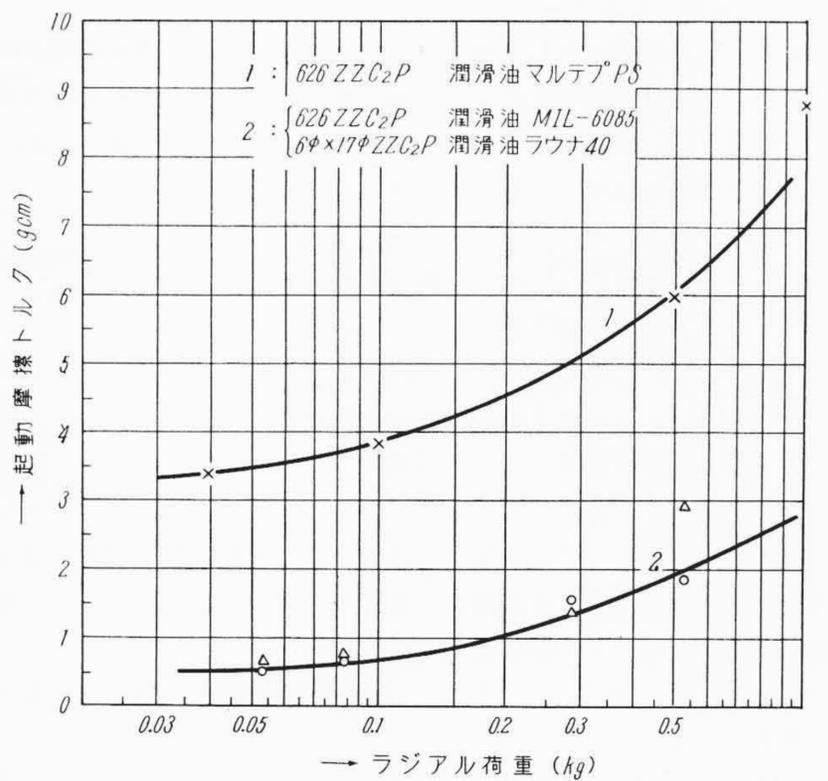
第22図 n 段の歯車列

4. 歯車列の起動トルク

サーボ歯車機構においてサーボモータ軸の起動トルクの増加は、歯車列における軸のねじれ、軸受部の変形などによりバックラッシを増大させ、静止誤差ならびに追従誤差を増加させる。したがってサーボ歯車機構の設計において、歯車列の起動トルクをあらかじめ



第23図 玉軸受のスラスト荷重と摩擦トルクの関係



第24図 玉軸受のラジアル荷重と摩擦トルクの関係

計算しておく必要がある。以下この起動トルクについて述べる。

4.1 n 段の歯車列における起動トルク

第22図において I 軸の軸受の摩擦トルクおよびその標準偏差を F_1 および σ_1 、歯車刻み円半径 r_1 、所要の起動トルクを T_1 とする。以下同様に n 軸のそれを F_n 、 σ_n 、 r_n 、 r_n' 、 T_n とし、歯車列における負荷トルク T_0 が n 軸にかみ合っているとする。また $\frac{r_1}{r_2} = 1/N_1$ 、 $\frac{r_2}{r_3} = 1/N_2$ 、 \dots 、 $\frac{r_n}{r_{n+1}} = 1/N_n$ とし、それぞれの歯車の伝達効率を ϵ_1 、 ϵ_2 、 \dots 、 ϵ_n 、その標準偏差を σ_{ϵ_1} 、 σ_{ϵ_2} 、 \dots 、 σ_{ϵ_n} とすれば、I 軸の起動トルク T_1 は次のようになる。

$$T_1 = \frac{T_0}{N \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot \dots \cdot \epsilon_n} + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{N_1 \cdot N_2 \cdot \dots \cdot N_{i-1} \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot \dots \cdot \epsilon_{i-1}} \pm m\sigma_0 \dots \dots \dots (22)$$

$$\sigma_0^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_0}{N \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdots \varepsilon_n} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{\varepsilon i}}{\varepsilon_i} \right)^2 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_i}{N_1 \cdot N_2 \cdots N_{i-1} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdots \varepsilon_n} \right)^2 + \sum_{i=1}^n \left[\sum_{k=i+1}^n \left(\frac{F_k}{N_1 \cdot N_2 \cdots N_{k-1} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdots \varepsilon_{k-1}} \right)^2 \right] \left(\frac{\sigma_{\varepsilon i}}{\varepsilon_i} \right)^2 \quad (23)$$

ただし $N = N_1 \cdot N_2 \cdots N_n$
 σ_0 : T_1 の標準偏差
 m : 誤差分布による係数

4.2 玉軸受の摩擦トルク

サーボ歯車機構に使用される玉軸受の摩擦トルクは玉軸受の種類によって異なるとともに、使用条件すなわちスラスト荷重、ラジアル荷重、使用潤滑油などによって異なり、第23、24図にその一例を示す。

これらの図に示された値は起動摩擦トルクの平均値であり、回転時における摩擦トルクは比較的低速の場合にはこれらの値の約1/2程度である。

次に摩擦トルクの値の標準偏差は玉軸受内部に入った微小なほりや、洗浄の方法などにより、影響を受けやすく、また潤滑油によっても若干変化するが、摩擦トルクの平均値の約10%程度と考えてよい。なお起動摩擦トルクのばらつきは回転摩擦トルクのばらつきに比べて大きいので、玉軸受の摩擦トルクは一般には約1rpmまたは25rpmなどで玉軸受を回転させて回転摩擦トルクを測定するのが普通である。

4.3 歯車の伝達効率

歯車の伝達効率は1対の歯車において、かみ合の状態が近寄りの場合か、遠のきの場合かによって異なり、またかみ合率によっても若干変化する。高速の場合は潤滑油のかくはんにより変化するが、これらの影響を無視して考えると次のようになる⁽⁶⁾。

$$\varepsilon = 1 - \mu \sec \alpha \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \frac{s_1^2 + s_2^2}{s_1 + s_2} \quad (24)$$

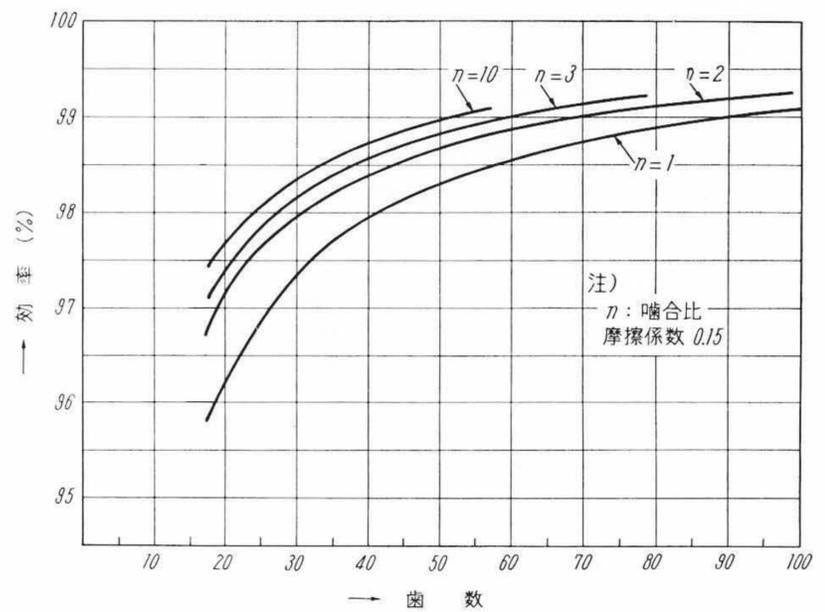
ここで μ : 摩擦係数
 α : 歯車刻み円上のかみ合圧力角
 d_1, d_2 : かみ合歯車の刻み円直径
 s_1 : 近寄りのかみ合長さ
 s_2 : 遠のきのかみ合長さ

(24)式に示すように伝達効率 ε は主として摩擦係数 μ の値によって変化し、摩擦係数 μ は潤滑油、表面の仕上げの状態などにより変動しやすく、またその測定値もかなりばらつく。

第25図に $\mu=0.15$ 、 $\alpha=20^\circ$ とした場合の歯車伝達効率と歯数との関係を示す。

一般にサーボ歯車機構においては小形化および原価の点などにより、比較的歯数の少ない歯車を使用しており、小歯車で歯車段数の多い場合には伝達効率を考慮する必要がある。

つぎに伝達効率 ε の標準偏差は黄銅同志の歯車、黄銅とステンレス鋼の歯車などのかみ合において、常温、使用潤滑油にグリースNo.



第25図 圧力角20°の歯車の効率と歯数の関係

1を用いた場合、摩擦係数 μ は大略0.1~0.2であるから、その間を均等のひん度で分布するとすれば、

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{3}} (\varepsilon_{0.1} - \varepsilon_{0.15}) = \frac{1}{3\sqrt{3}} (1 - \varepsilon_{0.15}) \quad (25)$$

ただし $\varepsilon_{0.15}$ は $\mu=0.15$ の場合の伝達効率である。

5. 結 言

サーボ計算機は近來ますます小形化、高性能化が要求され、このため諸精度の合理的な配分が問題となり統計的な手法を利用するのが有利である。統計的な手法の使用にあたっては、必要なデータの集しゅう、および誤差を統計量として表わすことが必要である。

データの集しゅうについては、現在まだ細密歯車関係の測定器の適切なものが少ないので十分とはいえないが、過去のデータを積み重ねることにより、誤差を統計量として表わすことについては、若干のくふうにより、一応複雑な歯車機構についても伝達角度総合誤差、摩擦トルクの計算ができ、これにより逆に合理的な誤差の配分があらかじめ可能となった。今後の問題として歯車加工法、測定法、歯車精度規格、歯車材質など多くの問題があり、これらの開発とともに誤差算出精度の向上をすすめている。

参 考 文 献

- (1) 小倉: 自動制御 Vol.6, No.5 (1959)
- (2) H. Chestnut & R. W. Mayer: Servomechanisms and Regulating System Design, Vol. II, 109, 115 (1955)
- (3) Sidney A. Davis: Mechanical Components for Automatic Control, Product Engineering (Sept. 1954)
- (4) G. W. Michalec: Precision Gearing Machine Design (Feb. 1955)
- (5) Ronald J. Ross: Line of Action Dantometer Inspects Spur Gears to ± 1 sec of Arc, American Machinist (Jan. 13, 1958)
- (6) 機械設計ハンドブック (共立出版)



(53頁より続く)

最近登録された日立製作所の実用新案

登録番号	名 称	氏 名	登録年月日	登録番号	名 称	氏 名	登録年月日
527301	装甲形配電盤における遮断器の固定装置	丹 秀太郎	36. 1. 17	527342	タップ切換器の間歇送り装置	大和田 義夫	36. 1. 17
527310	倍電圧高圧整流装置	滑川 義三	"	527344	密閉母線箱の接続装置	丹 秀太郎	"
527337	直線切形断路器	阿部 善右衛門	"	527346	照光模擬系統監視盤	滝田 武夫	"
527339	空気遮断器の吹付弁装置	内海 由春	"	527306	電気車用制御器の操作電動機制御装置	高橋 健造	"
527341	空気遮断器	坊坂 明	"	527338	電気車発電制動制御装置	今泉 藤 啓	"
		安藤 卓一郎	"	527340	制御器用吹消コイル端子接続装置	小林 邦平	"
		小野 哲善	"			高山 雅 幸	"

(80頁へ続く)