一対のかみあいをもつ歯車軸系の位置決め制御*

佐藤 治**, 下嶋 浩**, 山下 修***

Positioning Control of Gear Train System Including a Flexible Shaft

by Osamu SATO, Hiroshi SHIMOJIMA, and Osamu YAMASHITA

Equations of motion of a gear train system which is composed of a flexible shaft, a pair of gears, and a link are derived in consideration of the torsion of the shaft, gear tooth stiffness, backlash, and characteristics of driving source. Using the bang-bang method to attenuate residual vibration of the system, the dynamic characteristics of the system are analyzed theoretically and investigated experimentally.

Key Words: Torsional Vibration, Vibration of Rotating Body, Gear Train, Positioning Control

1. 緒 言

各種自動機械の動力伝達部に広く用いられている歯車軸系では不等速な運動が要求される場合が多く、歯車列のバックラッシ、動力伝達軸のねじれなどによる残留振動の発生、および位置決め精度の低下が大きな問題となっている。従来から、歯車軸系の研究は、等速運動下の定常振動を取扱ったものが多く^{(1)~(3)}、歯車の分離、衝突が顕著に現れる不等速運動時の応答を詳細に解析した報告はほとんどないようである。さらに歯車軸系を位置決め機構の動力伝達部に用いる目的で、一対の歯車をもつねじり振動系について、ステップ入力に対するフィードバック制御を行った報告があるが⁽⁴⁾、入力形式に対する制限が強く、手法の適用範囲がせまい。同様の目的で、1本の弾性軸と慣性負荷から成る一自由度ねじり振動系について最小エネルギー制御が行われたが⁽⁵⁾、非線形要素を含む歯車軸系に拡張するまでには至っていない。これまでに著者は、二対のかみあいをもつ三軸歯車系の駆動用モータに正弦波状の入力信号を加えた場合について、入力の周波

数、軸のねじりこわさおよび歯車のバックラッシが、軸のねじり振動に及ぼす影響の解析を行ってきた⁽⁶⁾。本報では、これらの結果を考慮して、一対の歯車と腕節から成る二軸歯車系の軸のねじれを考慮した最短時間制御を行い、速応性にすぐれた精度の高い位置決め作業を可能にする。

2. 歯車軸系の最短時間制御

2.1 歯車軸系の運動方程式 図1(a)に示すような直流サーボモータ、軸、歯車および腕節から成る歯車軸系について、軸と歯面をいずれも柔とし、ばねとダンパで近似すれば図1(b)のようになる。

ここに

θ_M, I_M : モータ出力軸の角変位, 慣性モーメント
 C_M, M_F : モータ内の粘性減衰係数, 乾性摩擦トルク
 i_a, E : モータの入力電流, 入力電圧
 L_a, R_a : モータのインダクタンス, 内部抵抗
 K_t, K_a : モータの出力トルクの定数, 速度の定数
 K_i, C_i : 軸のねじり剛さ, 粘性減衰係数
 θ_1, I_1 : 歯車1の角変位, 慣性モーメント
 K_G, C_G : 歯車間のばねこわさ, 粘性減衰係数
 r_1, r_2 : 歯車1, 2の基礎円半径
 δ : 歯車間の法線バックラッシ

* 昭和59年10月27日 山梨地方講演会において講演, 原稿受付 昭和60年9月2日。

** 正員, 東京工業大学 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

*** セイコーエプソン(株) (〒399-07 塩尻市広丘原新田80)。

θ_L, I_2 : 腕節の角変位, 慣性モーメント

m_2, l : 腕節の質量, 長さ

l_g : 腕節の一端から重心位置までの長さ

m_L, ε : 搬送物質量, 位置決め誤差

とおけば, モータおよび動力伝達各部の運動方程式は次のようになる⁽⁶⁾.

モータについて:

$$E = L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a + K_a \dot{\theta}_M \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$K_t i_a = I_M \ddot{\theta}_M + C_M \dot{\theta}_M + M_F \text{sign}(\dot{\theta}_M) + K_1(\theta_M - \theta_1) + C_1(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_1) \quad \dots\dots\dots (2)$$

歯車について:

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = K_1(\theta_M - \theta_1) + C_1(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_1) - F_C r_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

腕節について:

$$(I_2 + m_L l^2) \ddot{\theta}_L = F_C r_2 - (m_2 l_g + m_L l) g \cos \theta_L \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで単位階段関数

$$1(x) = \begin{cases} 1 & : (x \geq 0) \\ 0 & : (x < 0) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (5)$$

を用いれば, 歯面力 F_C は次式で表される.

$$F_C = (K_C u + C_C \dot{u}) 1(u) 1(K_C u + C_C \dot{u}) + [K_C(u + \delta) + C_C \dot{u}] 1(-u - \delta) 1[-K_C(u + \delta) - C_C \dot{u}] \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし

$$u = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_L, \quad \dot{u} = r_1 \dot{\theta}_1 - r_2 \dot{\theta}_L$$

である.

2・2 軸を剛とみなした最短時間制御 ここでは腕節の角変位のみを考慮した制御について考える. 軸を剛とみなし, 歯面が分離しないものとみなして, 式(1)~(4)において

$$\frac{r_1}{r_2} \theta_M = \frac{r_1}{r_2} \theta_1 = \theta_L = \theta$$

とおき, インダクタンスおよび乾性摩擦の項を省略して近似すれば次のようになる.

$$E = b_1 \dot{\theta} + b_2 \ddot{\theta} + b_3 \cos \theta \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} b_1 &= \frac{r_2}{r_1} \left(K_a + C_M \frac{R_a}{K_t} \right) \\ b_2 &= \frac{r_2}{r_1} \frac{R_a}{K_t} \left\{ I_M + I_1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 (I_2 + m_L l^2) \right\} \\ b_3 &= \frac{r_1}{r_2} \frac{R_a}{K_t} (m_2 l_g + m_L l) g \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

である. 作業開始位置 ($\theta = \theta_i, \dot{\theta} = 0$) から作業終了位置 ($\theta = \theta_f, \dot{\theta} = 0$) までバングバング制御⁽⁷⁾⁽⁸⁾を行うとき, モータ入力電圧を

$$E_c = E_{\max} \text{sign}(\theta_f - \theta_i) \quad \dots\dots\dots (9)$$

において, 角速度が指数関数状に変化することを考慮

して電圧の切換え時刻 t_{q1} , および腕節が作業終了位置に達する時刻 t_f に関する近似式を, 式(7)から導出すれば次のようになる.

$$t_{q1} - \frac{b_1(\theta_f - \theta_i)}{E_c - A_f} - \frac{E_c + A_f}{E_c - A_f} \frac{b_2}{b_1} \ln \left[\frac{2E_c + A_f - A_i}{E_c + A_f} - \frac{E_c - A_f}{E_c + A_f} \exp \left(-\frac{b_1}{b_2} t_{q1} \right) \right] = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$t_f = \frac{2E_c + A_f - A_i}{E_c + A_f} t_{q1} + \frac{b_1(\theta_i - \theta_f)}{E_c + A_f} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし

$$A_i = b_3 \cos \left(\theta_i + \frac{\theta_f - \theta_i}{4} \right)$$

$$A_f = b_3 \cos \left(\theta_f - \frac{\theta_f - \theta_i}{4} \right)$$

である.

2・3 軸のねじれを考慮した最短時間制御 ここでは腕節の角変位だけでなく, 軸のねじれも考慮した制御について考える. 式(1)~(6)にそのまま最大原理を適用して解を求めることは困難であるため, インダクタンス, 粘性項, 乾性摩擦の項を省略し, 歯面が分離しないものとみなして

$$\varphi = \theta_M - \theta_1, \quad \frac{r_1}{r_2} \theta_1 = \theta_L = \theta$$

において式(1)~(4)を次のように近似する.

$$\ddot{\theta} = \frac{r_1}{r_2} \frac{K_1}{I_a} \varphi - \frac{r_1}{r_2} q \cos \theta \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\dot{\varphi} = pE - \omega_n^2 \varphi + q \cos \theta \quad \dots\dots\dots (13)$$

ただし

(a)

(b)

図1 歯車軸系のモデル図

$$I_a = I_1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 (I_2 + m_L l^2)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_1(I_M + I_a)}{I_M I_a}}, \quad p = \frac{K_1}{R_a I_M}$$

$$q = \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{I_a} (m_2 l_g + m_L l) g$$

である。ここで作業開始位置 ($\theta = \theta_i, \dot{\theta} = 0, \varphi = \varphi_i, \dot{\varphi} = 0$) から作業終了位置 ($\theta = \theta_f, \dot{\theta} = 0, \varphi = \varphi_s, \dot{\varphi} = 0$) までの、腕節の角変位と軸のねじれを同時に考慮した最短時間制御の入力電圧を式(12)、(13)と最大原理⁽⁹⁾によって求めれば

$$E(t) = E_{\max} \text{sign}[k_1 t + k_2 + k_3 \cos \omega_n t + k_4 \sin \omega_n t]$$

(k_1, k_2, k_3, k_4 は積分定数)

である。これは、バングバング制御の加速から減速への切換え時刻に数回の正、負の電圧をモータに印加し、腕節の角変位と軸のねじれが同時に作業終了位置に達するように行う制御手法⁽¹⁰⁾であり、この制御に要する時間は、軸を剛とみなした最短時間制御に要する時間とほぼ同じである。しかし、作業の途中で歯面の分離によって軸のねじり振動の周期および位相が変化する場合、この手法によって軸のねじり振動を除去することは困難である。

そこで作業開始から、腕節が作業終了位置に達するまでは軸を剛とみなした制御を行い、その後の軸のねじり振動を除去するために次の2点間の制御を考える。

$$t = t_f \text{ で } \varphi = \varphi_f, \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_f$$

$$t = t_s \text{ で } \varphi = \varphi_s, \dot{\varphi} = 0$$

軸を剛とみなした最短時間制御を行った場合、軸のねじれ φ とその速度の位相平面上のトラジェクトリーを式(1)～(6)から求めれば図2(a)のようになる。正電圧印加時には点 P_1 を中心とした渦になり、負電圧印加時には点 P_2 を中心とした渦状のトラジェクトリーとなる。そこで図2(b)のように、軸を剛とみなした制御が終了した時刻 (t_f) 後のトラジェクトリーを点 P_1, P_2 を中心とする円弧で近似して、軸のねじり振動を除去するための電圧の切り換え時刻 t_{q2} 、および ($0, \varphi_s$) に達する時刻 t_s に関する近似式を式(13)から導出すれば次のようになる。

$$t_{q2} = t_f + \frac{1}{\omega_n} \tan^{-1} \left(\frac{\omega_n^2 \varphi_q + P - Q}{\omega_n \dot{\varphi}_q} \right) - \frac{1}{\omega_n} \tan^{-1} \left(\frac{\omega_n^2 \varphi_f + P - Q}{\omega_n \dot{\varphi}_f} \right) \dots \dots \dots (14)$$

$$t_s = t_{q2} + \frac{\pi}{\omega_n} \left[1 + \frac{1}{2} \text{sign}(P) \right] - \frac{1}{\omega_n} \tan^{-1} \left(\frac{\omega_n^2 \varphi_q - P - Q}{\omega_n \dot{\varphi}_q} \right) \dots \dots \dots (15)$$

ただし

$$\varphi_s = \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{K_1} (m_2 l_g + m_L l) g \cos \theta_f \dots \dots \dots (16)$$

$$\varphi_q = \frac{1}{4P} [\omega_n^2 (\varphi_f^2 - \varphi_s^2) + 2\varphi_s (P + Q) - 2\varphi_f (-P + Q) + \dot{\varphi}_f^2] \dots \dots \dots (17)$$

$$\dot{\varphi}_q = -\text{sign}(P) \sqrt{\omega_n^2 (\varphi_f^2 - \varphi_q^2) - 2(-P + Q)(\varphi_f - \varphi_q) + \dot{\varphi}_f^2} \dots \dots \dots (18)$$

$$P = p E_{\max} \text{sign}(\dot{\varphi}_f) \text{sign} \left[\left(\frac{\dot{\varphi}_f}{\omega_n} \right)^2 + (\varphi_f - B)^2 - (\varphi_s - B)^2 \right]$$

$$B = \frac{1}{\omega_n^2} [-p E_{\max} \text{sign}(\dot{\varphi}_f) + Q], \quad Q = q \cos \theta_f$$

である。この制御を行った場合の作業時間の増加量は、系の固有振動の一周期以内である。これらの式を用い、図3の流れ図に従ってシミュレーションを行う。

3. シミュレーション

図1の系において表1のように歯車軸系の諸量を定め、シミュレーションを行った結果を示せば次のようになる。

図4は、軸のねじれを考慮した最短時間制御を行った場合の応答結果を示したものである。図4中の $1(x)$ は歯面の接触、分離を表す関数であり、1のとき接触、零のとき分離を表している。正電圧印加時には片方の

(a)

(b)

図2 軸のねじれと速度のトラジェクトリー

歯面の接触状態が続き、負電圧印加時に歯面の分離が生じ、停止時にはもう一方の歯面の接触状態となっている。なお、腕節が軸の鉛直上方を通過する時刻($t=0.32$ s)には歯面が分離していないが、これはモータ出力軸の角加速度が大きいためである。腕節が作業終了位置に達する時刻($t_f=0.519$ s)後に、約 $4/1000$ s の正電圧と約 $7/1000$ s の負電圧をモータに印加することにより、その後の軸のねじり振動の振幅は小さくなり、モータ出力軸の角速度および腕節の角速度もほぼ零になっている。

図5は軸のねじりこわさ K_t と、最終の電圧切換え時刻の直後の軸ねじり振動の片振幅 $\Delta\varphi$ との関係を示したものである。なお横軸には系の固有振動数 ω_n を併記して示している。軸のねじりこわさ K_t が小さいほど、軸を剛とみなした最短時間制御における振幅(○印)は大きい。軸のねじれを考慮した最短時間制御における振幅(●印)は、 K_t の変化にかかわらず小さな値になっている。また、軸のねじりこわさが小さくなると腕節の角変位誤差は増加する傾向にあり、 $K_t=80$ N·m/rad 以下では、角変位誤差を 0.05 rad 以下

に抑えることが困難である。

4. 実験

4.1 実験装置および実験方法 表1の諸量をもつ歯車軸系を製作した。外観を図6に示す。駆動用には直流サーボモータ(定格 24 V, 540 W)を用い、その

表 1 歯車軸系の諸量

Parameter	Value	Parameter	Value
J_M kgm ²	4.1×10^{-3}	J_1 kgm ²	8.55×10^{-3}
C_M Nms/rad	3.61×10^{-6}	K_G N/m	1.15×10^8
M_F Nm	0.205	C_G Ns/m	1.0×10^3
L_a H	2.0×10^{-4}	r_1 m	7.518×10^{-2}
R_a Ω	0.114	r_2 m	6.766×10^{-2}
K_t Nm/rad	6.2×10^{-2}	J_2 kgm ²	8.35×10^{-3}
K_a Vs/rad	6.2×10^{-2}	m_2 kg	0.21
K_f Nm/rad	191	l m	0.20
C_f Nms/rad	1.0×10^{-2}	l_g m	0.10

図 3 シミュレーションの流れ図

図 4 軸のねじれを考慮した最短時間制御

図 5 軸のねじりこわさと振幅の関係

角速度はタコジェネレータによって測定する。また軸のねじれはひずみゲージによって測定し、腕節の角変位はロータリエンコードによって測定する。さらに、バックラッシは軸間距離を変化させることによって調整可能にし、歯面の接触、分離は各軸受台を互いに絶縁の状態にしておき、電氣的に検出する。

4.2 実験結果 図7は軸を剛とみなした最短時間制御の応答結果を示したものである。歯面の接触、分離を表す関数 $1(x)$ の実験結果の傾向は理論結果に類似しており、軸のねじれ ϕ の図中に実線で示した実

図6 実験装置

図7 軸を剛とみなした制御の実験結果

験結果は、破線で示した理論結果にほぼ一致している。またバックラッシが小さい図7(a)の場合よりも、バックラッシが大きい図7(b)の場合のほうが電圧切換え時刻に歯面が分離する時間が増えて歯面の衝突の影響が大きくなり、軸のねじり振動の振幅は小さくなっている。

図8は、図7(a)と同じ条件のもとで、軸のねじれを考慮した最短時間制御を行った場合の応答結果を示したものである。腕節が作業終了位置に達する時刻 ($t_f = 0.443 \text{ s}$) における軸のねじれが大きく、歯面が分離する時間は少ないため、軸のねじり振動を除去するための制御が有効であり、約 $2/1000 \text{ s}$ の正電圧と約 $1/100 \text{ s}$ の負電圧をモータに印加することによって、その後の振幅は小さくなっている。なお、この制御に要する作業時間の増加量は、軸を剛とみなした最短時間制御に対して、固有振動 (振動数 36.5 Hz) の半周期以内であり、速応性にもすぐれている。また $\theta_i = 0, \theta_f = \pi \text{ rad}$ の場合についても、図4の理論結果にほぼ一致する実験結果が得られた。

ここで作業終了位置での角変位誤差 ($\theta_f - \theta_L$) と作業開始位置、終了位置間の角変位差 $|\theta_f - \theta_i|$ との比を

図8 軸のねじれを考慮した制御の実験結果

位置決め誤差

$$\varepsilon = \frac{\theta_f - \theta_i}{|\theta_f - \theta_i|}$$

と定義し、オープンループ制御におけるバックラッシュと位置決め誤差の関係を示せば図9のようになる。図9中の線分の長さは作業回数が20回のときの繰返し精度を表し、丸印は位置決め誤差の平均値を示している。この位置決め誤差は、モータ入力電圧の実験値と理論値の差が主な原因となつて生じるものであり、その最大値は6%に達している。ここで位置決め誤差を減少させるために、

(i) モータ入力電圧の切換え時刻を補正する
フィードバック制御

(ii) 最終の電圧切換え時刻後に、腕節の角変位を補正するフィードバック制御

を考え、これらの制御を行った場合の結果を示せば図10のようになる。破線で示した理論結果に対して、実線で示した実際の腕節の角変位が θ_q (理論上の切換え時刻における角変位) に達する時刻は遅れているため、理論上の切換え時刻 t_{q1} に電圧を切換えても腕節は作業終了位置に達しない。そこで実際に腕節が θ_q に達する時刻を検出して電圧を切換えている。また、これによって腕節が作業終了位置に達した時の軸のねじれとその速度の位相平面上の位置が変化するが、その後軸のねじれが極大値 (または極小値) に達する時刻を検出し、式(14)で

$$P = -pb_3 \cos \theta_f, \quad \dot{\varphi}_f = 0$$

とおいたときの時間

$$t = t_{q2} - t_f = \frac{1}{\omega_n} \tan^{-1} \left(\frac{\omega_n \varphi_q - \omega_n \varphi_s}{\dot{\varphi}_q} \right) - \frac{\pi}{2\omega_n}$$

の後に、正電圧を式(15)の $(t_s - t_{q2})$ の時間、モータに印加することによって、その後の軸のねじり振動の振幅は小さくなっている。さらに、その後の腕節の角変

図9 オープンループ制御の位置決め誤差

位誤差に比例した電圧をモータに印加するフィードバック制御を行うことにより、約0.1s後には位置決め誤差は1%以下に減少している。

図11は、フィードバック制御におけるバックラッシュと位置決め誤差の関係を示したものである。作業回数が20回のときの繰返し精度を線分の長さで表し、位置決め誤差の平均値を丸印で示している。バックラッシュが増加するにつれて位置決め誤差も増加しているが、切換え時刻を補正するフィードバック制御を行った場合の位置決め誤差は2%以下であり、腕節の角変位を補正するフィードバック制御を行った場合の位置

図10 フィードバック制御の実験結果

図11 フィードバック制御の位置決め誤差

決め誤差は1%以下である。これらのフィードバック制御を併用すれば、速応性だけでなく精度も高い位置決め作業が可能であることがわかった。

5. 結 言

本研究で得られた結果をまとめれば次のようになる。

(1) 歯車間のバックラッシュが大きい場合には、バングバング制御における逆電圧印加時に歯面が分離する時間が増えて歯面の衝突の影響が大きくなり、軸のねじり振動の振幅は小さくなることがわかった。

(2) 腕節が作業終了位置に達するまでは軸を剛とみなした最短時間制御を行い、その後に軸のねじり振動を除去する制御を行った結果、作業の途中で歯面の分離によって固有振動の周期および位相が変化する場合でも、固有振動の一周期以内に振幅を小さくすることができ、この制御手法が有効であることがわかった。

(3) モータ入力電圧の切換え時刻を補正するフィードバック制御と、最終の電圧切換え時刻後に腕節の角変位を補正するフィードバック制御を併用することにより、速応性にすぐれた精度の高い位置決め作業を実現することができた。

文 献

- (1) Wang, S. M., *Trans. ASME, Ser. B*, 96-1 (1974), 51.
- (2) Wang, C. C., *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 100-2 (1978), 201.
- (3) 飯田・ほか3名, 機論, 46-404, C (昭55), 375.
- (4) 長屋・ほか4名, 機論, 50-460, C (昭59), 2364.
- (5) 山田・中川, 計測自動制御学会論文集, 18-1 (昭57), 84.
- (6) 佐藤・ほか2名, 機論, 文献(4)の2348ページ.
- (7) 佐藤・ほか2名, 機論, 48-436, C (昭57), 1895.
- (8) 佐藤・ほか3名, 機論, 50-457, C (昭59), 1632.
- (9) Boltyanskii, V. G. (坂本訳), 最適制御の数学的方法, (昭43), 283, 総合図書.
- (10) Meckl, P. and Seering, W., *Trans. ASME, J. Vib. Acoust. Stress Reliab. Des.*, 107-1 (1985), 38.

討 論

〔質問〕 高野 政 晴〔東京大学工学部〕

(1) 軸のねじりを考慮した最短時間制御は軸を剛とみなしたときのそれと比べ、要する時間がほぼ同じと言っておられるが、位置決め時間に比べて系の固有周期が十分小さいなどの条件付きであって一般にはそうは言えないと思うが、どの条件で計算した結果上記のように結論されたのか。また貴論文の提案するバングバング制御は準最短時間制御と呼ぶべきだと思うがいかがか。

(2) 時刻 t_f 後に振動を除去するバングバング制御で、切換え時刻を歯面分離しないと仮定して計算し、一方実験では頻繁に分離が生じている。にもかかわらず位置決め後の振動が非常に小さくなっているが、これはどんな場合にも当てはまるか。

(3) 図8の実験において終端位置で腕節には拘束がなく、たとえ θ_M, θ_1 が位置決めされてもバックラッシュの範囲内で腕節は重力振り子のように動くと思うが、実験では θ_L はどうなっているか。

〔回答〕 (1) 2626 ページ右欄 1 行めにも記述したように、本論文では、 $K_1 \geq 80 \text{ N}\cdot\text{m/rad}$ という条件 (固有周期が搬送作業に要する時間の10%以下に相当) のもとで、主なシミュレーションを行った。このような条件で、腕節の角変位と軸のねじれを同時に考慮した (厳密な意味での) 最短時間制御のシミュレーション

を行ったところ、腕節の角速度の変化および搬送作業に要する時間は、軸を剛とみなした最短時間制御の場合とほぼ同じになった。

また、本論文で提案するバングバング制御は、腕節の角変位と軸のねじれを別々に考慮した制御手法であるから、ご指摘のとおり、厳密には準最短時間制御とよぶべきであるが、上述の厳密な最短時間制御に比較して、位置決めに要する時間の増加量は一固有周期以内で小さく、今後、新たに提案する予定である制御手法と区別するためあつて、軸のねじれを考慮した最短時間制御とよぶことにした。

(2) 軸の振動を除去するバングバング制御は、理論的には、腕節が作業終了位置に達してから一固有周期以内に歯面が分離しない場合にだけ有効であるが、シミュレーションおよび実験を行った結果、その間に歯面が分離する場合でも、バックラッシュが極めて小さい時には有効であることがわかった。

(3) 図8の歯面の分離・接触が繰返し現れている区間では、ご指摘のとおり、バックラッシュの範囲 (約 0.06°) 内で、腕節は極めて小さい振幅で揺動しているものと考えられるが、その振幅が測定器の分解能 (0.1°) よりも小さいため、実際には検出できなかった。このようにバックラッシュが小さい場合には、歯車の角変位 θ_1 を位置決めするだけで十分であると考え

られる。

また、バックラッシュが大きい場合でも、4章の後半

に記述した腕節の角変位を補正するフィードバック制御を併用すれば、十分な位置決め精度が得られる。

52 巻 480 号, C 編 (昭 61-8) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
菊地勝昭	2040	左	16	$G_M(s) \cdot G_V(s) \cdot \Phi$	$G_M(s) \cdot G_D(s) \cdot \Phi$
漆原 熙	2124	左	11	三次元幾何ベクトル	三次元力幾何ベクトル
日高照晃 ほか	2200	左	脚注	中国四国支部合同・九州支部	中国四国支部・九州支部合同
	2202	左	式(7)	Σ	$\sum_{i=1}^n$
	2203	左	下 2	K	P
	2205	左	下 9~12	r_{P2}	γ_{P2}
寺内喜男 ほか	2213	英文概要	5	case-hardend	case-hardened
	〃		Key Words	Case-Hardend Gear	Case-Hardened Gear
黒崎靖 ほか	2277	左	下 4	0.55	0.05
太田博 ほか	2279	式(2)		$m\ddot{\xi} + C_\eta \dot{\eta} + k_\eta \eta = 0$	$m\ddot{\eta} + C_\eta \dot{\eta} + k_\eta \eta = 0$
	2283	右	19	で実験なされた	で実験のなされた
	2284	左	25	ある時は 12(a)	ある時は図 12(a)
	2285	討論 左	2	左欄 5 行め	左欄 4 行め
	2286	左	29	右欄下 1 行め	右欄下 2 行め
	〃	右	15	右欄下 1 行め	右欄下 2 行め
	〃	右	16	左欄 5 行め	左欄 4 行め