



MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, 添付公開書類:
TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, — 国際調査報告 (条約第 21 条(3))
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

波動歯車装置 (5) を備えたアクチュエータ (1) の位置決め制御システム (10) は、フィードバックされたモータ軸位置 θ_m から負荷軸位置 θ_l を制御するセミクロード型の FB 型制御器 $FB(s)$ と、厳密な線形化手法によるフィードバック型線形化補償器に制御対象の非線形プラントモデルを組み込むことにより構成した FF 型線形化補償器 (11) とを備えている。FF 型線形化補償器 (11) では、前向き計算した状態量推定値 x^* を用いて、FF 電流指令 $i^*_{r,f}$ および FB 型制御器 $FB(s)$ への入力となる FF モータ位置指令 θ^*_m を計算する。FF 型線形化補償器 (11) によって、波動歯車装置 (5) の非線形要素 (非線形ばね特性、相対回転同期成分、非線形摩擦) に起因する位置決め誤差が補償される。

明 細 書

発明の名称：

波動歯車装置を備えたアクチュエータの位置決め制御システム

技術分野

[0001] 本発明は、モータの回転出力を波動歯車装置を介して減速して負荷軸から出力するアクチュエータの位置決め制御システムに関する。さらに詳しくは、波動歯車装置の非線形ばね特性、相対回転同期成分および非線形摩擦に起因する負荷軸の位置決め制御精度の低下を、厳密な線形化手法を利用して抑制できるようにした波動歯車装置を備えたアクチュエータの位置決め制御システムに関する。

背景技術

[0002] アクチュエータとしては、モータの回転を減速して出力するための減速機として波動歯車装置を用いたものが知られている。この構成のアクチュエータの位置決め制御を行うコントローラとしては、モータ軸に取り付けたエンコーダによって当該モータ軸の回転位置、回転速度を検出し、これに基づき減速機出力軸である負荷軸の回転を制御するセミクロズドループ制御系が知られている。セミクロズドループ制御系では、負荷軸の回転情報を直接に検出してモータを駆動制御していないので、波動歯車装置の特性が負荷軸の位置決め制御特性に大きな影響を与える。

[0003] 波動歯車装置は、歯車の弾性変形を利用した独特な構造に起因するヒステリシスを伴う非線形なばね特性や非線形摩擦を有する。また、歯車の加工誤差や組み付け誤差による回転に同期して発生する振動や角度伝達誤差（相対回転同期成分）が、特にセミクロズドループ制御系の負荷位置で、定常偏差や振動を発生させる。従って、負荷軸の高精度制御を実現するためには、このような非線形特性を統一的に補償することのできる制御系が必要である。

[0004] ここで、非線形要素を含む制御対象の制御方法としては入出力関係の厳密

な線形化手法が知られており、図6には厳密な線形化手法のブロック線図を示してある。厳密な線形化手法とは、非線形要素を含む制御対象に対して、状態方程式中に非線形な関数を含む非線形プラントモデル「Nonlinear Plant」を構築した上で、線形化フィードバック $\alpha(x)$ と入力変換 $\beta(x)$ を施し、 $\alpha(x)$ および $\beta(x)$ を含む拡大系の入力 v からその出力 y の特性が $d^n y / d t^n = v$ となる $\alpha(x)$ 、 $\beta(x)$ を定めることで、制御対象を近似を用いることなく線形化する手法である（非特許文献1）。

先行技術文献

非特許文献

- [0005] 非特許文献1：「非線形システム論」、石島他著、計測自動制御学会編、コロナ社、141～168頁、1993

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0006] 本発明者等は、特願2010-090695（2010年4月9日出願）の明細書、図面において、モータの回転出力を波動歯車装置を介して減速して負荷軸から出力するアクチュエータのセミクローズドループ制御系において、明確な解析、制御手法が確立されていない波動歯車装置の非線形ばね特性に起因する負荷軸の位置決め制御精度の低下を、厳密な線形化手法を利用して抑制することを提案している。すなわち、波動歯車装置における非線形特性補償法として、波動歯車装置のモータ軸、負荷軸間の非線形ばね特性に対して、厳密な線形化手法に基づく非線形ばね補償を提案している。
- [0007] 本発明の課題は、波動歯車装置が有する非線形特性に対する厳密な線形化手法に基づく補償を、非線形ばね特性のみでなく、角度伝達誤差成分および非線形摩擦にも拡張した波動歯車装置を備えたアクチュエータの位置決め制御システムを提案することにある。

課題を解決するための手段

[0008] 上記の課題を解決するために、本発明は、モータの回転を波動歯車装置を介して減速して負荷軸に伝達するアクチュエータを駆動制御して、前記負荷軸の位置決め制御を行う位置決めシステムであって、モータ軸位置 θ_m をフィードバックして前記負荷軸の位置決め制御を行うセミクローズドループ型のフィードバック制御器と、前記アクチュエータの非線形要素に起因する前記負荷軸の位置決め誤差を補償するためのフィードフォワード型線形化補償器を有している。補償対象の前記非線形要素は、相対回転同期成分のみの場合、非線形摩擦のみの場合、相対回転同期成分および非線形ばね特性を含む場合、非線形摩擦および非線形ばね特性を含む場合、相対回転同期成分および非線形摩擦を含む場合、並びに、非線形ばね特性、前記相対回転同期成分および前記非線形摩擦を含む場合がある。また、前記フィードフォワード型線形化補償器は、厳密な線形化手法に基づくフィードバック型線形化補償器に、制御対象の前記アクチュエータを表す非線形プラントモデルを組み込むことにより、当該フィードバック型線形化補償器をフィードフォワード型に等価変換したものである。

[0009] ここで、前記非線形プラントモデルは、状態量を $x = [\theta_l, \omega_l, \theta_m, \omega_m]^T$ として、(6) 式で示す非線形状態方程式で規定されるものである。

[0010]

[数1]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{dt} = \begin{bmatrix} \omega_l \\ \frac{\tau_g(\theta_{tw})}{J_l} + \frac{D_g}{J_l} \omega_{tw} - \frac{D_l \omega_l + \tau_l(\omega_l)}{J_l} \\ \omega_m \\ -\frac{\tau_g(\theta_{tw})}{J_m N} - \frac{D_g}{J_m N} \omega_{tw} - \frac{D_m \omega_m + \tau_m(\omega_m)}{J_m} \end{bmatrix} \\ \quad + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{K_t}{J_m} \end{bmatrix}^T i \\ y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} x = \theta_l \end{array} \right. \quad (6)$$

[0011] また、前記フィードバック型線形化補償器は、前記非線形プラントモデルに対して、その状態量 x を引数とする線形化フィードバック $\alpha(x)$ と入力変数 $\beta(x)$ を付加することで、拡大系の入力 v から出力 y までの特性を $d^3 y / dt^3 = v$ としたものであり、前記線形化フィードバック $\alpha(x)$ は(9)式で規定され、前記入力変数 $\beta(x)$ は(10)式で規定されている。

[0012] [数2]

$$\begin{aligned} \alpha(x) = & -\frac{J_m N}{K_t D_g} \left\{ \frac{d\tau_g(\theta_{tw})}{dt} - \left(\frac{D_g}{J_m N^2} + \frac{D_l + D_g}{J_l} \right) \tau_g(\theta_{tw}) \right. \\ & - D_g \left(\frac{D_g}{J_m N^2} + \frac{D_l + D_g}{J_l} \right) \omega_{tw} + D_g \frac{d^2 \theta_{\text{Sync}}(\theta_m)}{dt^2} \\ & - \frac{D_g (D_m \omega_m + \tau_m(\omega_m))}{J_m N} \\ & \left. + \frac{D_l + D_g}{J_l} (D_l \omega_l + \tau_l(\omega_l)) - \frac{d\tau_l(\omega_l)}{dt} \right\} \end{aligned} \quad (9)$$

[0013]

[数3]

$$\beta(x) = \frac{J_m J_l N}{K_t D_g} \quad (10)$$

[0014] さらに、前記フィードフォワード型線形化補償器は、負荷加加速度指令（ジャーク指令） j_{ref} を前記入力 v とし、前記非線形プラントモデルに基づき計算した状態量推定値 x^* を用いて、前記出力 y であるフィードフォワード電流指令 i^*_{ref} を計算すると共に、前記フィードバック制御器への入力となるフィードフォワードモータ位置指令 θ^*_m を計算するものである。

[0015] 本発明における前記非線形ばね特性は、（１）式により規定される、前記波動歯車装置の負荷トルクに対する非線形ばね特性であり、前記アクチュエータに負荷トルクを加えて負荷トルクとモータ・負荷軸間のねじれ角度の関係を測定して得られる実機非線形ばね特性を再現できるように、（１）式の各次数の係数 K_{g1} 、 K_{g2} 、 K_{g3} が設定されている。

[0016] [数4]

$$\tau_g(\theta_{tw}) = K_{g3}\theta_{tw}^3 + K_{g2}\theta_{tw}^2 + K_{g1}\theta_{tw} \quad (1)$$

[0017] 本発明における前記相対回転同期成分は、前記波動歯車装置の角度伝達誤差のうち、モータ軸の回転に同期して発生するモータ軸同期成分 θ_{TEM} を相対回転同期成分として（３）式により規定される角度伝達誤差成分であり、前記アクチュエータの微小角度送り動作整定時の角度伝達誤差を負荷軸１回転分測定し、モータ位置に対する実機相対回転同期成分をフーリエ変換したスペクトル解析を行い、これに基づき、実機相対回転同期成分を再現できるように、（３）式におけるモータ回転の整数倍高調波成分の振幅 A_k および位相 ϕ_k が設定されている。

[0018] [数5]

$$\theta_{Sync}(\theta_m) = \sum_{k=1}^n A_k \cos(k\theta_m + \phi_k) \quad (3)$$

[0019] 本発明における前記非線形摩擦は、前記波動歯車装置の非線形摩擦のうち、速度に依存する静的摩擦であるモータ軸摩擦 $\tau_m(\omega_m)$ および負荷軸摩擦 $\tau_l(\omega_l)$ を、それぞれ (4) 式および (5) 式で規定したものであり、一定モータ速度中にモータトルクを測定し、モータトルクを摩擦トルクと見做した一定速度駆動試験によって得られる実機摩擦特性を再現できるように、(4) 式、(5) 式の各パラメータ C_m 、 C_l 、 B_m 、 B_l が設定されている。

[0020] [数6]

$$\tau_m(\omega_m) = C_m \tanh(B_m \omega_m) \quad (4)$$

[0021] [数7]

$$\tau_l(\omega_l) = C_l \tanh(B_l \omega_l) \quad (5)$$

[0022] ここで、前記フィードフォワード型線形化補償器は、前記非線形ばね特性、前記相対回転同期成分および前記非線形摩擦に起因する前記負荷軸の位置決め誤差を補償することが望ましい。

[0023] また、制御系におけるむだ時間要素 e^{-Ls} に起因する位置決め誤差を補償するために、前記フィードフォワード型線形化補償器は、スミス法により、前記フィードフォワードモータ位置指令 θ^*_m を、予め設定したむだ時間 L 分だけ遅らせて前記フィードバック制御器に供給することが望ましい。

発明の効果

[0024] 本発明では、波動歯車装置を含む位置決め機構の位置決め性能向上を目的として、波動歯車装置が有する非線形特性である、非線形ばね特性、相対回転同期成分、非線形摩擦に対するモデルベースの制御系を提案した。そこでは、各非線形特性に対して微分可能な関数としてモデル化を行い、厳密な線形化に基づくフィードフォワード補償による位置決め制御システムを設計した。本発明のシステムによれば、波動歯車装置を備えたアクチュエータの位置決め動作において、非線形ばね及び非線形摩擦によるオーバーシュートを抑圧して位置決め時間を短縮することができると共に、角度伝達誤差による

整定時の負荷位置ばらつきや応答中の振動を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0025] [図1]本発明の制御対象のアクチュエータの構成例を示す説明図である。

[図2]波動歯車装置を備えたアクチュエータを表す2慣性モデルのブロック線図である。

[図3]実機およびモデルの静的な非線形ばね特性を示すグラフである。

[図4]実機およびモデルの相対回転同期成分の波形およびスペクトル波形を示すグラフである。

[図5]実機およびモデルの非線形摩擦特性を示すグラフである。

[図6]厳密な線形化手法による入出力線形化のブロック線図である。

[図7]本発明の制御系を示すブロック線図である。

[図8]本発明の制御系と従来制御系における静的補償特性の評価結果を示すグラフである。

[図9]本発明の制御系と従来制御系における動的補償特性の評価結果を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0026] 以下に、図面を参照して、本発明を適用した波動歯車装置を備えたアクチュエータの位置決め制御システムにおける厳密な線形化手法による非線形特性補償方法を説明する。

[0027] [波動歯車装置を備えたアクチュエータの装置構成]

図1は、本発明の制御対象である、波動歯車装置を減速機として含むアクチュエータの概略図である。表1にはアクチュエータの主要諸元を示してある。

[0028]

[表1]

Table 1 Specifications of prototype

maximum load torque	3.3	Nm
maximum load speed	120	rpm
gear ratio: N	50	
FS tooth number: z_f	100	
CS tooth number: z_c	102	
motor encoder resolution	8,000	pulse/rev.
load encoder resolution	2,880,000	pulse/rev.

[0029] アクチュエータ 1 はモータ 2 の回転を減速機としての波動歯車装置 5 を介して減速して取り出して負荷装置 7 を回転駆動するものである。アクチュエータ 1 の位置決め制御システム 10 は、モータ 2 のモータ軸 3 に設置したエンコーダ 4 の位置情報を用いて、波動歯車装置 5 の出力軸 6 に接続された負荷装置 7 の位置決めを行うセミクロズド制御系を構成しており、フィードバック制御には、位置比例－速度比例積分（P－P I）補償器を用いている。モータ 2 と負荷のイナーシャ比は、モータ軸換算で約 1 : 3 である。なお、波動歯車装置 5 の非線形要素に対するモデル化と、非線形補償効果の評価を目的に、アクチュエータ 1 によって回転駆動される負荷装置の負荷軸 8 の位置を負荷軸エンコーダ 9 により計測するようにしてある。

[0030] [波動歯車装置の非線形要素を含むアクチュエータのモデル化]

本発明では、厳密な線形化手法の適用を考慮して、次のようにしてアクチュエータ 1 のモデル化を行う。

[0031] 波動歯車装置を備えたアクチュエータ 1 は、モータトルクや負荷トルクが加わった際にモータ・負荷軸間のねじれ振動が励起されるので、ねじれ特性を考慮した 2 慣性モデルとして扱うことが一般的である。

[0032] 図2には本発明で用いる位置決め制御対象の2慣性モデルを示してあり、図中の符号は次の通りであり、非線形要素は太線のブロックで示してある。

J_m : モータ軸慣性モーメント

D_m : モータ軸粘性摩擦係数

J_l : 負荷軸慣性モーメント

D_l : 負荷軸粘性摩擦係数

$\tau_g(\theta_{tw})$: 減速機の非線形ばね特性

D_g : 減速機の粘性摩擦係数

N : 減速比

K_t : モータトルク定数

θ_m : モータ軸位置

ω_m : モータ速度

θ_l : 負荷軸位置

ω_l : 負荷速度

θ_{tw} : ねじれ角

$\theta_{sync}(\theta_m)$: 角度伝達誤差の相对回転同期成分

$\tau_m(\omega_m)$: モータ軸非線形摩擦トルク

$\tau_l(\omega_l)$: 負荷軸非線形摩擦トルク

i : モータトルク電流指令値

e^{-Ls} : 演算時間や通信時間による電流指令値から実電流までのむだ時間

要素

[0033] 以下では、制御対象に含まれる非線形要素として、波動歯車装置の非線形ばね特性、角度伝達誤差、および、非線形摩擦それぞれのモデル化を行う。これら非線形要素以外の線形パラメータについては設計諸元値を用い、各定数を表2に示す。

[0034]

[表2]

Table 2 Parameters of 2-inertia model

torque constant	K_t	0.144	Nm/A
inertia of motor	J_m	2.87×10^{-6}	kgm ²
inertia of load	J_l	2.12×10^{-2}	kgm ²
damping of motor	D_m	2.47×10^{-6}	Nm/(rad/s)
damping of load	D_l	2.60×10^{-3}	Nm/(rad/s)
damping of gear	D_g	0.355	Nm/(rad/s)
time delay	L	1.32	ms

[0035] (非線形ばね特性のモデル化)

非線形ばね特性を測定するために、モータ軸をサーボロックした状態で負荷軸にアームと重りを取り付けて重力による負荷トルクを加え、負荷トルクとモータ・負荷軸間のねじれ角度を測定した。その際、負荷トルクを徐々に大きくした後、徐々に逆方向の負荷トルクを与え、さらに無負荷状態とするまでを、一連の非線形ばね特性測定とした。その静的な非線形ばね特性を、図3の実線 (Experiment) で示す。この図から、ばね特性がヒステリシスを含む非線形な特性を示すことが明確である。

[0036] この特性に対して、ヒステリシスを持たず、モータ・負荷軸間のねじれ角 θ_{tw} に対する微分可能な3次多項式により、非線形ばね特性 $\tau_g(\theta_{tw})$ を次の(1)式で表現する。

[0037] [数8]

$$\tau_g(\theta_{tw}) = K_{g3}\theta_{tw}^3 + K_{g2}\theta_{tw}^2 + K_{g1}\theta_{tw} \quad (1)$$

[0038] ここで、 $K_{g3} \sim K_{g1}$ は多項式の各次数の係数であり、測定結果に対する最小二乗法により決定した。各パラメータの値を表3に示し、同定した非線形ばね特性のモデルを図3の破線 (Model) で併記する。

[0039] [表3]

Table 3 Parameters of nonlinear models

K_{g3}	5.12×10^7	Nm/rad ³	K_{g2}	6812	Nm/rad ²
K_{g1}	665.3	Nm/rad			
A_1	3.85	arc-sec	ϕ_1	-156.0	deg
A_2	9.28	arc-sec	ϕ_2	-155.6	deg
A_3	2.03	arc-sec	ϕ_3	-104.6	deg
A_4	11.49	arc-sec	ϕ_4	-73.0	deg
C_m	5.36×10^{-3}	Nm	B_m	10.0	
C_l	2.19×10^{-2}	Nm	B_l	500.0	

[0040] (角度伝達誤差のモデル化)

一般に、角度伝達誤差 θ_{TE} は、モータ軸位置 θ_m 、負荷軸位置 θ_l 、減速比 N を用いて次の (2) 式で定義される。

[0041] [数9]

$$\theta_{TE} = \theta_l - \frac{\theta_m}{N} \quad (2)$$

[0042] 本発明における補償対象である角度伝達誤差の相対回転同期成分 θ_{sync} とは、波動歯車装置を構成するフレクス・スプライン (FS) とサーキュラ・スプライン (CS) の累積ピッチ誤差や波動歯車装置と負荷の軸心ずれ等の組立誤差によって発生する成分であり、ウェーブ・ジェネレータ (WG)、FS、CSの各相対回転に同期して発生する。したがって、 θ_{sync} は、モータ軸同期成分 θ_{TEM} 、負荷軸同期成分 θ_{TEL} 、FS-WG相対同期成分 θ_{TERE} の和として、 θ_m を引数とする正弦波の重ね合わせで表現できる。なお、 θ_{TEL} 、 θ_{TERE} については負荷位置情報が必要になるため、セミクローズド制御系ではそれらの補償は本質的に不可能である。そこで、以下では θ_{TEM} のみを相対回転同期成分として次の (3) 式でモデル化する。

[0043] [数10]

$$\theta_{\text{Sync}}(\theta_m) = \sum_{k=1}^n A_k \cos(k\theta_m + \phi_k) \quad (3)$$

ここで、 k ：モータ回転に対する高調波次数

A_k ：各次数成分の振幅

ϕ_k ：各次数成分の位相

[0044] 相対回転同期成分のモデル化に際しては、微小角度送り動作整定時の角度伝達誤差を負荷軸1回転分測定し、モータ位置に対する角度伝達誤差特性をフーリエ変換したスペクトル解析を行い、モータ回転の整数倍高調波の振幅 A_k および位相 ϕ_k を抽出し、(3)式の同定とする。

[0045] 図4に、実機相対回転同期成分の波形およびスペクトル波形を示す。図中、上段の実線(Experiment)は、モータ軸角度で3.6degの微小送り動作を負荷軸1回転分連続して測定した角度伝達誤差波形であり、下段実線は上段のスペクトル波形である。なお、図の縦軸のarcsecは角度の単位であり、1deg=3600arcsecである。図より、相対回転同期成分はモータ回転に対して1～4次の成分の振幅が大きく、最大で20次程度まで存在する。位置決め応答中の相対回転同期成分による振動の抑制では、高次成分まで補償するとトルク電流に高調波成分が多く含まれ振動的となるため、ここでは、4次以下の成分をモデル化して補償に用いる。図4の上段破線(Model)および下段太線(Model)に4次以下の成分を抽出してモデル化した波形を示し、先に掲載した表3に各次数の同定パラメータ $A_1 \sim A_4$ 、 $\phi_1 \sim \phi_4$ を示す。

[0046] (非線形摩擦のモデル化)

非線形摩擦は、長ストロークの位置決め動作で支配的な速度に依存する静的摩擦と、微小ストロークで支配的な弾性を伴う変位に依存する動的摩擦に大別される。本発明では、モータ・負荷軸共に長ストロークと考えられる位

置決めを対象とするため、速度に依存する静的摩擦をモデル化する。一定モータ速度中にモータトルクを測定し、モータトルクを摩擦トルクと見做した一定速度駆動試験による実機摩擦特性を、図5の実線（Experiment）で示す。図から、粘性摩擦と共に約0.4 Nmのクーロン摩擦が存在しており、本波動歯車装置の最大負荷トルク3.3 Nmと比較して、その影響は無視できない。そこで、速度の正負が切り替わる領域で滑らかに接続するように $\tanh$ 関数を用いて非線形ばね特性に対するモデル化と同様に、微分可能な関数としてモータ軸摩擦 $\tau_m(\omega_m)$ 、負荷摩擦 $\tau_l(\omega_l)$ を次の（4）式、（5）式でそれぞれ表現する。

[0047] [数11]

$$\tau_m(\omega_m) = C_m \tanh(B_m \omega_m) \quad (4)$$

ここで、 C_m ：モータ軸の非線形摩擦力

B_m ：速度が零付近における摩擦力の正負の切り替え速度

[0048] [数12]

$$\tau_l(\omega_l) = C_l \tanh(B_l \omega_l) \quad (5)$$

ここで、 C_l ：負荷軸の非線形摩擦力

B_l ：速度が零付近における摩擦力の正負の切り替え速度

[0049] なお、 C_m 、 C_l は、一定速度駆動試験の結果を基に、実機位置決め時間応答を再現するようにモータ軸、負荷軸への配分を行った。各パラメータを先に掲載した表3に示し、非線形摩擦モデルに、速度に比例した粘性摩擦を加えた摩擦モデルの特性を図5の破線（Model）で示す。

[0050] [厳密な線形化手法に基づく非線形補償]

図6は厳密な線形化手法による入出力線形化の概念ブロック図であり、非線形要素を含む制御対象「Nonlinear Plant」に対して、その状態量 x を引数とする線形化フィードバック $\alpha(x)$ と入力変数 $\beta(x)$ を付加することで、拡大系の入力 v から出力 y までの特性を $d^n y / d t^n$ と

するものである。

[0051] 厳密な線形化手法を本制御対象に適用するに当り、図2に示す制御対象ブロック線図から、状態量を $x = [\theta_l, \omega_l, \theta_m, \omega_m]^T$ に選ぶと、非線形状態方程式は次の(6)式で与えられる。

[0052] [数13]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{dt} = \begin{bmatrix} \omega_l \\ \frac{\tau_g(\theta_{tw})}{J_l} + \frac{D_g}{J_l} \omega_{tw} - \frac{D_l \omega_l + \tau_l(\omega_l)}{J_l} \\ \omega_m \\ -\frac{\tau_g(\theta_{tw})}{J_m N} - \frac{D_g}{J_m N} \omega_{tw} - \frac{D_m \omega_m + \tau_m(\omega_m)}{J_m} \end{bmatrix} \\ \quad + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{K_t}{J_m} \end{bmatrix}^T i \\ y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} x = \theta_l \end{array} \right. \quad (6)$$

[0053] ここで、むだ時間要素 e^{-Ls} については、後述するスミス法によりその影響を補償するため、上式には含んでいない。一方、相対回転同期成分 θ_{sync} (θ_m) は(7)式、(8)式のねじれ角 θ_{tw} 、ねじれ速度 $\omega_{tw} = d\theta_{tw}/dt$ に含まれるため、(6)式に現れていない。

[0054] [数14]

$$\theta_{tw} = \frac{\theta_m}{N} - \theta_l + \theta_{sync}(\theta_m) \quad (7)$$

[0055] [数15]

$$\omega_{tw} = \frac{\omega_m}{N} - \omega_l + \frac{d\theta_{sync}(\theta_m)}{dt} \quad (8)$$

[0056] (6)式 of 最終制御量 y を、右辺に制御入力 i が出現するまで時間部分を

繰り返すと、 y を 3 階微分した $d^3 y / d t^3$ で i が現れ、 $\alpha(x)$ 、 $\beta(x)$ は (9) 式、(10) 式で与えられる。

[0057] [数16]

$$\begin{aligned} \alpha(x) = & -\frac{J_m N}{K_t D_g} \left\{ \frac{d\tau_g(\theta_{tw})}{dt} - \left(\frac{D_g}{J_m N^2} + \frac{D_l + D_g}{J_l} \right) \tau_g(\theta_{tw}) \right. \\ & - D_g \left(\frac{D_g}{J_m N^2} + \frac{D_l + D_g}{J_l} \right) \omega_{tw} + D_g \frac{d^2 \theta_{\text{Sync}}(\theta_m)}{dt^2} \\ & - \frac{D_g (D_m \omega_m + \tau_m(\omega_m))}{J_m N} \\ & \left. + \frac{D_l + D_g}{J_l} (D_l \omega_l + \tau_l(\omega_l)) - \frac{d\tau_l(\omega_l)}{dt} \right\} \quad (9) \end{aligned}$$

[0058] [数17]

$$\beta(x) = \frac{J_m J_l N}{K_t D_g} \quad (10)$$

[0059] 以上の $\alpha(x)$ 、 $\beta(x)$ を適用した場合、図 6 の拡大系の入出力特性は $y / \nu = 1 / s^3$ となるため、拡大系入力 ν は負荷加加速度 (ジャーク) 指令 j_{ref} に相当する。

[0060] (9) 式より、 $\alpha(x)$ には $\tau_g(\theta_{tw})$ の 1 階微分、 θ_{Sync} の 2 階微分、 $\tau_l(\omega_l)$ の 1 階微分がそれぞれ含まれる。先に述べた非線形要素のモデル化により、各非線形要素に対する微分係数 $d\tau_g(\theta_{tw}) / dt$ 、 $d^2 \theta_{\text{Sync}}(\theta_m) / dt^2$ 、 $d\tau_l(\omega_l) / dt$ は、(1)、(3)、(5) 式を用いて、以下のように計算される。

[0061] [数18]

$$\frac{d\tau_g(\theta_{tw})}{dt} = (3K_{g3}\theta_{tw}^2 + 2K_{g2}\theta_{tw} + K_{g1})\omega_{tw} \quad (11)$$

[0062]

[数19]

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \theta_{\text{Sync}}(\theta_m)}{dt^2} = & -a_m \sum_{k=1}^n k A_k \sin(k\theta_m + \phi_k) \\ & -\omega_m^2 \sum_{k=1}^n k^2 A_k \cos(k\theta_m + \phi_k) \end{aligned} \quad (12)$$

[0063] [数20]

$$\frac{d\tau_l(\omega_l)}{dt} = \frac{C_l B_l a_l}{\cosh^2(B_l \omega_l)} \quad (13)$$

[0064] ここで、本線形化手法の実機への適用に当っては、(9)式より $\alpha(x)$ には全状態量 x が含まれるが、セミクローズド制御系である本発明の位置決め制御システムでは負荷軸の状態量を検出することができないため、このままでは実装は不可能である。さらに、有限なむだ時間要素が存在するため、その補償も併せて必要である。そこで、図6のフィードバック(FB)型線形化補償をフィードフォワード(FF)型線形化補償に等価変換することで、セミクローズド制御系への実装およびむだ時間補償に対処する。

[0065] 具体的には、図7に示すように、位置決め制御システム10のFF型線形化補償器11において、制御対象の非線形モデル「Nonlinear Plant Mdl.」を当該補償器内部に持ち、前向き計算した状態量推定値 x^* を用いて、FF電流指令 i^*_{ref} およびFB型制御系 $FB(s)$ への入力となるFFモータ位置指令 θ^*_m を計算する。さらに、スミス法を適用し、 θ^*_m をむだ時間 L 分だけ遅らせて、その影響を補償する。

[0066] 本発明の方法によれば、セミクローズド制御系への実装実現のみならず、本質的にFF補償となるため、線形化補償器中のFB系に対する安定解析も不要となる優位点も併せ持つ。

[0067] [非線形補償の実機検証]

以上のように構築した厳密な線形化手法に基づく非線形補償を行う位置決

め制御システムを実機位置決め制御系に実装し、実験によりその補償効果を検証した。

[0068] (位置決め実験条件)

制御対象として取り扱う非線形要素のうち、角度伝達誤差相対回転同期成分は負荷位置の定常偏差や振動励起の原因となるため、実機検証の位置決め送り角度設定に際しては、波動歯車装置の歯車かみ合い条件を考慮する必要がある。そこで、静的な負荷位置定常偏差のばらつき評価に対しては、整定時の相対回転同期成分が位置決め毎に異なる値となるように、歯車のかみ合わせが変化する送り角度で評価する。

[0069] 一方、動的な位置決め動作中の振動評価に対しては、歯車のかみ合わせが応答毎に変化する送り角度では、位置決め毎に相対回転同期成分の影響が異なり、複数回の応答を平均化すると各位置決め応答中の相対回転同期成分による振動が打ち消し合ってしまう、適切な評価とならない。したがって、送り角度の設定に際して、静的な負荷位置定常偏差のばらつき評価では、位置決め毎に歯車のかみ合わせが変化する 6.05 モータ回転 = 43.56 Load deg (静的特性補償実験) を、動的な位置決め動作中の振動の評価では、位置決め毎にかみ合わせが一定となる 6 モータ回転 = 43.2 Load deg (動的特性補償実験) を選び、個別に評価した。なお、制御効果の比較に用いる従来制御系は、非線形特性を考慮していない既約分解表現に基づく 2 自由度制御系とした。

[0070] (実験結果)

静的補償特性

本発明の制御系による静的補償精度を評価すべく、送り角度 43.56 Load deg の連続一方向位置決め動作 (240 回、送りインターバル 1.25 s) を行った。図 8 の上段にモータ位置、中段に負荷位置、下段に負荷加速度の、それぞれ 12 回分の応答を抽出して重ね描きしたものを示す。図中、左列が従来制御系、右列が本発明の制御系の応答であり、太線は 240 回の応答の平均値、水平一点鎖線は目標位置を示す。さらに、モータ位置

応答の水平破線は、目標整定範囲と設定したモータ軸 $\pm 10 \text{ Motor pulse} = 32.4 \text{ Load arc-sec}$ を示す。

[0071] 図8上段のモータ位置応答および中段の負荷位置応答より、本発明の制御系は従来の制御系に比べオーバーシュートが大幅に抑圧できている。一方、左中段の従来制御系の負荷位置応答は、位置決め応答中および負荷整定位置が角度伝達誤差によってばらついている。これに対し、本発明の制御系では、図上段のモータ位置を角度伝達誤差だけシフトするFFモータ位置補償が入力されることで、角度伝達誤差が補償されて中段のように負荷整定位置のばらつきが圧縮できている。さらに、下段の負荷加速応答より、本発明の制御系では、位置決め開始時0.02~0.05sや整定時0.2s付近の振動成分が抑制されている。

[0072] 以上の静的補償効果を統計的に定量評価すべく、240回の位置決め平均整定時間と、負荷位置定常偏差のばらつきを標準偏差の 3σ を指標として比較した。表4に、各指標値の比較を示す。なお、各項目の下段は、従来制御系を基準に規格化した評価値であり、表より、本発明の制御系は従来制御系に比べ位置決め時間を90%に短縮でき、かつ負荷位置のばらつきを64%に圧縮できている。

[0073] [表4]

Table 4 Comparison of compensation performance for static characteristics

	Conventional	Proposed	
settling time	0.227	0.205	s
	100	90	%
3σ	57.3	36.9	arc-sec
	100	64	%

[0074] 動的補償特性

動的補償特性を評価すべく、送り角度 43.2 Load deg で、他の条件は静的補償精度の評価の場合と同様として実験を行った結果を図 9 に示し、静的補償特性と同じ指標の定評評価を表 5 に示す。ここで、図の配置および線種は図 8 と同等である。

[0075] [表5]

Table 5 Comparison of compensation performance for dynamic characteristics

	Conventional	Proposed	
settling time	0.230	0.204	s
	100	89	%
3σ	17.7	20.7	arc-sec
	100	117	%

[0076] 図 9 中段の負荷位置の応答より、本発明制御系では静的特性補償実験と同様にオーバーシュートが大幅に抑制され、表 5 から位置決め時間の短縮が実現できている。ここで、表 5 のばらつき 3σ は、従来制御系に比べて大きな値となっている。これは、歯車のかみ合わせが同一となる送り角度では、位置決め毎の相対回転同期成分が同じ値しか取らず、補償の有無に拘わらず相対回転同期成分によるばらつきが発生しないため、その絶対値が小さくなってしまいうからである。一方、図下段の負荷加速度の平均応答には、従来制御系、本発明制御系共に図 8 下段に示した静的補償評価応答には見られない振動が現れている。これは、静的特性補償実験では位置決め毎にかみ合わせが変化し、相対回転同期成分による振動が見かけ上打ち消されていたためであり、図 9 の本発明制御系では、従来制御系に比べ $0.05 \sim 0.1 \text{ s}$ の振動が抑圧されており、相対回転同期成分による位置決め応答中の振動を補償できている。

[0077] 以上より、本発明の制御系は非線形ばねおよび非線形摩擦によるオーバー

シュートを抑圧し、位置決め時間を短縮すると共に、角度伝達誤差による整定時の負荷位置ばらつきや応答中の振動を抑圧できることが分かる。供試装置を用いた補償評価実験によれば、整定時のオーバーシュート抑制により位置決め時間を90%に短縮し、整定時のばらつきを64%に圧縮すると共に、位置決め応答中の負荷軸の振動低減を実現可能となった。

請求の範囲

[請求項1]

モータの回転を波動歯車装置を介して減速して負荷軸に伝達するアクチュエータを駆動制御して、前記負荷軸の位置決め制御を行う位置決めシステムにおいて、

モータ軸位置 θ_m をフィードバックして前記負荷軸の位置決め制御を行うセミクローズドループ型のフィードバック制御器と、

前記アクチュエータの非線形要素である、非線形ばね特性、相対回転同期成分および非線形摩擦のうち、少なくとも、前記相対回転同期成分あるいは前記非線形摩擦に起因する前記負荷軸の位置決め誤差を補償するためのフィードフォワード型線形化補償器とを有し、

補償対象の前記非線形要素は、相対回転同期成分のみの場合、非線形摩擦のみの場合、前記相対回転同期成分および前記非線形摩擦を含む場合、並びに、非線形ばね特性、前記相対回転同期成分および前記非線形摩擦を含む場合のうちのいずれかであり、

前記フィードフォワード型線形化補償器は、厳密な線形化手法に基づくフィードバック型線形化補償器に、制御対象の前記アクチュエータを表す非線形プラントモデルを組み込むことにより、当該フィードバック型線形化補償器をフィードフォワード型に等価変換したものであり、

前記非線形プラントモデルは、状態量を $x = [\theta_l, \omega_l, \theta_m, \omega_m]^T$ として、(6) 式で示す非線形状態方程式で規定されるものであり、

[数1]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{dt} = \begin{bmatrix} \omega_l \\ \frac{\tau_g(\theta_{tw})}{J_l} + \frac{D_g}{J_l} \omega_{tw} - \frac{D_l \omega_l + \tau_l(\omega_l)}{J_l} \\ \omega_m \\ -\frac{\tau_g(\theta_{tw})}{J_m N} - \frac{D_g}{J_m N} \omega_{tw} - \frac{D_m \omega_m + \tau_m(\omega_m)}{J_m} \end{bmatrix} \\ \quad + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{K_t}{J_m} \end{bmatrix}^T i \\ y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} x = \theta_l \end{array} \right. \quad (6)$$

ここで、

 J_m : モータ軸慣性モーメント D_m : モータ軸粘性摩擦係数 J_l : 負荷軸慣性モーメント D_l : 負荷軸粘性摩擦係数 $\tau_g(\theta_{tw})$: 減速機の非線形ばね特性 D_g : 減速機の粘性摩擦係数 N : 減速比 K_t : モータトルク定数 θ_m : モータ軸位置 ω_m : モータ速度 θ_l : 負荷軸位置 ω_l : 負荷速度 θ_{tw} : ねじれ角 $\theta_{sync}(\theta_m)$: 角度伝達誤差の相対回転同期成分 $\tau_m(\omega_m)$: モータ軸非線形摩擦トルク $\tau_l(\omega_l)$: 負荷軸非線形摩擦トルク

i : モータトルク電流指令値

前記フィードバック型線形化補償器は、前記非線形プラントモデルに対して、その状態量 x を引数とする線形化フィードバック $\alpha(x)$ と入力変数 $\beta(x)$ を付加することで、拡大系の入力 v から出力 y までの特性を $d^3 y / d t^3 = v$ としたものであり、前記線形化フィードバック $\alpha(x)$ は (9) 式で規定され、前記入力変数 $\beta(x)$ は (10) 式で規定されており、

[数2]

$$\begin{aligned} \alpha(x) = & -\frac{J_m N}{K_t D_g} \left\{ \frac{d\tau_g(\theta_{tw})}{dt} - \left(\frac{D_g}{J_m N^2} + \frac{D_l + D_g}{J_l} \right) \tau_g(\theta_{tw}) \right. \\ & - D_g \left(\frac{D_g}{J_m N^2} + \frac{D_l + D_g}{J_l} \right) \omega_{tw} + D_g \frac{d^2 \theta_{\text{Sync}}(\theta_m)}{dt^2} \\ & - \frac{D_g (D_m \omega_m + \tau_m(\omega_m))}{J_m N} \\ & \left. + \frac{D_l + D_g}{J_l} (D_l \omega_l + \tau_l(\omega_l)) - \frac{d\tau_l(\omega_l)}{dt} \right\} \quad (9) \end{aligned}$$

[数3]

$$\beta(x) = \frac{J_m J_l N}{K_t D_g} \quad (10)$$

前記フィードフォワード型線形化補償器は、負荷加加速度指令（ジャーク指令） j_{ref} を前記入力 v とし、前記非線形プラントモデルに基づき計算した状態量推定値 x^* を用いて、前記出力 y であるフィードフォワード電流指令 i^*_{ref} を計算すると共に、前記フィードバック制御器への入力となるフィードフォワードモータ位置指令 θ^*_m を計算するものであり、

前記非線形ばね特性は、(1) 式により規定される、前記波動歯車装置の負荷トルクに対する非線形ばね特性であり、前記アクチュエータに負荷トルクを加えて負荷トルクとモータ・負荷軸間のねじれ角度

の関係を測定して得られる実機非線形ばね特性を再現できるように、

(1) 式の各次数の係数 K_{g1} 、 K_{g2} 、 K_{g3} が設定されており、

[数4]

$$\tau_g(\theta_{tw}) = K_{g3}\theta_{tw}^3 + K_{g2}\theta_{tw}^2 + K_{g1}\theta_{tw} \quad (1)$$

前記相対回転同期成分は、前記波動歯車装置の角度伝達誤差のうち、モータ軸の回転に同期して発生するモータ軸同期成分 θ_{TEM} を相対回転同期成分として (3) 式により規定される角度伝達誤差成分であり、前記アクチュエータの微小角度送り動作整定時の角度伝達誤差を負荷軸 1 回転分測定し、モータ位置に対する実機相対回転同期成分をフーリエ変換したスペクトル解析を行い、これに基づき、実機相対回転同期成分を再現できるように、(3) 式におけるモータ回転の整数倍高調波成分の振幅 A_k および位相 ϕ_k が設定されており、

[数5]

$$\theta_{Sync}(\theta_m) = \sum_{k=1}^n A_k \cos(k\theta_m + \phi_k) \quad (3)$$

前記非線形摩擦は、前記波動歯車装置の非線形摩擦のうち、速度に依存する静的摩擦であるモータ軸摩擦 $\tau_m(\omega_m)$ および負荷軸摩擦 $\tau_l(\omega_l)$ を、それぞれ (4) 式および (5) 式で規定したものであり、一定モータ速度中にモータトルクを測定し、モータトルクを摩擦トルクと見做した一定速度駆動試験によって得られる実機摩擦特性を再現できるように、(4) 式、(5) 式の各パラメータ C_m 、 C_l 、 B_m 、 B_l が設定されていることを特徴とするアクチュエータの位置決め制御システム。

[数6]

$$\tau_m(\omega_m) = C_m \tanh(B_m \omega_m) \quad (4)$$

ここで、 C_m ：モータ軸の非線形摩擦力

B_m ：速度が零付近における摩擦力の正負の切り替え

速度

[数7]

$$\tau_l(\omega_l) = C_l \tanh(B_l \omega_l) \quad (5)$$

ここで、 C_l ：負荷軸の非線形摩擦力

B_l ：速度が零付近における摩擦力の正負の切り替え

速度

[請求項2]

請求項1において、

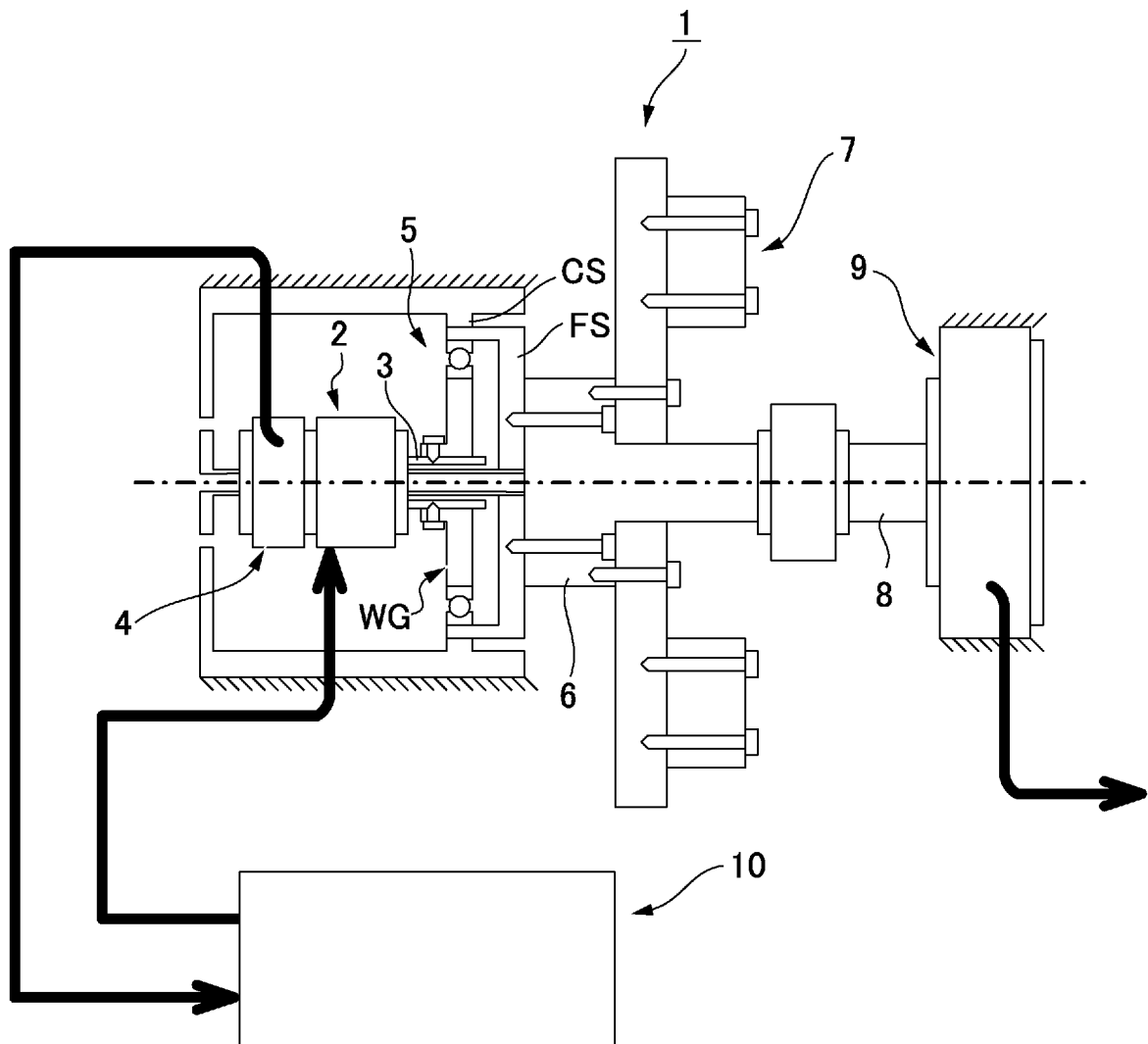
前記フィードフォワード型線形化補償器は、前記非線形ばね特性、前記相対回転同期成分および前記非線形摩擦に起因する前記負荷軸の位置決め誤差を補償することを特徴とするアクチュエータの位置決め制御システム。

[請求項3]

請求項1または2において、

前記フィードフォワード型線形化補償器は、スミス法により、前記フィードフォワードモータ位置指令 θ^*_m を、予め設定したむだ時間 L 分だけ遅らせて、前記フィードバック制御器に供給することを特徴とするアクチュエータの位置決め制御システム。

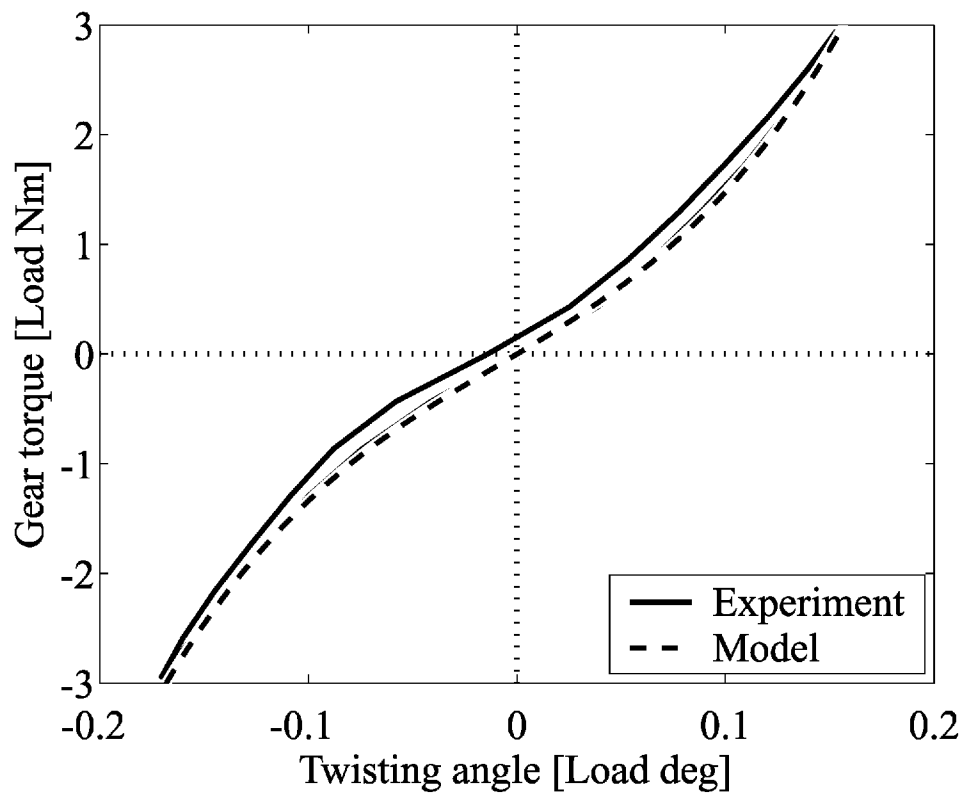
[図1]



Experimental setup

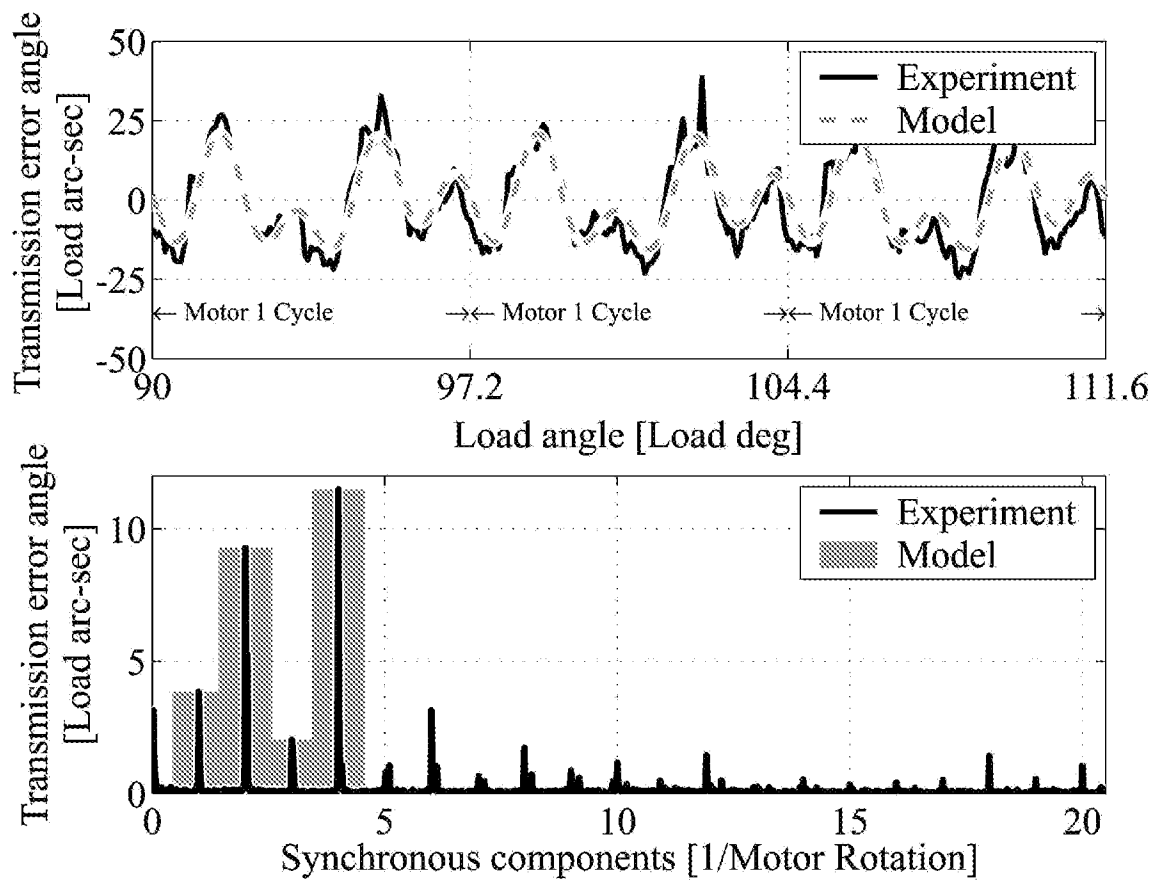
Block diagram of plant system with nonlinear components

[図3]



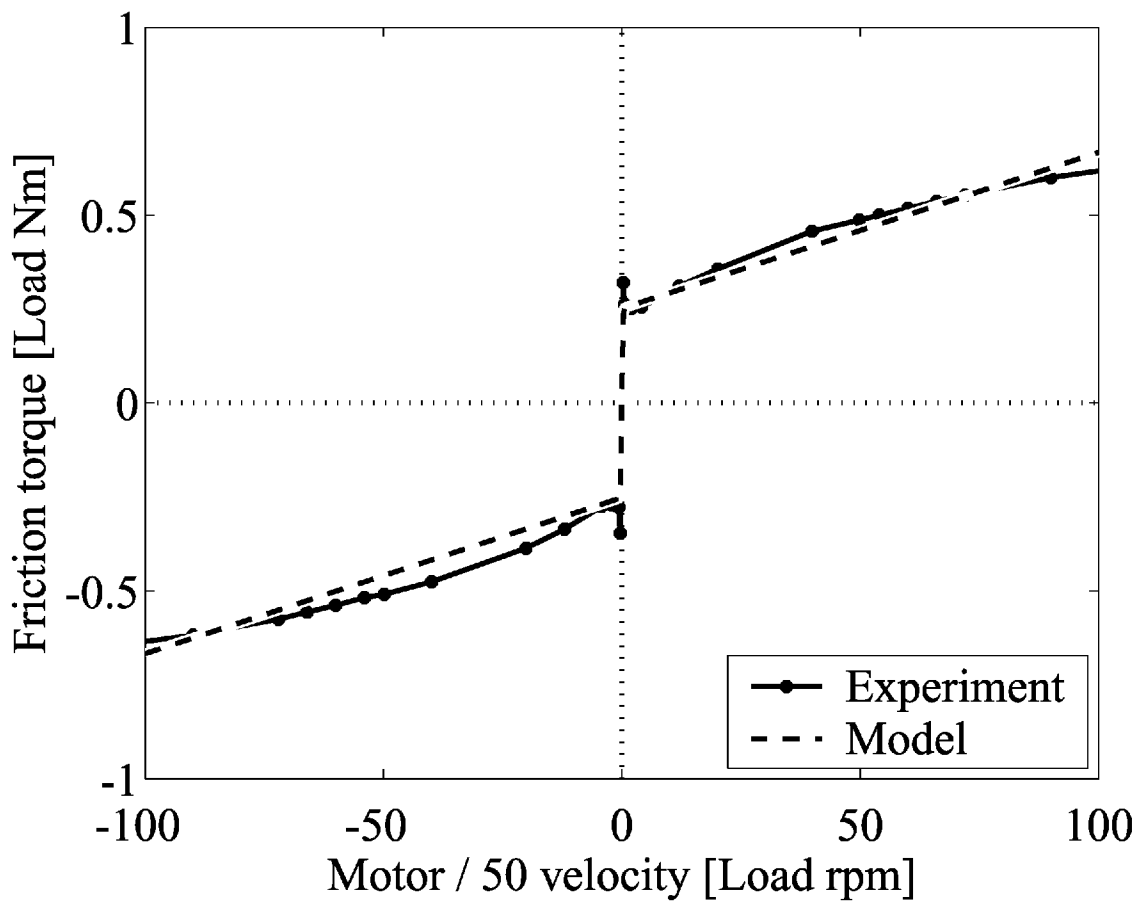
Static nonlinear spring characteristics

[図4]



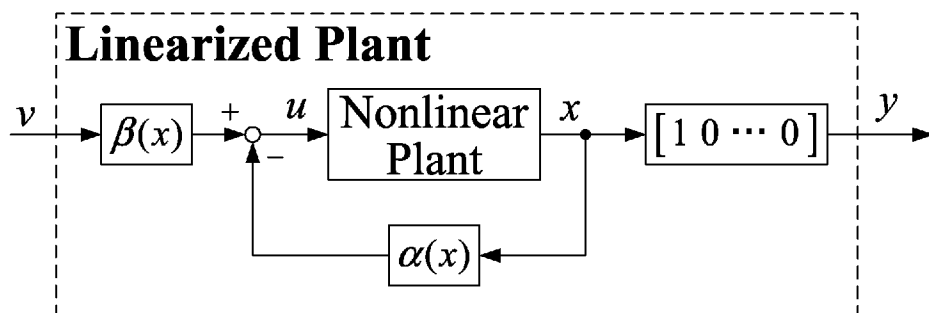
Synchronous components of angular transmission error

[図5]



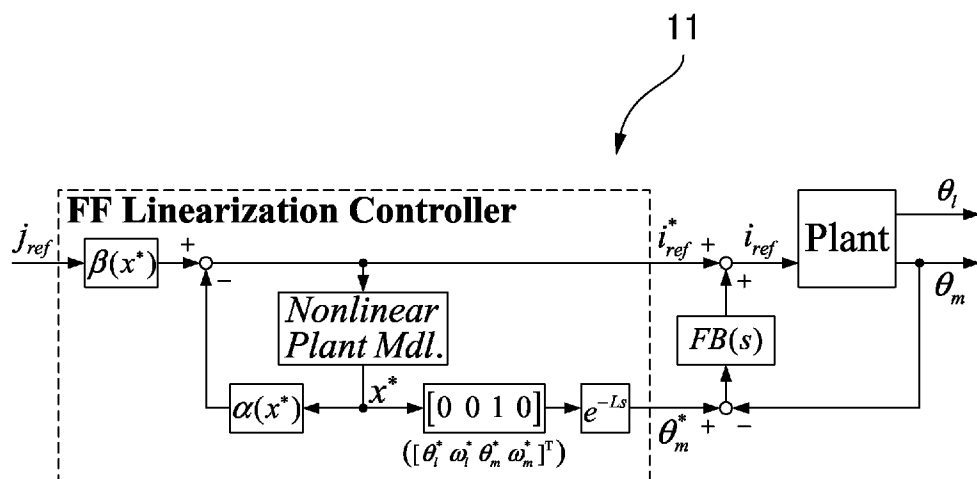
Static nonlinear friction characteristics

[図6]



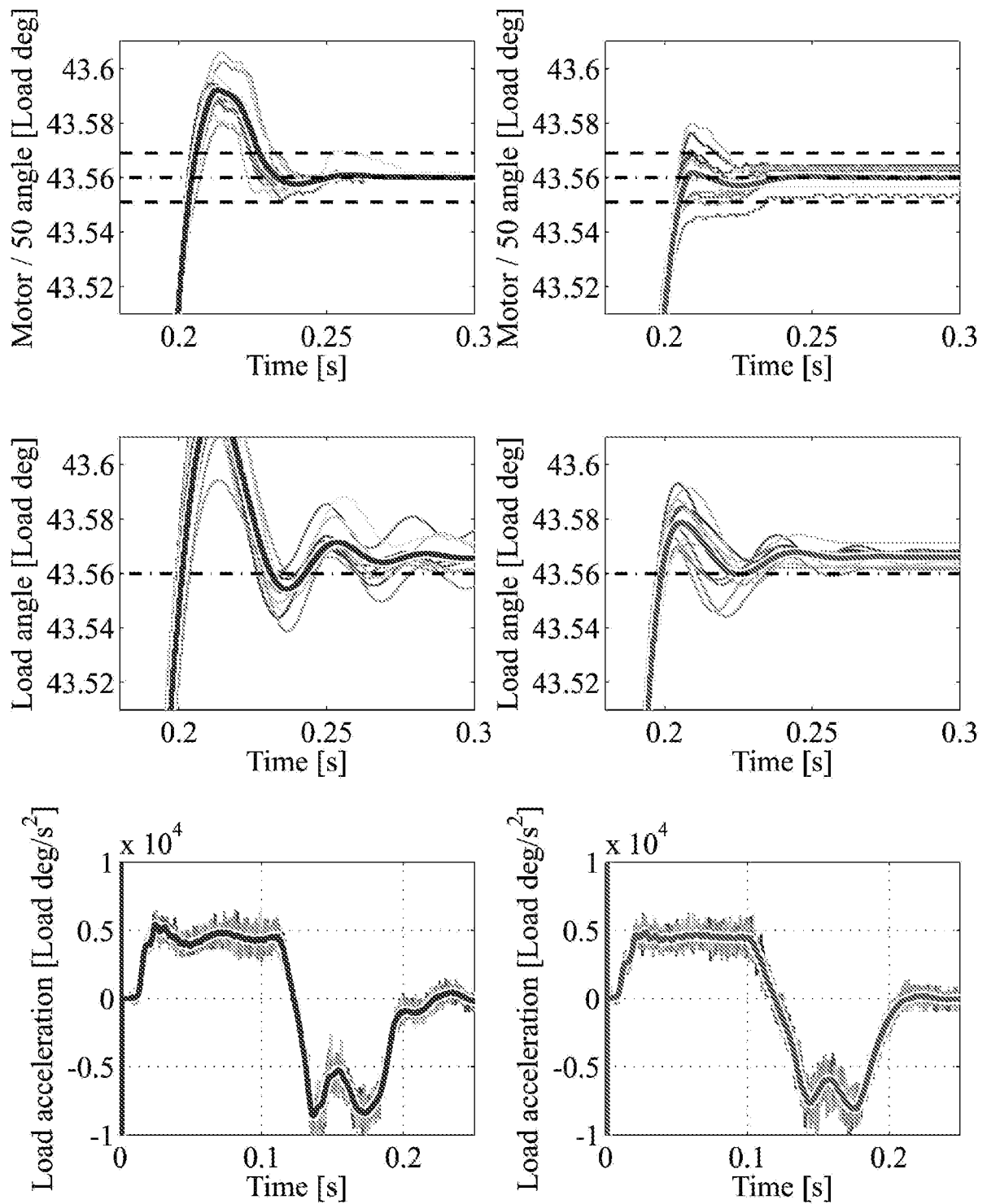
Conceptual block diagram of exact linearization method

[図7]



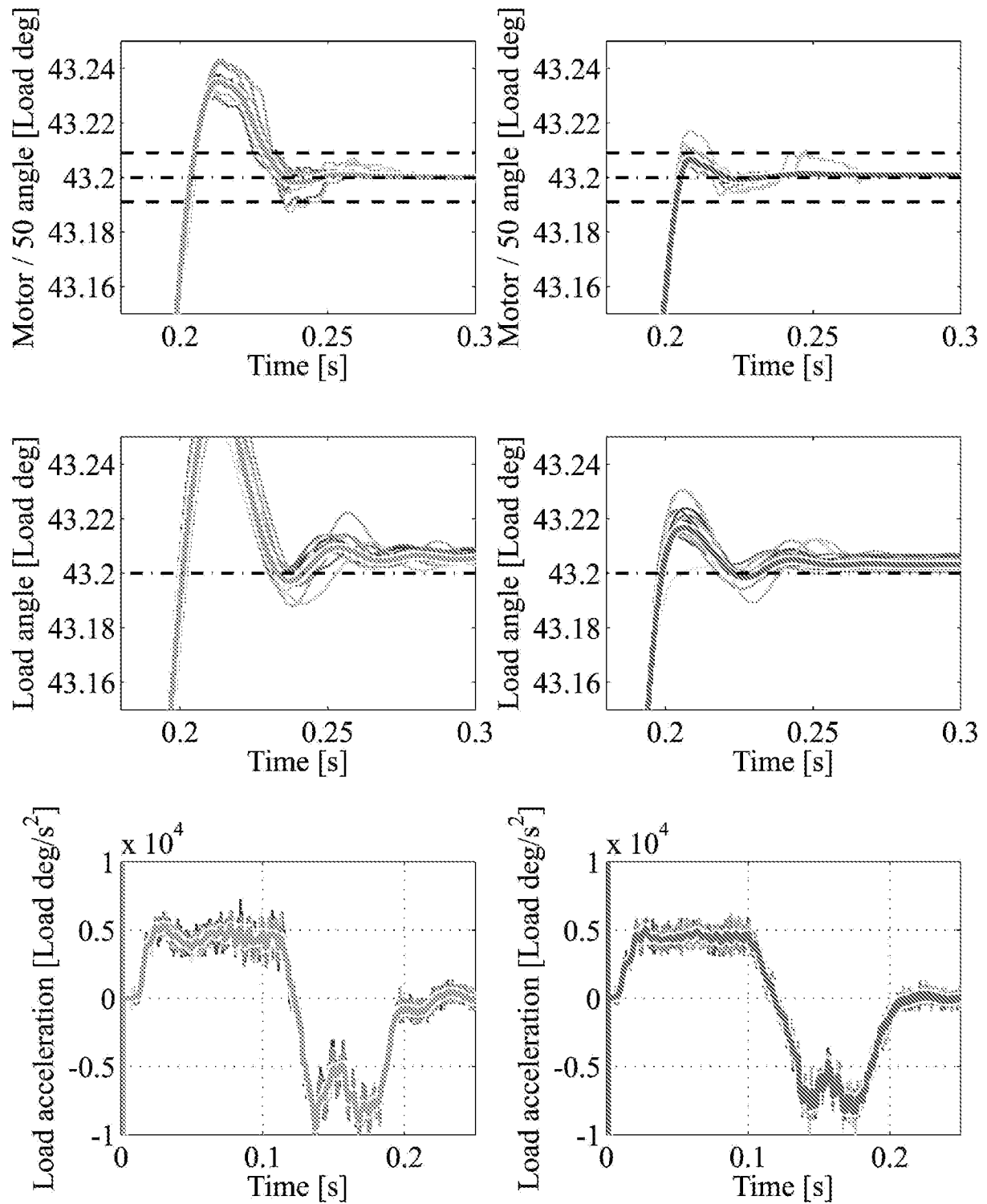
Block diagram of feedforward compensator for nonlinear characteristics by exact linearization method

[図8]



Response waveforms for target angle of 43.56 Load deg

[図9]



Response waveforms for target angle of 43.2 Load deg

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/005951

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

G05D3/00(2006.01) i, F16H1/32(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

G05D3/00, F16H1/32

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2011

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2011 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2010/116607 A1 (Harmonic Drive Systems Inc.), 14 October 2010 (14.10.2010), entire text; all drawings & JP 2010-244343 A & US 2011/0054820 A1	1-3
A	JP 2009-187404 A (Harmonic Drive Systems Inc.), 20 August 2009 (20.08.2009), entire text; all drawings & US 2009/0200979 A1 & DE 102009007875 A	1-3
A	GODLER Ivan, "Haguruma Gensokuki no Kakudo Dentatsu Gosa ni Kiin suru Sokudo Hendo no Yokusei Seigyo", Journal of the Society of Instrument and Control Engineers, 2000.10, vol.39, no.10, pages 651 to 654	1-3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
02 November, 2011 (02.11.11)Date of mailing of the international search report
15 November, 2011 (15.11.11)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/005951

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 63-66611 A (Yokogawa Electric Corp.), 25 March 1988 (25.03.1988), entire text; all drawings (Family: none)	1-3
A	Toshiaki MIYAZAKI, "Robust Speed Control for Robot Arm with Angular Transmission Error of Gear", Dai 16 Kai Annual Conference of the Robotics Society of Japan Yokoshu, The Robotics Society of Japan, 18 September 1998 (18.09. 1998), 1L13, pages 443 to 444	1-3

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. G05D3/00(2006.01)i, F16H1/32(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. G05D3/00, F16H1/32

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 1 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 1 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 1 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	WO 2010/116607 A1（株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ） 2010.10.14, 全文, 全図 & JP 2010-244343 A & US 2011/0054820 A1	1 - 3
A	JP 2009-187404 A（株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ） 2009.08.20, 全文, 全図 & US 2009/0200979 A1 & DE 102009007875 A	1 - 3

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

0 2 . 1 1 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

1 5 . 1 1 . 2 0 1 1

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

青山 純

3 U

4 4 8 0

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 4

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	ゴドレール イヴァン, 歯車減速機の角度伝達誤差に起因する速度変動の抑制制御, 計測と制御, 2000. 10, 第 39 巻 第 10 号, 第 651-654 頁	1-3
A	JP 63-66611 A (横河電機株式会社) 1988. 03. 25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-3
A	宮崎 敏昌, ギアの角度伝達誤差を考慮したロボットアームのロバスト制御, 第 16 回日本ロボット学会学術講演会予稿集, 社団法人日本ロボット学会, 1998. 09. 18, 1 L 13 第 443-444 頁	1-3