

# 自己補償制御による歯車減速機構を有するサーボ系の回転速度変動抑制

伊藤 昌彦

Masahiko Itoh

## 1. まえがき

サーボコントロールされる実機械システムに歯車減速機を採用する利点は、ダイレクトドライブモータに比べ高いモータ回転数を用いることにより、動力伝達系をコンパクトかつ高効率に設計できることである。しかしながら、たとえ仕様に基づく選択が行われたとしても、歯車減速機を機械システムに組み込む場合には、駆動制御系のバンド幅内の低周波数の領域に、減速機内部で局所的に減速機の構造と入力軸回転数とに依存した速度およびトルクのリップルが発生し、被駆動機械系を励振するため、動特性上必ずしもシステムの性能を満足できない場合がある。

この問題点を解決する方策として、既報<sup>(1)</sup>において自己補償制御機能を付与した歯車減速機を取り上げ、その基礎検討結果として単体性能について報告した。その要点は、減速機自体の構造に依存して発生する比較的低い周波数域での励振成分を、減速機の軸剛性を減ずることなく最終段に取り付けたパルス発生器により検出し、リップル成分をサーボアンプに帰還し補償を行うものである。

本報では、実機械系にそれを組み込み自己補償制御手法を適用する場合を想定し、制御系の安定性、追従特性および外乱抑圧特性の検討により本手法の有効性を明らかにする。さらに、本手法をハーモニックドライブ減速機に適用し、負荷振動系の共振点通過時の回転速度変動抑制の効果を得たので報告する<sup>(2)</sup>  
(3)。

## 2. 減速機自体で発生する内部励振トルク

歯車減速機構を含む機械装置系のねじり振動を記述する運動方程式は、歯車対のかみあい剛性を一定と仮定してよく知られた定係数連立方程式(1)で表される。

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = T_{\eta} \dots (1)$$

ここに、Mは質量マトリックス、Cは減衰マトリックス、Kは剛性マトリックス、 $T_{\eta}$ は外力ベクトルそしてXは変位ベクトルである。歯車段に角度伝達誤差(誤差ベクトル:  $e(t)$ )が存在する場合には式(1)は、

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + K(X - e) = T_{\eta} \dots (2)$$

と表される。さらに式(2)を、

$$\left. \begin{aligned} \dot{X} &= M^{-1}(-C\dot{X} - KX + T_{\eta} + Q_d) \\ Q_d &= Ke \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

と書き直すと、内部励振トルク $Q_d$ (ベクトル)が減速機内部で局所的に発生することがわかる。

これを、具体的にハーモニックドライブ減速機の場合について考える。[図1](#)は

ハーモニックドライブ減速機を用いて作製した自己補償形歯車減速機のギアヘッド部の詳細<sup>(2)(3)</sup>である。ハーモニックドライブ減速機のトルク変動の発生原因については、種々の研究成果が発表されている<sup>(4)~(7)</sup>。ここでは、日高ら<sup>(4)</sup>の成果をもとに、ハーモニックドライブ減速機内部で局所的に発生する励振トルクの発生要因を、サーキュラスプラインとフレックスプラインに半径方向の組立誤差が存在することによる角度伝達誤差の存在とする。いま、減速機の入力軸に対する出力軸の角度伝達誤差の変動分を $\theta_e$ とすると、

$$\theta_e = \frac{\tan \alpha}{r_c} \left[ \sum_{i=2}^{\infty} A_{ci} \sin(i\theta_c + \psi_{ci}) + \sum_{i=2}^{\infty} A_{fi} \sin(i\theta_f + \psi_{fi}) \right] \dots (4)$$

$(i=2, 4, 6\dots)$

$$\theta_c = \int \omega_m(t) dt, \quad \theta_f = \int (Z_c / Z_f) \omega_m(t) dt \quad \dots (5)$$

ただし、

$\alpha$  : 圧力角

$r_c$  : サーキュラスプラインのピッチ円半径

$Z_c, Z_f$  : サーキュラスプラインおよびフレックスプラインの歯数

$A_{ci}, A_{fi}$  :  $i$  次の振幅(半径方向誤差)

$\psi_{ci}, \psi_{fi}$  :  $i$  次の位相角

と表される。式(3)より減速機内部で発生する内部励振トルクは、この角度伝達誤差の変動分 $\theta_e$ と減速機のねじり剛性 $K_g$ との積で表せるのでトルク変動分 $Q_d(t)$ (スカラー)は、

$$Q_d(t) = K_g \theta_e$$

$$= K_g \left[ \frac{\tan \alpha}{r_c} \left\{ \sum_{i=2}^{\infty} A_{ci} \sin(i\theta_c + \psi_{ci}) + \sum_{i=2}^{\infty} A_{fi} \sin(i\theta_f + \psi_{fi}) \right\} \right] \dots (6)$$

$(i=2, 4, 6\dots)$

となる。式(6)より $Q_d(t)$ は、モータ軸回転数(=ウエーブジェネレータの回転数)の2倍の変動成分とその高調波成分から成る。さらに、ハーモニックドライブ減速機では $Z_c/Z_f=1$ であるため、各成分ごとにビートを伴うことがわかる。

### 3. 可変自己補償制御系

図2に中心角周波数可変のトラッキングバンドパスフィルタを用いて構成した自己補償制御ループを有する自己補償形歯車減速機および被駆動機械系を含む全体系のブロックダイアグラムを示す。ここで、

$\omega_{cmd}$  : 速度指令

$\omega_m$  : モータの回転速度(=ウエーブジェネレータの回転速度)

$\omega_g$  : 減速機出力軸の回転速度

$\omega_l$  : 被駆動機械系の回転速度

$\theta_m$  : モータの回転角度

$\theta_g$  : 減速機出力軸の回転角度

$\theta_l$  : 被駆動機械系の回転角度

$R_g$  : 減速機の減速比

$i$  : 電機子電流

$R$  : 電機子抵抗

$L$  : 電機子インダクタンス

$K_t$  : トルク定数

$K_e$  : 逆起電圧定数

$K_c$  : 電流ループゲイン

$K_{cb}$  : 電流フィードバックゲイン

$K_v$  : 速度制御系PI制御の比例ゲイン  
 $T_i$  : 速度制御系PI制御の積分時定数  
 $J_m$  : モータ部の慣性モーメント  
 $J_g$  : 減速機の出力部の慣性モーメント  
 $J_l$  : 被駆動機械系の慣性モーメント  
 $K_g$  : 減速機のねじり剛性  
 $K_s$  : 減速機出力軸と被駆動機械系間のねじり剛性  
 $C_g$  : 減速機の減衰定数  
 $C_s$  : 減速機出力軸と被駆動機械系間の減衰定数  
 である。 $G_v(s)$ は速度制御系のPI制御の伝達関数であり、

$$G_v(s) = K_v(1 + 1/T_i s) \dots (7)$$

と表される。また、 $G_b(s)$ は自己補償制御ループの伝達関数であり、式(6)で表されたサーボ系のバンド幅内で発生するトルク変動成分の最大3次成分までを低減する目的で並列に配置した三つのバンドパスフィルタとフィードバックゲインから成る。各バンドパスフィルタの中心角周波数 $\omega_{oi}(i=1\sim 3)$ rad/sは速度指令値に追尾して、モータ軸回転数 $N_m \text{ min}^{-1}$ の2倍、4倍および6倍に設定される。つまり、

$$\left. \begin{aligned} \omega_{o1}(t) &= 4\pi N_m(t) / 60 \\ \omega_{o2}(t) &= 2\omega_{o1}(t) \\ \omega_{o3}(t) &= 3\omega_{o1}(t) \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

と表せる。各トラッキングバンドパスフィルタの中心角周波数 $\omega_{oi}(i=1\sim 3)$ は時間依存である。ただし、各フィルタのQファクタは一定( $Q_{oi} = \text{const.}$ )とする。

以下に、被駆動機械系と駆動系(電気・機械系)とを統合した全体系の状態方程式を示す。

$$dx/dt = Ax + Bu + Eq \dots (9)$$

$$y = Cx \dots (10)$$

$u$ は入力変数、 $q$ は外乱、 $x$ は状態ベクトルそして $y$ は検出ベクトルである。ここで、 $u = \omega_{\text{cmd}}$ そして $q = Q_d(t)$ である。さらに、 $\alpha_j, \beta_j(j=1\sim 3)$ をバンドパスフィルタについての状態変数、 $K_{bj}(j=1\sim 3)$ を自己補償制御ループのフィードバックゲインとして、各ベクトルと係数行列を示すと、

$$x = [i \ \theta_m \ \omega_m \ \theta_g \ \omega_g \ \theta_l \ \omega_l \ \eta \ \alpha_1 \ \beta_1 \ \alpha_2 \ \beta_2 \ \alpha_3 \ \beta_3]^T,$$

$$y = [\omega_m \ \omega_g]^T,$$

$$B = [K_v K_s / L \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T,$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$E = [0 \ 0 \ -1/J_m R_g \ 0 \ 1/J_g \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T,$$

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}$$

ただし、

$$A_{11} = \begin{bmatrix} \frac{K_r K_v + R}{L} & 0 & -\frac{K_r + K_v K_r}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_r K_r}{L T_i} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_r}{J_m} & -\frac{K_g}{J_m R_g^2} & -\frac{C_g}{J_m R_g^2} & \frac{K_g}{J_m R_g} & \frac{C_g}{J_m R_g} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_g}{J_s R_g} & \frac{C_g}{J_s R_g} & -\frac{K_g + K_r}{J_s} & -\frac{C_g + C_r}{J_s} & \frac{K_r}{J_s} & \frac{C_r}{J_s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_r}{J_l} & \frac{C_r}{J_l} & -\frac{K_r}{J_l} & -\frac{C_r}{J_l} & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{K_{b1} K_v \omega_{s1}(t)}{L Q_{s1}} & 0 & -\frac{K_{b2} K_v \omega_{s2}(t)}{L Q_{s2}} & 0 & -\frac{K_{b3} K_v \omega_{s3}(t)}{L Q_{s3}} \\ & & \mathbf{0}_{6 \times 7} & & & \end{bmatrix},$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_{s1}^2(t) & -\frac{\omega_{s1}(t)}{Q_{s1}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\omega_{s2}^2(t) & -\frac{\omega_{s2}(t)}{Q_{s2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_{s3}^2(t) & -\frac{\omega_{s3}(t)}{Q_{s3}} \end{bmatrix}$$

となる。そして、

$$\eta \equiv \int (\omega_{cmd} - \omega_m) dt \dots (11)$$

と定義する。

## 4. 自己補償制御系の基本特性

### 4.1 安定性

本解析では、トラッキングバンドパスフィルタの中心角周波数をモータ回転数に追従して変化させた場合について、Aがtに対しゆるやかに変化すると仮定して、Aの固有値軌跡を求め安定性を吟味する。表1にシミュレーションに用いるパラメータの値を示す。図3に自己補償制御ループのフィードバックゲインKb3の条件を変えた場合の虚軸付近の固有値の軌跡を示す。図3より高次成分のフィードバックゲインが高いKb3=120の場合、モータ軸回転数が2158min<sup>-1</sup>( $\omega_{s1}=452\text{rad/s}$ )を超えると系が不安定となることがわかる。よって、低いモータ回転数域において高次の6Nm成分を低減する目的でKb3を120程度に設定する場合には、高速回転領域ではKb3を下げて系の安定条件を満たす必要がある。

以上の点と本手法の目的がサーボ系のバンド幅内で発生する変動成分の補償であることから、モータ軸回転数に依存して高次成分がバンド幅を超えて存在す

る場合は系の安定化をはかるため、フィードバックゲインを零として帰還を行わないことにする。

表1 シミュレーションパラメータ

| Parameter                            |                                  | Value                  | Unit                                      |
|--------------------------------------|----------------------------------|------------------------|---|
| Moment of inertia                    | Jm                               | $1.011 \times 10^{-5}$ | kg·m <sup>2</sup>                         |
|                                      | Jg                               | $6.565 \times 10^{-5}$ |   |
|                                      | Jl                               | $8.205 \times 10^{-4}$ |   |
| Torsional stiffness                  | Kg                               | 5053.5                 | N·m/rad                                   |
|                                      | Ks                               | 80.984                 |   |
| Damping coefficient                  | Cg                               | 0.13                   | N·m·sec/rad                               |
|                                      | Cs                               | 0.013                  |   |
| Gear reducer                         |                                  |                        |   |
| Reduction ratio                      | Rg                               | 50.0                   | —   |
| Pressure angle                       | $\alpha$                         | 30.0                   | degree                                    |
| Pitch diameter                       | 2rc                              | 38.0                   | mm  |
| Number of teeth                      | Zc,Zf                            | 204,200                | —   |
| Radial error                         | Ac2,Af2                          | 3.0,2.0                | $\mu$ m                                   |
|                                      | Ac4,Af4                          | 5.5,5.0                |   |
|                                      | Ac6,Af6                          |                        |   |
| 3.0,2.0                              | $\psi_{ci}, \psi_{fi} (i=2,4,6)$ | 0.0,0.0                | degree                                    |
| Velocity loop gain                   | Kv                               | 0.3913                 | A/(rad/sec)                               |
| Integral time constant               | Ti                               | 0.00563                | sec                                       |
| Torque constant                      | Kt                               | 0.2633                 | N·m/A                                     |
| Voltage constant                     | Ke                               | 0.1810                 | V/(rad/sec)                               |
| Phase resistance                     | R                                | 35.0                   | $\Omega$                                  |
| Phase inductance                     | L                                | 0.022                  | H   |
| Current loop gain                    | Kc                               | 3.05                   | V/A                                       |
| Current feedback gain                | Kcb                              | 1.0                    | —   |
| Self-compensating loop feedback gain | Kb1                              | 30.0                   | A/(rad/sec)                               |
|                                      | Kb2                              | 60.0                   |   |
|                                      | Kb3                              | 120.0                  | ; if Nm $\leq$ 1800min <sup>-1</sup>      |
| Q factor of band-pass filter         | Qo1                              | 12.0                   | —   |
|                                      | Qo2                              | 20.0                   |   |
|                                      | Qo3                              | 25.0                   | ; else if Nm $\geq$ 1800min <sup>-1</sup> |
|                                      |                                  |                        |   |

## 4.2 追従特性

速度指令に対する追従特性を表す伝達関数行列 $G_u(s)$ は、式(9)、(10)において $q=0$ とすれば、

$$G_r(s) = [G_{r11} \ G_{r12}]^T = C(sI - A)^{-1} B \dots (12)$$

と求まる。速度指令 $\omega_{cmd}$ の減速機回転速度に対する伝達関数 $\omega_g/\omega_{cmd}$ は、 $G_u(s)$ の $G_{r12}(s)$ 成分である。ここでは、減速機の出力軸に慣性体が直に取り付けられる場合について、追従特性を吟味することとし、負荷のパラメータとして、

$$J_i = 2.539 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$K_i = 16000.0 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

$$C_i = 0.13 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}/\text{rad}$$

を用いる。その他のパラメータは表1の値を用いる。図4にモータ回転数750min<sup>-1</sup>用に設定した自己補償制御ループを用いる場合の伝達関数 $\omega_g/\omega_{\text{cmd}}$ のボード線図(シミュレーション結果)を示す。図中の▽印はこの場合の内部励振周波数(25、50、75Hz)を表す。

図4において約580Hzのピーク(▼印)は機械系のねじり振動の第1次固有振動数である。図から自己補償制御ループのバンドパスフィルタにより、Gu12(s)にはバンドエリミネーション効果があることがわかる。

### 4.3 外乱抑圧特性

自己補償制御系の外乱抑圧特性を表す伝達関数行列をGd(s)とすると、式(9)、(10)においてu=0とにおいて、

$$G_d(s) = [G_{d11} \ G_{d12}]^T = C(sI - A)^{-1}E \dots (13)$$

と求まる。そして内部励振力Qdの減速機回転速度に対する伝達関数 $\omega/Q_d$ は、Gd(s)のGd12(s)成分である。

図5にモータ回転数750min<sup>-1</sup>用に設定した自己補償制御ループを用いた場合の伝達関数 $\omega/Q_d$ のボード線図を示す。図より自己補償制御ループが、回転数に依存して発生する内部励振成分(25、50、75Hz: 図中の▽印)による減速機の変動を抑制することがわかる。

## 5. 共振点通過時の振動抑制シミュレーション

共振点通過時の振動抑制効果をシミュレーションにより検証する。系の各パラメータは表1の値を用いる。ここで、ハーモニックドライブ減速機における半径方向誤差(A<sub>ci</sub>、A<sub>fi</sub>、 $\psi_{ci}$ 、 $\psi_{fi}$ ; i=2、4、6)の値は、文献(4)を参考して設定する。機械系のねじり振動の第1次固有振動数は50Hzである。シミュレーションでは、被駆動機械系の回転速度 $\omega_{II}$ についての時刻歴応答をルンゲ・クッタ法を用いて計算する。角加速度の条件として被駆動機械系の自由振動を励起しない範囲の62.8rad/s<sup>2</sup>(モータ軸換算)の場合を扱う。これは、5秒間でモータ回転数を3000min<sup>-1</sup>まで加速または減速する条件にあたる。また、K<sub>b3</sub>の設定条件としては、系の安定条件を満たすためモータ軸回転数N<sub>m</sub><がN<sub>m</sub>≥1800min<sup>-1</sup>においては、K<sub>b3</sub>=0としている。

図6にシミュレーション結果を示す。図から自己補償制御を用いて減速機自体で局所的に発生する励振成分を低減することにより、負荷振動系の共振点通過時(N<sub>m</sub>=500、750、1500min<sup>-1</sup>)の振動レベルが低減することがわかる。

## 6. 実験と考察

### 6.1 ハードウェア構成

図7に式(6)で表される内部励振トルクにより生ずる速度リップルを低減する目的で構成した可変自己補償制御系の構成図を示す。減速機内部で局所的に発生する速度リップルの検出には、減速機の軸剛性を減することなく最終段に組み込んだ1000pulses/rev.の磁気エンコーダを用いる。出力パルスは、2てい倍回路内蔵のF/V変換器により速度信号に変換され、低減すべき変動成分のみをバンドパスフィルタを通してサーボアンプの電流にフィードバックしている。

可変自己補償制御ループのトラッキングバンドパスフィルタはスイッチトキャパ



シタフィルタを用いて構成しており、その中心角周波数はパルスジェネレータで発生するモータへの速度指令パルスに追従して、減速機の最終段で発生する速度変動成分に一致するようになっている。サーボアンプの電流ループにフィードバックする速度変動成分は、システムの安定性およびバンド幅内の変動成分の補償という観点から3次成分までとしている。さらに、4.1節および5章のシミュレーション結果をもとに、系の安定化を図るため、モータ回転数 $N_m$ が $N_m \geq 1800 \text{min}^{-1}$ の場合にゲインセクタによりフィードバックゲイン $K_{b3}$ を零とし、帰還を行わないようにしている。

## 6.2 無負荷での回転速度変動抑制効果

無負荷の状態における定常回転時の速度変動の低減効果を図8に示す。横軸は周波数を、縦軸は回転数ごとの速度変動レベルを表している。図8より2Nm、4Nmおよび6Nmの変動成分は約1/3~1/2の低減効果があることがわかる。

## 6.3 振動系を負荷として有する場合

テストスタンドの概略を図9に示す。負荷慣性体の回転速度変動は分解能81000pulses/rev.のエンコーダを用いて検出され、F/V変換器によりアナログ信号に変換されたのち周波数分析される。テストスタンドの機械諸元を表2に示す。負荷系のねじり振動の第1次固有振動数は50Hzである。

図10に定常回転時における振動抑制効果を示す。6Nm、4Nmおよび2Nmが固有振動数と重なるモータ軸回転数500、750および1500 $\text{min}^{-1}$ において負荷系の回転速度変動レベルが増大している。自己補償制御を行うことで約1/3~1/2の低減効果がある。

表2 実験装置の機械諸元

| Parameter                       |    | Value                  | Unit              |
|---------------------------------|----|------------------------|-------------------|
| Moment of inertia               | Jm | $1.011 \times 10^{-5}$ | kg·m <sup>2</sup> |
|                                 | Jg | $6.565 \times 10^{-5}$ |                   |
|                                 | Jl | $8.205 \times 10^{-4}$ |                   |
| Torsional stiffness             | Kg | 5053.5                 | N·m/rad           |
|                                 | Ks | 80.984                 |                   |
| Damping coefficient             | Cg | 0.13,                  | N·m·sec/rad       |
|                                 | Cs | 0.013                  |                   |
| Reduction ratio of gear reducer | Rg | 50.0                   | —                 |

## 6.4 共振点通過時の振動抑制効果

共振点通過時の振動抑制効果を図11に示す。角加速度の条件は62.8 $\text{rad/s}^2$ (モータ軸換算)である。図11より、この場合においても約1/3~1/2の低減効果があることがわかる。

## 7. むすび

歯車減速機内部で局所的に発生する回転速度変動の低減方法である自己補償制御手法を、ハーモニックドライブ減速機に適用する場合を取り上げ、その基本特性と有効性について理論および実験により検討を行った。その結果をまとめると、以下のとおりである。

- (1)自己補償制御系の安定性、追従特性および外乱抑圧特性について考察し、シミュレーションによりその有効性を示した。
  - (2)可変自己補償制御ループを適用することにより、無負荷の状態で発生する回転速度変動を約1/3～1/2に低減できた。
  - (3)負荷振動系を加えたシステムについてシミュレーションおよび実験を行い、可変自己補償制御系が共振点通過時の振動抑制に有効であることを実証した。シミュレーション結果と実験結果は定性的によい一致をみた。その低減効果は約1/3～1/2である。
- 

#### 文献

- (1)伊藤昌彦:「自己補償形歯車減速機の基礎検討」、SANYO DENKI Technical Report、No.1、pp.43-48(1996-5)。
  - (2)伊藤昌彦・賀勢晋司・深田茂生:「歯車減速機構の内部励振に基づく回転速度変動の自己補償制御による抑制(第1報、ハーモニックドライブ減速機の強制励振成分の低減)」、日本機械学会論文集、62-595、C(1996)、pp.860-867。
  - (3)伊藤昌彦・賀勢晋司・深田茂生:「歯車減速機構の内部励振に基づく回転速度変動の自己補償制御による抑制(第2報、自己補償制御ループへのトラッキングバンドパスフィルタの適用効果)」、日本機械学会論文集、62-604、C(1996)、pp.4551-4557。
  - (4)日高照晃・石田武・張佑林・専徳博文・笹原政勝・谷岡良弘:「波動歯車装置を有するロボット系の振動の理論解析」、日本機械学会論文集、55-516、C(1989)、pp.1864-1871。
  - (5)矢鍋重夫・石塚真一・山口利明・池田正樹:「ハーモニックドライブ装置のねじり剛性」、日本機械学会論文集、55-509、C(1989)、pp.216-221。
  - (6)矢鍋重夫・伊藤明彦・岡本淳・山口利明・池田正樹・藤田洋:「ハーモニックドライブ装置の回転伝達誤差」、日本機械学会論
- 

伊藤 昌彦

1988年入社

技術開発部

振動と制御に関する研究・開発に従事。博士(工学)

---



図1 自己補償形歯車減速機の構成図

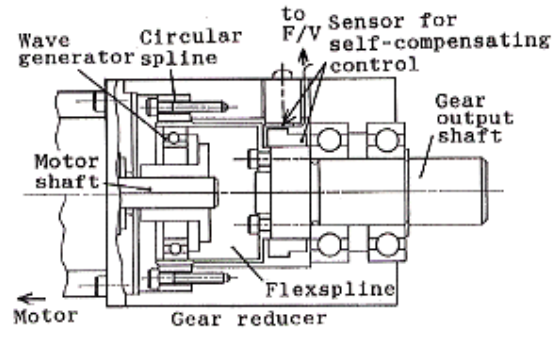


図2 可変自己補償制御系の構成

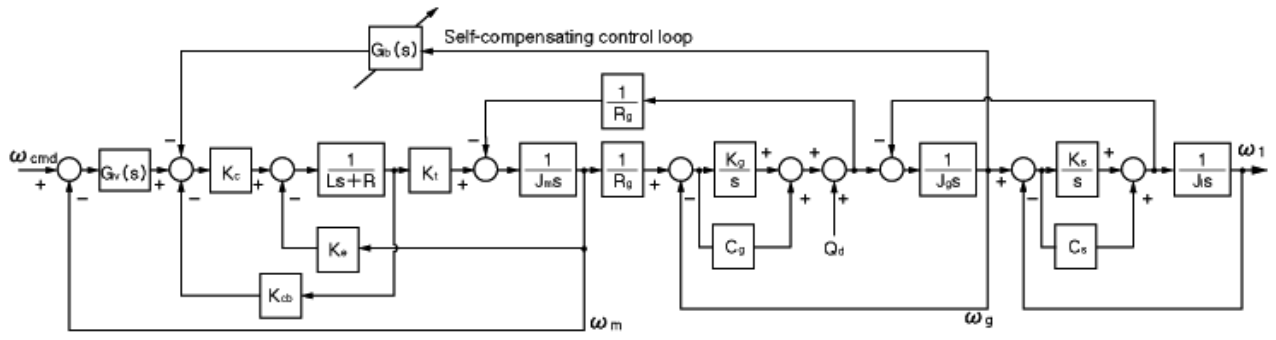


図3 システムの固有値軌跡

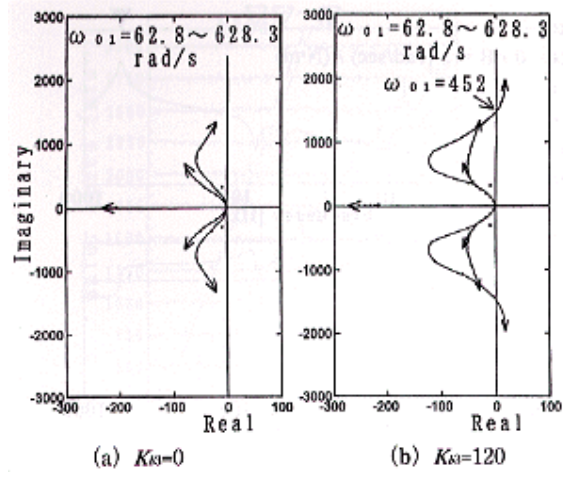


図4  $\omega_g/\omega_{cmd}$ のボード線

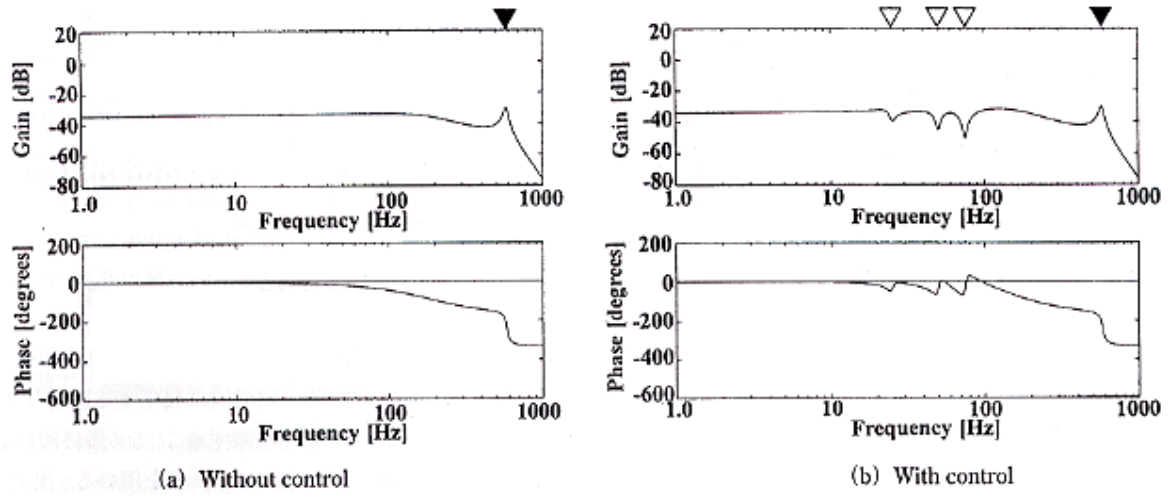


図5  $\omega_g/Q_d$ のボード線

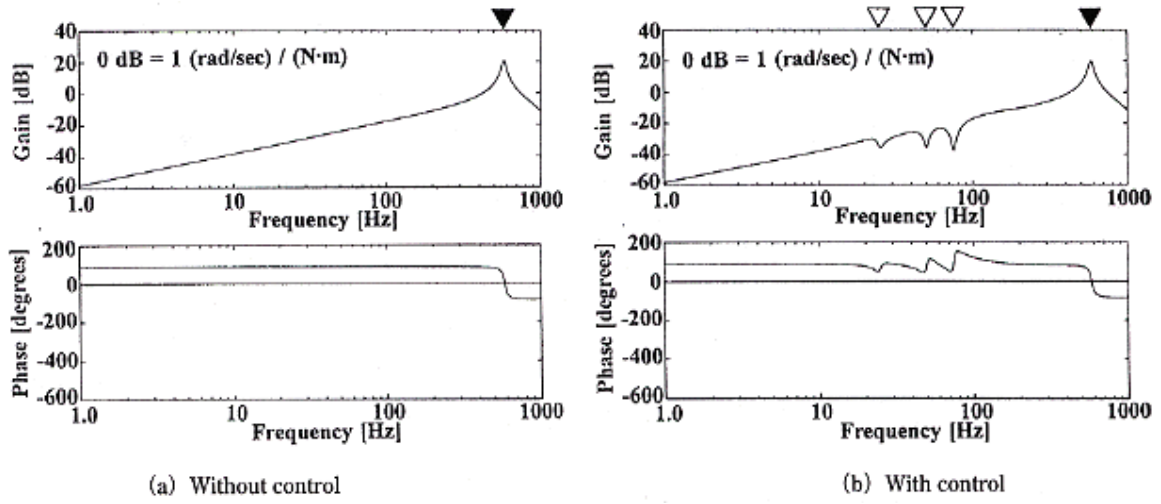
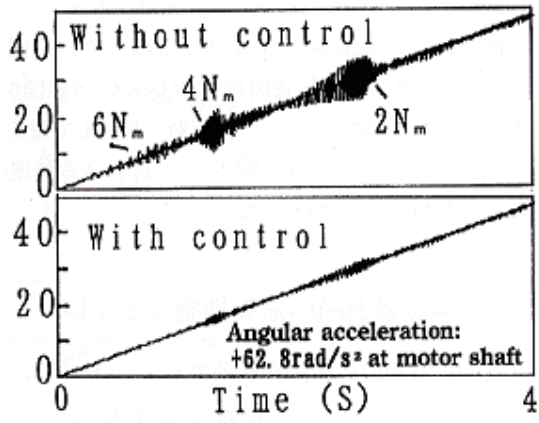
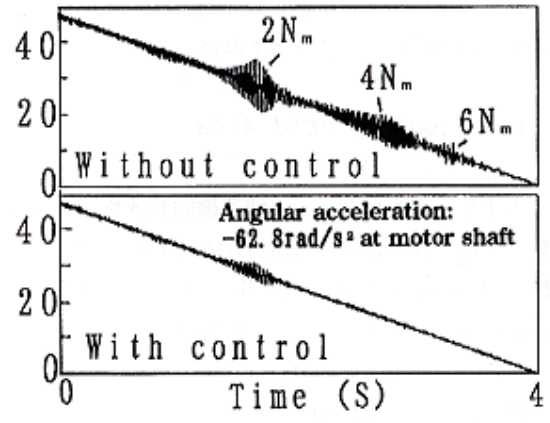


図6 共振点通過時の抑制効果(シミュレーション)



(a) Increasing the motor speed



(b) Reducing the motor speed



図7 可変自己補償制御系の構成図

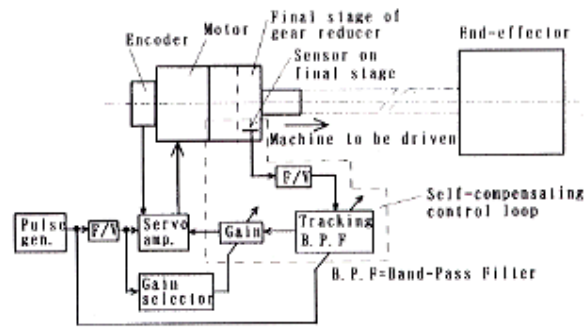
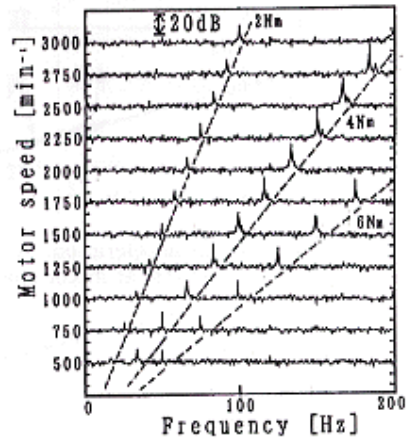
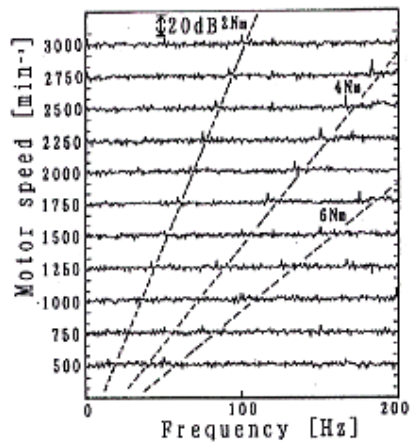


図8 無負荷での抑制効果



(a) Without control



(b) With control

図9 実験装置の構成

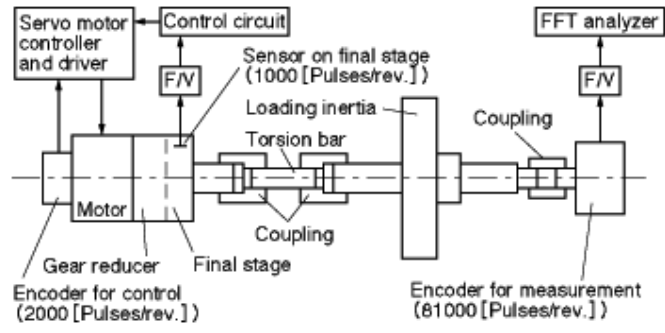


図10 負荷回転速度変動の抑制効果

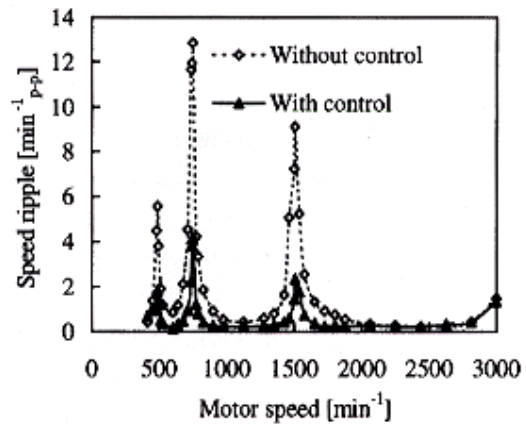
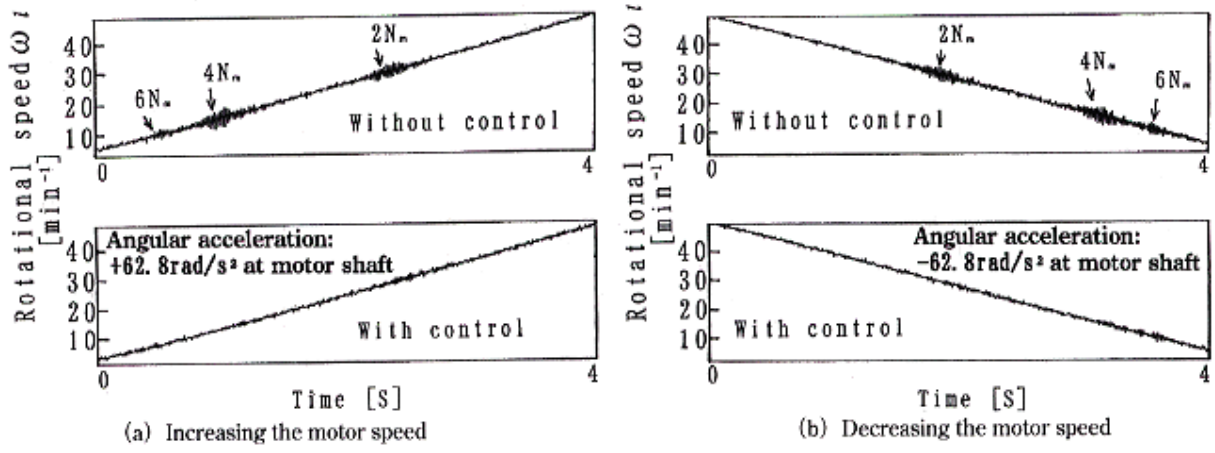


図11 共振点通過時の抑制効果(実験)



(a) Increasing the motor speed

(b) Decreasing the motor speed