サ ー ボ 系 内 の 自 己 補 償 形 歯 車 減 速 機*

伊 藤 昌 彦^{*1}Gear Reducer with Self-Compensating Capability for
Locally Originated Speed Variation within the Reducer System

Masahiko ITOH

Several gear reducers are proposed and employed selectably in controlled machine systems, such as robotics or industrial machines, according to the proposed function of those systems. Usually these gear reducers produce speed and torque variation caused by element error, alignment error, backlash, other nonlinear characters and meshing principles. This paper deals with the elimination of such vibration in a rather low frequency range, generated especially by element and alignment errors. To eliminate these low-frequency components of vibration which is locally generated inside the gear reducer, a local feedback loop with a sensor at the final stage of the reducer fed into the main controller, i. e., self-compensating function, is useful.

Key Words: Gear Reducer, Self-Compensating Function, Local Feedback Loop, Final Stage, Locally Originated Speed Variation

1. 緒 言

産業用ロボットおよび一般産業機械用として種々な形態の歯車減速機が提案されている。今日、DD(ダイレクトドライブ)モータが注目されている中でも歯車減速機を用いることで高いモータ回転数を採用でき、動力と動力伝達系を小さく設計できるという利点は捨てがたい。実機械系へこれらの減速機を組み込む場合には、減速機の価格、重量、内部構造、減速比さらにその動特性を考慮した選択が行われている。しかし減速機の仕様に基づく選択が行われたとしても現実に市場に供給されているこれらの減速機においては動特性上、減速機自体で局所的に発生する振動が発生し組み込み後の実機械系の性能を必ずしも満足できない場合がある。ここに動特性上、速度変動やトルク変動の少ない歯車減速機が追求されると同時に、さらに歯車減速機を実機械系へ組み込む最適化技術が必要である。

歯車減速機内部において速度変動およびトルク変動が生ずる原因として次の点が考えられる。

(1) 構成要素の部品精度

(2) 構成部品を組上げたときの組立精度

(3) バックラッシを伴う動挙動の非線形特性

(4) 歯車のかみあいに依存する内部励振

(1)と(2)に起因する速度変動およびトルク変動の低減には精度の向上と維持にコストがかかりすぎるのが難点でありそして精度の向上には限界がある。また(3)についてはより詳細な研究が必要とされる⁽¹⁾。(4)は歯形・歯すじ誤差等の歯車の精度に依存しかみあい周波数に係わった内部励振が減速機系内で生じ速度変動およびトルク変動が発生するというのである⁽²⁾。(1)~(4)の原因によって生ずる振動現象を周波数領域で大まかに区分すると(1)と(2)は比較的低い周波数領域での振動現象であり、(3)と(4)は高い周波数領域での振動現象であるといえる。ロボットおよび一般産業機械の理想とする運動を実現するためには、まず主制御周波数帯域内の低周波数の振動成分が実機械系に及ぼす悪影響を低減することが必要である。

本報においては、主に(1)および(2)から生ずる低周波数域の振動現象の低減方法について述べる。要約すれば本報は歯車減速機の構成要素の部品精度および組立精度の向上には限界があるためサーボ技術によりその低減を実現しようと試みるものである。

* 平成元年11月9日 シンポジウム「歯車および伝動機構」において講演。原稿受付 平成元年11月30日。

*¹ 正員、山洋電気(株) (〒170 東京都豊島区北大塚 1-15-1)。

2. 減速機内部で生成される 低周波振動の例

さて歯車段で局所的に発生する内部振動現象の低減の第一の典型的な例としてハーモニクドライブ減速機を取り上げる。図1にハーモニクドライブ減速機の構成図を示す。歯車段の持ちきたす励振成分としてはよく知られているように、

(1) モータ軸回転数の2倍の変動成分とその倍調波成分

(2) 組立誤差の少ない場合に顕著となる出力軸回転数の2倍の変動成分

がある。

第二の例としてRV減速機を取り上げる。図2にRV減速機の構成図を示す。この場合出力軸回転数の

図1 ハーモニクドライブ減速機の構成図**1

図2 RV減速機の構成図**2

**1 カタログデータ⁽³⁾を修正したものである。

**2 カタログデータ⁽⁶⁾を修正したものである。

2倍の励振が被駆動部に影響を与える。次いでクランクシャフト1回転に相当する速度変動が顕著である。これはインターナルギアのかみあいに依存するものである。

これらの変動成分と減速機の構造との係わりにおいて、その発生メカニズムはいくつかの文献で述べられている⁽³⁾⁽⁴⁾。本報の目的はこの因果関係を詳述することではなく被駆動系にこれらの励振が及ばないための方策を提言することにある。

3. 自己補償制御の基本的な考え方

一般的にロボットや一般産業機械の分野で用いられる歯車減速機はモータの一端にエンコーダを取付けたサーボモータと組合されセミクローズドループ系により制御されている。このような従来の制御系において生ずる問題点は、減速機系の内部で発生する低周波数成分の振動の検出がモータの一端に取付けられたエンコーダでの検知は、わずかには干渉成分の混入があるにせよ微小なため速度変動およびトルク変動の補正には無力なことである。この対応策として機械系の最終段にエンコーダを取付けるフルクローズド制御または減速機の出力段にエンコーダを取付け補償ループを設けることが考えられる。しかしながらフルクローズド制御構造は簡便性に欠ける。また減速機の出力端に付加のエンコーダを取付けることはトルク増幅機としての減速機の軸剛性を低下させ新たな振動問題を引き起こすことになり実用的ではないと考える。

以上の点を踏まえ、本報においては歯車段から発生する振動の低減を減速機系の軸剛性を低下させることなくかつコストアップせずに、減速機最終段の機素から速度信号を取り出し局所的なフィードバックループを構成すること、つまり自己補償形の減速機を構成することで行うことを提案するものである。図3は提案する自己補償形歯車減速機の構成図を示している。

図3 自己補償形歯車減速機の構成図

サーボ系のコントローラとアンプは従来のサーボ系と同等である。最終段の速度変動は補償ループ内の制御回路を経てサーボアンプの電流ループにフィードバックされる。このような構成により減速機系は低周波域において速度変動を発生しない一見理想的な機械構成要素として使用できるものと考えられる。

4. 減速機系内の自己補償制御系の基本構成

4.1 制御系 歯車段で局所的に発生する速度変動およびトルク変動の検出には上述のごとく、減速機の最終ギアエレメントに 1 000 pulses/rev. のパルス発生機能を付加する。パルス発生器の例として磁気エンコーダが適当と考える。図 3 にみるごとくエンコーダ信号は F/V 変換された後、制御回路を経て電流ループにフィードバックされる。制御回路では F/V 変換されたアナログ信号に含まれるモータ軸回転数に依存して発生する変動成分のうち低減されるべき速度変動成分のみがバンドパスフィルタで抽出され、サーボアンプの電流ループにフィードバックされる。

4.2 制御系の伝達関数 図 4 に被駆動部を無視した減速機系の 2 自由度の FREE-FIXED 動的モデルを示す。このモデルはサーボモータの磁気ばね剛性 K_e とモータロータ部の慣性モーメント M_m と減速機

Mm : motor rotor inertia
Mg : inertia of gear reducer at motor shaft
Ke : electro-magnetic stiffness at motor
Kg : torsional stiffness of gear reducer
Qm : output torque of motor
Qi : internal exciting torque of gear reducer
Xm : torsional displacement of Mm
Xg : torsional displacement of Mg

図 4 アクチュエータ系のモデル

の出力部の慣性モーメント M_g で構成され、これら 2 質点は減速機の等価ねじりばね K_g で結合される。系の動挙動の構成方程式は次式である。

$$M\ddot{X} + KX = Q \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで質量マトリックス M 、剛性マトリックス K 、変位ベクトル X およびトルクベクトル Q は、

$$M = \begin{bmatrix} M_m & 0 \\ 0 & M_g \end{bmatrix}, \quad K = \begin{bmatrix} K_e + K_g & -K_g \\ -K_g & K_g \end{bmatrix},$$

$$Q = \begin{bmatrix} Q_m \\ Q_i \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} X_m \\ X_g \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。 Q_m はモータの出力トルクである。またトルクベクトル成分 Q_i は歯車段で局所速度変動を発生させ、制御で低減したい内部励振トルクである。なお本報において実験に用いるハーモニクドライブ減速機を例にとるとこの 2 自由度 FREE-FIXED モデルの固有値は約 2.9 kHz であり、問題となる減速機の低周波数域の速度変動成分に比べ高い値となり重なりは生じない。モータ軸回転数あたり 2 回の速度変動成分 $\Delta\dot{X}_{gv}$ はその高調波成分を考慮して次式のように表される。

$$\Delta\dot{X}_{gv}[\text{Hz}] = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(2\pi f_n) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに
 $f_n[\text{Hz}] = 2nN_i/60$
 $n = 1, 2, 3, \dots$
 N_i : モータ軸回転数 [rpm]
 A_n : n に依存した定数

図 5 はこのような局所的な速度変動を低減させる目的で構成された自己補償制御系のブロック線図である。 V_{cmd} は速度指令信号、 V_{out} は減速機出力軸の速度である。 L はサーボモータの電機子インダクタンス、 R は電機子抵抗である。 K_t は電流ループゲイン、 J_m はモータロータ部の慣性モーメントである。 $G_v(s)$ は PI 制御の伝達関数であり速度サーボ系ゲイン K_v 、積分時定数 T_i を用いて、

$$G_v(s) = K_v(1 + 1/T_i s) \quad \dots\dots\dots (4)$$

図 5 自己補償形歯車減速機系のブロック線図

と表される。 J_θ は減速機の出力部の慣性モーメント、 K_θ は減速機の等価ねじり剛性そして R_θ はギヤ比である。 Q_i は減速機系内で局所速度変動を発生させる内部励振トルクであたかも外乱として扱う。 $G_\theta(s)$ はこの局所的に発生する速度変動の低減を目的とした局所フィードバックループでバンドパスフィルタとゲイン調整器より成りその伝達関数は、

$$G_\theta(s) = K_b T_d s / \{(1 + T_d s)(1 + T_i s)\} \quad \cdots \cdots (5)$$

と表される。ここで K_b はフィードバックループゲインであり、 $T_d s / \{(1 + T_d s)(1 + T_i s)\}$ (T_d :微分時定数、 T_i :積分時定数)はバンドパスフィルタの伝達関数である。

以上のことより歯車減速機の自己補償制御系の伝達関数 V_{out}/V_{cmd} は2次以上の微小項を無視し次式となる。

$$V_{out}/V_{cmd} = \frac{B_0 + B_1 s}{A_0 + A_1 s + A_2 s^2 + A_3 s^3 + A_4 s^4 + A_5 s^5} \quad \cdots \cdots (6)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} A_0 &= K_v K_t K_g R_g^2 \\ A_1 &= K_v K_t K_g R_g^2 (T_i + T_d + T_l) \\ A_2 &= K_v K_t K_g R_g^2 \\ &\quad + K_g T_i \{(1+R)(J_\theta + J_m R_g^2) + K_b K_t T_d R_g\} \\ A_3 &= K_v K_t K_g R_g^2 (T_i + T_d + T_l) \\ &\quad + K_g (J_\theta + J_m R_g^2) \{(1+R)(T_d + T_l) + L\} T_i \\ A_4 &= J_m J_g R_g^2 (1+R) T_i \\ A_5 &= J_m J_g R_g^2 \{(1+R)(T_d + T_l) + L\} T_i \\ B_0 &= K_v K_t K_g R_g \\ B_1 &= K_v K_t K_g R_g (T_d + T_l + T_i) \end{aligned} \right\} \quad \cdots \cdots (7)$$

である。

各係数の大小を考慮し Hurwitz の安定判別法によ

りこの系の安定条件を求めると次式を得る。

$$\begin{aligned} & K_v K_t K_g R_g^2 + \{(1+R)(J_\theta + J_m R_g^2) \\ & \quad + K_b K_t T_d R_g\} K_g T_i \\ & > K_g T_i (J_\theta + J_m R_g^2) \{(1+R)(T_d + T_l) + L\} / \\ & \quad (T_d + T_l + T_i) \quad \cdots \cdots (8) \end{aligned}$$

これは、帰還ループゲインの設定で容易に達成できるものである。

5. 歯車段内自己補償制御の応用例

5・1 ハーモニクドライブ減速機の例

5・1・1 ハーモニクドライブで発生する速度変動
速度変動の計測スタンドを図6に示す。速度変動の測定は減速機の出力軸にエンコーダを取付け、その出力パルスをワウフラッタアナライザで速度信号に変換し、さらに周波数分析を行う。具体的な実験条件は以下のとおりである。

サーボモータ：山洋電気製 865 BM 002 HX
(50 W)

サーボアンプ：山洋電気製 865 BA 008 DXK
負荷用サーボモータ：山洋電気製 CN-400-10
(450 W)

ハーモニクドライブ減速機：ハーモニクドライブシステムズ製 RS-14-50 (減速比：50)

計測機器：

ワウフラッタアナライザ：ミナトエレクトロニクス製 model 6100

FFT アナライザ：ヒューレットパッカード社製 35660 a

オプティカルエンコーダ：ハイデンハイン社製 ROD 456.500 D 3
(25 000 pulses/rev.)

図7は速度変動の測定例でありモータ軸回転数の2倍とその高次の周波数成分より成る。このモータ軸回転数 750 rpm においては 25 Hz の変動成分が卓越し

図6 速度変動の計測スタンド

図7 無負荷時の速度変動レベル (750 rpm)

図 8 負荷トルクと速度変動レベルとの関係 (2N_i)

ている。この現象はハーモニックドライブ減速機の特
性としてよく知られたものである。図においては下段
はオーバーオール振動振幅の実波形であり、上段はその
周波数分析結果である。図 8 は 450 W のブラシ付き
DC サーボモータを用いた制動負荷を与え、モータ軸
回転数の 2 倍の速度変動成分へ外部負荷の及ぼす影響

図 9 組直し後の速度変動レベル (無負荷, 750 rpm)

図 10 ハーモニックドライブ減速機における自己補償制御の効果 (無負荷)

図 11 RV 減速機における自己補償制御の効果 (無負荷, 2250 rpm)

を測定した結果である。図に見るごとく負荷の大きさと速度リップルの関係は非線形性を持っている。さらに減速機出力軸 1 回転当たり 2 回の振幅変調を伴うモータ軸 1 回転当たり 2 回の速度変動成分はハーモニックドライブ減速機の組込み精度に依存しレベルが増減する。図 9 は組込み精度を上げるように組直しを行った結果であり、組直し前(図 7) 200 Hz の周波数レンジのオーバーオール波形で 12.8 %であったものが 7.6 %の速度変動率まで低減できている。しかしながら減速機一つ一つにこのような細心の注意を払うことはかなりコストアップになることや製品ばらつきも存在することから速度変動の低減を目的とした減速機組立精度の高いレベルの実現は実用的な解決策ではない。このようなことを考慮してこの局所フィードバック制御は、まず第一に受動的に機械的な構造に起因する速度変動成分を減少させることであり、第二に組込みの結果としてのばらつきの最終性能へ及ぼす影響をなくすることを目的としている。

5・1・2 自己補償制御の効果 図 10 に自己補償制御を施したときの実験結果を示す。局所補償のない場合に比べ制御を行うことでモータ軸 1 回転当たり 2 回の変動成分を 1/10 以下に低減できている。

5・2 RV 減速機の例 図 11 に RV 減速機に自己補償制御を施した場合の速度変動の低減効果を示す。実験条件は以下のとおりである。

サーボモータ：山洋電気製 865 BM 030 HXE
(720 W)

サーボアンプ：山洋電気製 865 BA 030 VXT

RV 減速機：帝人製機製 RV-30 A(減速比：121)

モータ軸回転数は 2 250 rpm である。約 12.5 Hz の変

動成分はインターナルギアのかみあいに依存する。他の成分はその高調波成分である。50 Hz 以下の周波数レンジでのオーバーオールレベルはかなり低減されており、12.5 Hz の成分は 1/6 以下に低減されている。

6. 結 言

歯車減速機で局所的に発生する速度変動およびトルク変動を低減する方法として歯車段における自己補償制御手法を提案した。具体例としてハーモニックドライブ減速機と RV 減速機を用いて実験を行いその効果を確認した。この制御方法を用いることで被駆動部から見た場合、減速段は理想的なものに近くなる。すなわち歯車段で発生する速度変動や振動は被駆動系から隔離できることとなる。

しかしながらこの方法は減速機の内部で生ずる振動自体を消すことにはならないので、減速機の適用範囲および応用範囲に注意を要する。

本研究を進めるにあたりご助言をいただいた山洋電気(株)取締役・小島昌一博士、取締役・小川武志氏に深謝する。

文 献

- (1) Winter, H. and Kojima, M., *ASME paper*, 84-DET-158(1984), 1, および Winter, H. and Kojima, M., *Proc. Int. Symp. Gearing and Power Transmissions*, (1981), 1.
- (2) 小島, 機論, 54-498, C(1988), 394.
- (3) 日高・ほか 3 名, 機論, 52-480, C(1986), 2207.
- (4) 矢鍋・ほか 3 名, 機論, 55-509, C(1989), 216.
- (5) (株)ハーモニックドライブシステムズカタログ, 87.5.2
- (6) 帝人製機(株)カタログ.