

1. はじめに

インデックステーブル等のサーボ制御系は、PID制御が採用されることが多い。しかし、搭載する負荷の変動が大きくかつ系の固有振動数も変化する場合は、固定ゲインのPID制御は振動が生じる。このため、負荷条件に応じたゲインの自動調整が望まれている。また、起動、停止を高頻度に繰り返す位置決め系では、モータの許容最大入力やモータ発熱量を考慮して、負荷に応じた移動時間と応答特性の設定が求められる。さらに、モータ側に角度センサがあっても負荷側に角度センサや位置センサを取り付けられないことが多い。従来、PID制御のゲイン自動調整には、限界感度法^[1]、Ziegler and Nicholsの調整則^[2]等が示されているが、これらはモータの許容最大入力やモータ発熱量あるいは、振動特性を考慮した調整則となっていない。

本研究では、基本剛体負荷系における人間によるゲイン調整を基礎にして、対象系をワンタイム動作によるシステム同定を行い、オブザーバを構成し、ゲインを固有振動数と機械的時定数から自動的に設定する新規なゲイン自動調整法を提案する。

2. 実験システムの構成

本実験で用いるのシステムの構成を、Fig.1に示す。円盤の取り付け位置と負荷の大小によりシステムの振動特性が変わる。小円盤をモータ軸に直結したときを基本剛体系と見なしている。

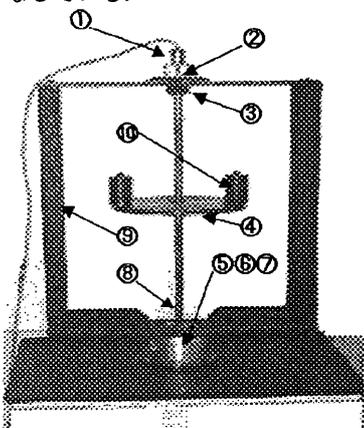


Fig.1 Experimental system

1-Upper Rotary Encoder, 2-Upper Coupling, 3-Bearing, 4-Disk, 5-Motor, 6-Lower Rotary Encoder, 7-Lower Coupling, 8-Shaft, 9-Frame, 10-Cylinder load

3. システムの同定

1) 同定信号の選択: 正弦波信号を低周波数から高周波数へ掃引する従来法は同定時間が長く、対象に対する負担が重い。そこでワンタイム動作の同定信号として変形スイープ正弦波 $a(1 - e^{-\alpha(t+t_0)})\sin(\omega t)$ (a, α, t_0 は定数, $\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}$) との実験を行なった。

2) 低次元化: 実システムの次数は、原点から一番近い機械時定数が対応する極を基準として、それより、20倍以上の極と零点を全部省略することで低次元化を図った。

3) 基本剛体系低周波数領域のゲインに合う。

大負荷のとき、低周波数における同定は摩擦の影響を受け正確に求めることが困難である。摩擦を無視すると、負荷の大小に関わらず、速度/入力の低周波域のゲインは基本剛体

負荷系の低周波数域でのゲインと一致する。このことを利用して、修正を行った。一例として、6個の円柱負荷を搭載した円盤をシャフトの中央に取り付け、速度/入力の周波数特性の測定結果をFig.2に示す。同図に従来法のSolartron Analyzer測定結果と低周波域の修正結果も示す。

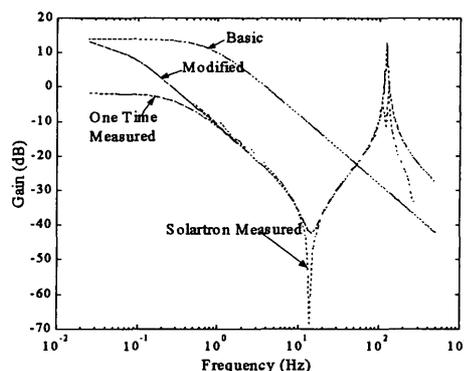


Fig.2 Frequency gain characteristics

4. PIDゲインの調整法

1) 剛体負荷系: 剛体負荷系の機械的時定数 α_m は負荷の慣性モーメントに比例し、モータの2乗平均トルクも慣性モーメントに比例する。このため、負荷の大小に関わらず、モータの平均トルクを一定にするために、機械的時定数の平方根に比例した移動時間と同一の移動量に対してその逆数に比例した極配置とする。すなわち、基本剛体系において、開ループ機械的時定数に対する極を $\tilde{\alpha}_m$ 、PID制御による閉ループ系の極を \tilde{p}_i ($i=1,2,3$)、動作時間を \tilde{t}_f とし、対象系の開ループ機械的時定数に対する極を α_m とすると、動作時間と極を

$$t_f := \sqrt{\frac{\tilde{\alpha}_m \tilde{t}_f}{\alpha_m}} \quad (1), \quad p_i := \sqrt{\frac{\alpha_m \tilde{p}_i}{\tilde{\alpha}_m}} \quad (i=1,2,3) \quad (2)$$

とする。基本剛体系の極はスキルある制御技術者によって調整され、対象系の極が同定結果に基づいて調整される。この設定により、負荷が大きく変化しても、モータの最大入力、基本剛体系のときと同一となる。Fig.3に剛体系の制御ブロック図を示す。図中、Kは定数、 k_i ($i=1,2,3$)はPIDゲインである。

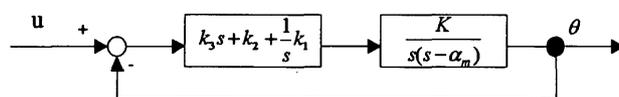


Fig.3 PID Control for one-mass rigid servo system

2) 振動負荷系: 振動負荷系の場合は、共振点での減衰特性の改善をはかるために、減衰係数が所定の値となるように、オブザーバを構成して振動抑制のフィードバック補償する。PIDゲインは次の2ステップで自動調整することとした。

Step1 負荷側の状態フィードバックを用いない極配置

剛体負荷系と同じように、モータ側の状態量のみのPIDを行うとして、式(2)により p_i ($i=1,2,3$) を制定し、残りの極は指定しない。ただし、負荷側の状態フィードバックがないように $u = -kx = -[k_1, k_2, k_3, 0, 0]x$ となるようにゲインを決める。

Step2 負荷側の状態フィードバックによる零点消去

PID 制御により $k_3s^2 + k_2s + k_1 = 0$ の零点が生じる。この零点により高い周波数の入力が増幅され、剛体負荷系では応答性の改善に効果があるが、振動負荷系では、零点が共振点より原点に近い場合、共振を励起する作用となって振動が生じる。そこで、この零点をキャンセルするように $p_i (i=4,5)$ を決める。これにより、すべての極が設定され、この極となるフィードバックゲインを計算する。

この2段の設定により、モータの平均トルクをほぼ一定にし、共振モードの励起を抑えることが可能となる。Fig.4 に負荷振動系のブロック図を示す。また、PID 制御において、微分はローパスフィルター付きとし、そのカットオフ周波数を共振周波数に比例させるようにすることで、安定化を図る。

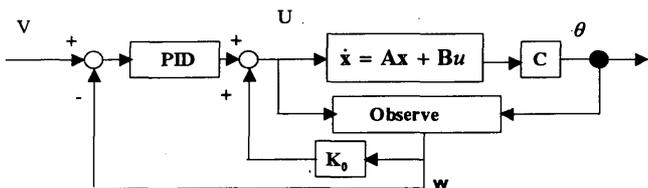
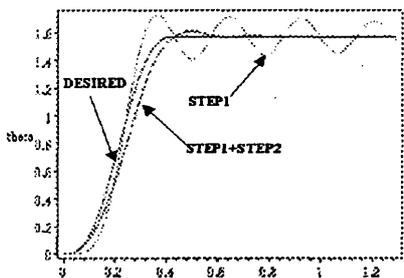


Fig.4 Control system of resonant system

5. 振動負荷系のシミュレーション

計算シミュレーションの条件は、反共振点は機械時定数の40倍程度に設定し、目標軌道は5次多項式とした。PIDのみの制御結果(Step1)とオブザーバ用いて安定させたの結果(Step1+Step2)をFig.5に示す。



Step1: without observer,
Step1+Step2: with observer

Fig.5 Simulation results

6. 実験

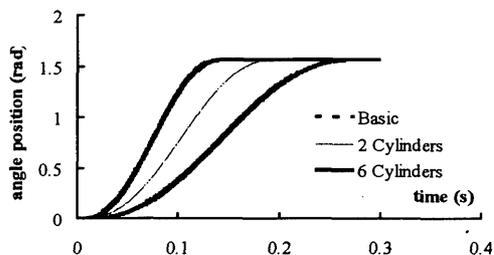
基準剛体系のパラメータに基づいて、対象系の制御時間とゲインを決めた。実験は計算機制御系であるため、階段状の入力の影響でノイズが生じ易い。速度にはローパスフィルターを用いて、低ノイズ化を施した。

1) 剛体負荷系: Fig.1で示す実験システムで小円盤をモータ軸に連結したときを基本剛体系とし、このときのPIDゲインを試行錯誤により調整した。これに、負荷を取り付け、同定を行い、その結果に基づいて制御時間とゲインを自動的に調整した。このときの応答と入力電圧を、Fig.6に示す。負荷が変動しても最大入力力はほぼ一定であり、目標軌道に追従している。

2) 振動負荷系: 円柱負荷を搭載した円盤をFig.1に示すシャフトに取り付け振動負荷系を構成し、同定を行い、ゲインの自動調整の実験をした。Fig.7に応答波形を、Fig.8にそのときの入力波形を示す。剛体系と同様に、負荷が変動しても最大入力力はほぼ一定であり、目標軌道に追従している。

7. おわりに

インデックステーブル等の位置決めサーボ制御系に対象として、PID制御のゲインの自動調整方法を提案した。剛体系と振動系に対して、この方法の有効性を検証した。



(1) Angle position responses

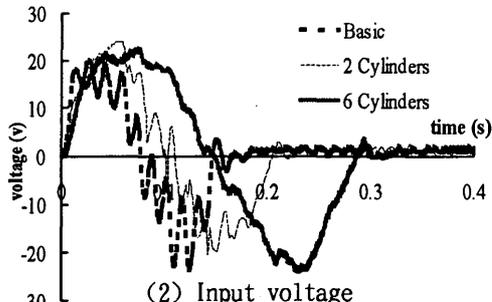


Fig.6 Responses of one-mass rigid system

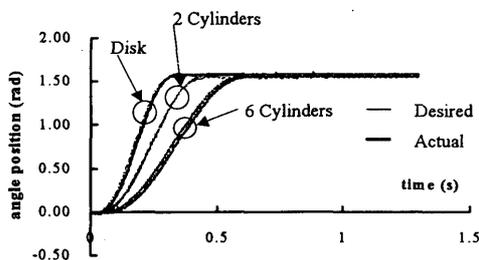
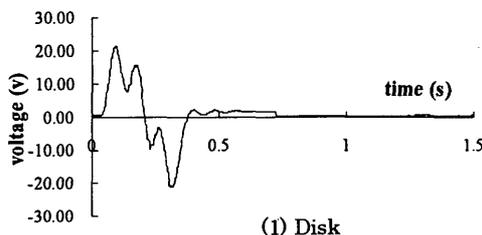
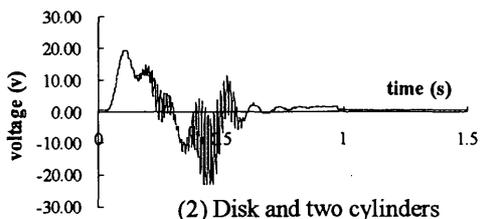


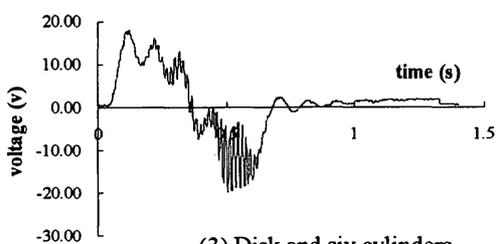
Fig.7 Responses of resonant system



(1) Disk



(2) Disk and two cylinders



(3) Disk and six cylinders

Fig.8 Input voltage

参考文献

[1]北森 俊行, PID 制御システムの設計論, 計測と制御 Vol.19, No.4, pp.382-391, 1980
[2]J.G.Ziegler and N.B.Nichols: Optimum Settings for Automatic Controllers, Trans. ASME, 64, pp.759-768, 1942