超精密位置制御の基礎研究[†]

新 宅 勝 郎*

Super Precise Displacement Control

Katsurō SHINTAKU*

Many precise positioning techniques which utilize a high stability of a laser wavelength have been realized by various methods. But there is no little gap between these methods and the stability of the laser wavelength.

In this paper we use a method of measuring an analogous luminous intensity of a laser interference fringe which is a sin function of a corner cube (piston) displacement. We made a displacement control system which consisted of a laser interferometer and an electrohydraulic servo mechanism (double nozzle flapper valve and piston cylinder), and examined it experimentally.

In this experiment, we found that the system has a very good performance especially near horizontal axis of the sin function. And we confirmed a possibility of realization of control precision within 0.0008 μm .

Keyword: precise positioning, laser interference, double nozzle flapper valve, hydraulic servo, piston

1. 緒 言

今日位置決め機構にはねじ送り式、歯車式、空気圧式および油圧式のものを用いられるが、この中で最近特に注目されているのが空気圧式と油圧式に代表される流体式制御方式である¹⁾。このような流れが起ってきた原因としてはつぎの二つが挙げられる。その一つは位置決めに求められる性能の新しい変化である。たとえば IC 製作工程では無音恒温室に代表されるように外乱を零にしてプラントを運転しようとする方向が現れた²⁾。その二つは流体制御方式で要となる流体増幅器つまり弁の性能向上である。特に本研究にも使用

する双ノズルフラップ弁はきわめてよい SN 比を有することがわかってきた³⁾。

一方、測長に用いられるヘリウムネオンガスレーザーの波長の一定性を利用すれば超サブミクロンオーダー (1/100 μm 以下) の分解能も可能になっている⁴⁾。

よって本研究においては、双ノズルフラップ弁とヘリウムネオンガスレーザーの特長を用い、外乱には影響されやすいが位置決め精度を極限まで追求する位置制御系を明らかにし、その到達精度限界を追求する。

2. 記 号

λ : ヘリウムネオンガスレーザーの波長 (0.6328 μm)

Y : ピストンの変位

ϕ : 初期位相

Re: 固定オリフィスのレイノルズ数

ρ : 作動油の密度 ($8.7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

ν : 作動油の動粘度 ($5.2 \times 10^{-5} \text{ m/s}$)

P_s : 供給油圧 (Pa)

m : 被駆動部、主としてピストンの質量 (9.5 kg)

C : ピストンとシリンダの等価粘性抵抗係数

V_i : 本位置制御系の入力 (V)

K : 誤差信号からピストンまでのゲイン

k : Oリングにおけるピストンの等価ばね定数 (6.1 N/ μm)

f : ピストンの等価摩擦係数

3. レーザー光干渉計

レーザーを測長に応用する方法はすでに多くの形で実現されている。この中で現在最も有利な方法と認められているものは、変位を周波数に変換し、その周波数を計数する方法である。分解能は $\lambda/100$ とうたわれ、通常の測長には十分と認められる。しかし、レーザー光の波長安定化技術は近年急速に進み、その安定度は上記分解能をはるかに越えるものを与えるものとなっている⁴⁾。ゆえに本研究ではつぎのような測長方

[†] 日本機械学会・精機学会北陸信越支部信越地方講演会で発表 (昭 56・9)

* 愛媛大学工学部 松山市文京町 3-1

* Faculty of Engineering, Ehime University, Matsuyama

(Received May 7, 1981)

(Revised February 12, 1982)

Fig. 1 Laser interferometer

Fig. 2 Input-output property of laser interferometer

式を採るものとする。

3.1 レーザー光干渉計の使用法

Fig. 1 は本実験に使用したレーザー光干渉計の構成図である。すなわちその干渉方式はつぎのごとである。

レーザー管からは直線偏光ビームが発射し、1/4 波長板で円偏光となる。このビームは最初のビームスプリッタに当たったところで回転方向が互いに相反する2本の円偏光になり、一方は反射して2番目のビームスプリッタへ、他方はピストン変位に關係した光路差だけ遅れてコーナキューブで反射して同じく2番目のスプリッタへ向う。2番目のビームスプリッタで干渉するこの2本の円偏光は回転方向が反対であるので再びもとの直線偏光になる。この直線偏光は偏光面角度 $4\pi Y/\lambda + \phi$ を示す。よって、つぎにこのビームを偏光面角度を固定した検光子に通すことにより、Fig. 2 のごとき sin および cos 信号のピストン変位 Y に関する情報が得られる。

本実験では Fig. 2 によって表わされるレーザー光干渉計の出力信号をアナログ測定し、 $\sin^{-1}$ 、 $\cos^{-1}$ を考えることによって Y に関する変位情報を得る^{5),6)}

3.2 レーザー光干渉計の入出力特性曲線について

予備実験として筆者は後掲の Fig. 10 のシステムにおいてピストンを定速走行させ、このときのレーザー光干渉計出力を記録し、その入出力特性曲線の性質を見ようとした。記録写真を観察すると、その特性曲線の振幅が約 10% 程度変動していることが見られた。

この原因を検討してみるとこれはピストンをガイドしている摩擦面に生じるスティックスリップであることがわかった。このように、本測長法では波長以下の精密な測長を対象にしているのでその測長環境には少なからぬ注意を払わなければならないことがわかった。

なおこの特性曲線の高さ H について考えると、この値はレーザー光の強度に關係することがわかる。しかるに測長に用いるレーザー光はラムディップ方式で波長が安定化されており、副次的に強度が一定になっている。そこでコーナキューブから帰ってくるビームを途中でカットした状態でレーザー光の強度の時間的変動を観測してみると、この強度はフォトディテクタの出力電圧に換算して 3 mV (ピークからピーク) で振動 (振動の主成分は電源周波数) していることがわかった。ここでフォトディテクタの電源電圧は 12 V、Fig. 2 において B は、2.5 V、 H は 6 V である。

4. 油圧駆動回路

本油圧駆動方式の中でその性能を決定するものは流体増幅器としての弁である。本研究においては各種の弁の SN 比を考え、1 章で述べたような双ノズルフラップ弁を用いる。

4.1 双ノズルフラップ弁

Fig. 3 は一般に用いられている双ノズルフラップ弁であり、本実験でもこの構造のものを使用する。

(1) 双ノズルフラップ弁の第1段増幅部

Fig. 3 の上部は、入力を電流、出力をフラップ変位とするトルクモータ、つまり本双ノズルフラップ弁の第1段増幅部である。この機構において最も懸念される点は磁気回路のヒステリシスである。

ここで磁気回路の $B-H$ 線図を考えると、これは各入力振幅で Fig. 4 のようになる。この図のような入出力特性では、それらの基本波より計算される等価伝達関数は振幅が変化しても同一となる。したがってこの種のヒステリシスはシステムの不可避的リミットサイクルの原因にならないと考えられる。これは後の

Fig. 3 Double nozzle flapper valve

Fig. 4 Static input-output property of the first stage amplifier (torque motor) of the double nozzle flapper valve

本実験において実証される。

(2) 双ノズルフラップ弁の第2段増幅部

もとより本双ノズルフラップ弁の主要部は、Fig. 3の下部に表わされる双ノズルフラップ部である。この増幅部において最もその SN 比に影響を及ぼすものとして挙げられるものが信号エネルギー媒体の乱れである。

本実験で使用する双ノズルフラップ部の主要寸法はつぎのごとくである。

固定オリフィス径 0.3 mm

ノズル径 0.6 mm

中立時のフラップに対するノズルギャップ 0.05 mm

これにより双ノズルフラップに現れるレイノルズ数を計算する。フラップが中立位置にあるとき、固定オリフィス部においてレイノルズ数が最大になり、 $P_s = 5.9 \times 10^6$ Pa で 500 強となる。すなわちこの程度の供給油圧では実験で用いる双ノズルフラップ弁に乱流は発生せず、弁は理想的増幅器のごとく低いノイズで作動するものと、一応予想される。

なお双ノズルフラップ弁の静的入出力特性は Fig.

Fig. 5 Static input-output relation of the second stage amplifier (nozzleflapper) of the double nozzle flapper valve

5のごとくであり、系の誤差が小なるときこの弁はきわめて良好な線形性を示すことがわかる。

4.2 ピストンシリンダ機構

双ノズルフラップ弁の出力信号つまり差圧を受けて変位を生じるピストンシリンダ機構は、通常この信号の積分値を与えるものと理解される。本論文と一連の研究となる大変位制御を対象にする筆者の報告⁷⁾でもこの機構を積分要素としている。しかし大変位制御のあとに行われるべき本方法、つまり微小変位制御においては、ピストンの変位は大部分ピストンとシリンダの間に介在する流体シール用 O リング (ゴム質) の変形によってもたらされる。ゆえに本方法では、ピストン機構を、差圧に比例した変位を出力する比例要素 (比例係数は 2 章に記した k の値 (近似的) であることを予備実験で明らかにしている) と理解すべきである。なおこのピストンシリンダ機構は入力差圧、 1.76×10^5 Pa, そのときのピストン変位 $52 \mu\text{m}$ 近辺以上で通常の積分性を示し始めることを予備実験において確認している。

ここに使用したピストンシリンダの各部寸法はつぎのごとくである。

ピストン径 60 mm

ピストンストローク 79 mm

ピストンロッド径 35 mm

O リングの形状について触れる。予備実験において、ピストンの O リングは Fig. 6(a) のような形状よりも同図(b) のようなもののほうがピストンの確実な動作を得やすいことが確認されている。しかし今回の実験では設備の関係から Fig. 6(a) のような O リ

Fig. 6 Section of O ring

Fig. 7 Frequency response of the double nozzle flapper valve and piston-cylinder

ングをもつピストンシリンダを用いる。

Fig. 7 には本実験に用いる油圧駆動部、つまり双ノズルフラップ弁とピストンを直列結合したものの周波数特性をプロットした。

5. 試作した位置制御系

これまでに説明した双ノズルフラップ弁、ピストンシリンダ機構ならびにレーザー光干渉計を用いて、本研究が目的とする微小位置制御系を組むと Fig. 8 のようになる。この系の動作原理を考えると、双ノズルフラップ弁およびピストンシリンダ機構には若干の非線形性（双ノズルフラップ弁においては Fig. 5, ピストンシリンダ機構においては微小変位域でほとんどない）を含むが、単調増加的な入出力特性を有し、これに対してレーザー光干渉計は Fig. 2 で表わされるごとき正弦特性を有するので、この微小位置制御系は、Fig. 2 において特性曲線が中心軸と交わる点に安定点があることがわかる。なおこのとき Fig. 2 の特性曲線は $H=0$ に補正してあり、系は入力 $V_i=0$ で作動しているものとする。

この試作位置制御系の入出力方程式は、入力とフィードバック量との差が操作信号と比例関係で釣り合っていることを考えると、次式のようになることがわかる。

$$m\ddot{Y} + C\dot{Y} + \{(kY - Y_0)|f|\dot{Y}|/\dot{Y}\} + K\{B \sin(4\pi Y/\lambda + \phi) - V_i\} = 0 \quad (1)$$

ここに、 Y_0 は差圧が零のときのピストン位置、またこの項の中央の縦棒は摩擦力によって左右いずれかの値を取る意味とする。

本方法においては、この(1)式の K を大にする（相対的に K がかからない項のウェイトが小となる）ことによって誤差を小さくする。すなわちシステムのゲイン調整法として、安定点直前までループゲインを大に取るわけである。

Fig. 8 で表わせる本システムは上記のように安定点が無数であるので、大変位を得るには不利であるように見える。しかし本システムは大変位制御に対してそれほど不利ではない。

このシステムの入力 V_i を大きく取って、ついに特

Fig. 8 Displacement control system

Fig. 9 Twin pulse signal for large displacement control

性曲線の振幅以上にとると、系はフィードバックシステムとならなくなり、入力のみに従って出力の位置は一方へ増加する。そして出力位置が目標値へ達すると入力 V_i を再び零にして、本方法の微小位置制御状態に入れる方法が考えられる。この方法はピストンとシリンダ間に生じる摩擦量の不定性によりここに記した方法だけでは困難な問題を残すが、このような方法が可能であることは報告されている⁷⁾。実際には加速と減速の信号よりなる Fig. 9 のごとき信号で本系を作動させることになる。

6. 実験結果

6.1 実験条件について

Photo. 1 に本実験のために試作した位置制御系の写真を、Fig. 10 に本系の構造のスケッチを挙げる。本装置はきわめて振動に敏感であるため、写真で見られるように軟式テニスボールの空気クッションを使用した。なお制御の目的から装置は無音恒温室に入れられるべきであるが、設備の関係上通常の実験室において実験を行った。

実用的にも、この位置制御の出力に最も影響を与える外乱は供給油圧の脈流である。脈流のレベルを効果的に検出する方法が設備の関係上取れなかったため、これに関するデータを挙げることはできないが、予備実験により脈流は約十倍前後出力の精度を低下させることを確認している。本方法においては脈流に関するこのような理由から、アキュムレータを油で満たし、これに定値圧制御 ($0 \sim 5.9 \times 10^5$ Pa) した窒素ガス圧力を加えることにより供給油の圧力を得た。

記録法は Fig. 8 に図示したようにレーザー光干渉器の出力電圧をブラウン管上に描かせたものを写真撮影するものとした。この記録法はレーザー光干渉計の特性つまり正弦関数で表わせる非線形性が誤差として現れるが、使用する測長範囲ではかなり線形性のよいものである。

6.2 最適供給油圧に関する実験

Fig. 11 は、供給油圧を各値に固定し、RMS

Photo. 1 Displacement control system

Fig. 10 Arrangement of the displacement control system

Fig. 11 RMS vs. applied pressure in the condition of optimum gain

Photo. 2 Output signal from the system under steady state in the condition of 4.91×10^6 Pa

(平均二乗誤差) が最小になるようループゲインを調整したときの RMS をプロットしたものである。実験では系の復元力に相異が現れたがこれに関しては次章に述べる。

Fig. 12 Frequency response of the displacement control system

(a) 1.95×10^6 Pa (b) 2.9×10^6 Pa (c) 3.9×10^6 Pa

Photo. 3 Step responses of the system

6.3 定値位置制御

Photo. 2 は、供給油圧が 4.91×10^6 Pa のときの系の出力位置の時間波形を、レーザー干渉計の出力電圧で記録したものである。

6.4 試作した位置制御系の速応性について

Fig. 12 は本位置制御系の周波数特性を図示したものである。実験において、試験信号の振幅は特性曲線の振幅 B より十分に小なる値を用い、入出力を写真撮影したものよりデータを得た。

Photo. 3 は微小変位下のステップ応答を挙げたものである。

7. 考 察

7.1 供給油圧の適正值について

流体弁においては、流量 $\propto$ 面積 $\times\sqrt{\text{供給油圧}}$ の関係で動作方程式が作られるように、そのゲインは供給油圧の平方根に比例する。この条件は本システムにも当てはめることができることから、弁を含むシステムのループゲイン調整は $\sqrt{\text{供給油圧}}$ の調整に置き換えることができる。すなわち本システムの調整はループゲイン $\times\sqrt{\text{供給油圧}}$ の調整となり、Fig. 11 は 2 次元的分布にならず、一つのループゲイン $\times\sqrt{\text{供給油圧}}$ にはこれに対応する最小の RMS 値がただ一つだけ存在するはずである。しかるに Fig. 11 はループゲインの調整と供給油圧の設定は相異なる精度をもたらすことを示している。

この理由を考えるに、精度は供給油圧に関係しているから油圧駆動部、それも双ノズルフラップ弁の流体増幅部に原因があるということが出来る。筆者は 4 章 2 節で固定オリフィスのレイノルズ数を計算したうえで乱流条件とは大きな隔たりがあることを確認した。しかし現実には弁の SN 比が供給油圧の影響を受けている。

第一に考えられることはレイノルズ数の概念は騒音下では（きわめてわずかではあるがレーザー光干渉計の電源システムのノイズがシステムに入っている）有効ではないのではないかとことである。しかし Fig. 11 のプロットは右上がりであることは明らから、供給油圧が低く、レイノルズ数が小なところでの流れの乱れが少ないことを示している。

上記のことを総合すると、一応つぎのような仮説を立てることができる。騒音下ではレイノルズ数を与える層流条件限界値は存在せず、乱れのエネルギーは低いレイノルズ数（臨界レイノルズ数よりさらに小——本システムでは 150 前後）までレイノルズ数に関係する。騒音下のレイノルズ数をこのように理解すると、Fig. 11 の右上がりの性質の説明が可能である。

上記のように本実験においては本システムが低レイノルズ数下で、作動させられるべきことがわかった。しかし実用上からは供給油圧を下げる適正な大きさがある。RMS に関する実験において、低供給油圧では、一度なんらかの外乱を受け、系が振動状態に入ると、なかなかもとの制御状態に入ることができない——したがってもう一度ゲインを下げ、ゲイン調整をやり直さなければならない——ことが観測された。

7.2 定値位置制御に関する考察

前節の理由から、供給油圧が $4.91 \times 10^6 \text{ Pa}$ のときが実用的に最適なゲインを与えると考え定常状態の記録を Photo. 2 に掲げた。しかしこれはあくまで一例である。ピストンの形状ならびに作動油の条件を改善すれば、 $4.9 \times 10^5 \text{ Pa}$ 以下の供給油圧も実用的なものになると筆者は考えている。

Photo. 2 のデータより、本試作系の定常状態の振動成分について述べる。この分析には周波数分析器が用いられるべきであるが、設備の関係上これができなかったため、本研究では Photo. 2 より数値計算でこの分析を行った。この結果、記録写真から分析できる限りでは、出力の振動パワーが、60 Hz を 1 とすると、120 Hz は 0.36, 240 Hz は 0.37, 280 Hz は 0.47 の割合であることが明らかになった。

つぎに最大制御誤差を計算する。干渉計の出力は $V_f = B \sin(4\pi Y/\lambda)$ で与えられるので、制御誤差は $\Delta Y = \lambda \Delta V_f / \{4\pi B \cos(4\pi Y/\lambda)\}$ となる。Photo. 2 の例では、 $B = 2.5 \text{ V}$, $\Delta V_f = 40 \text{ mV}$ であるので、特性曲線の中心において、 $\Delta V_f = 0.0008 \mu\text{m}$ となる。

このように測定とそれに伴うデータの分析からは最大制御誤差が $0.0008 \mu\text{m}$ 以内に納まっているといえる。このことは各種外乱を考慮してもおおよそその確実性を失わない。光干渉系と電気回路よりなるレーザー光干渉計は機械系つまり油圧系よりはるかに速い応答性をもつからである。

7.3 試作した位置制御系の速応性について

Fig. 12 の周波数特性の記録と、Photo. 3 のステップ応答の時間波形とから、本系は機械システムとしてもかなりの速応性をもっていることがわかる。筆者が研究を行っている秒速 1 mm で動作する大変位制御と比較し、本系ははるかに速い速応性を有していることが観察される。

8. 結 言

主として双ノズルフラップ弁とレーザー光干渉計を用い、フィードバック式位置制御系を試作し実験した結果、つぎのことが明らかになった。

- (1) 双ノズルフラップ弁とレーザー光干渉計などよりなる試作した位置制御系は、定常特性として $0.0008 \mu\text{m}$ の最大制御誤差を示し、過渡特性としても 10 ms 前後の時間定数をもつ。
- (2) 双ノズルフラップ弁はきわめて高い SN 比をもつようにすることができ、レーザー光干渉計と同一ループに組むと、むしろ干渉計のほうのノイズが弁の SN 比を損ずるようになる。

- (3) 試作した位置制御系は供給油圧の値によって到達精度が異なる。精度を上げるためには低い供給油圧がよいが、供給油圧を下げ過ぎると系の不安定状態からの復元性が低下し、また微小ノイズで不安定状態に入りやすくなる。

なお本研究は大変位制御に関する筆者の論文（参考文献 7）と位置制御領域を相補うものであり、本論文に挙げた精度はレーザー光波長の安定性が与える範囲まで拡大することができることを付け加える。

終りに本論文完成までには多くの方々に援助いただいたことを記したい。元愛媛大学教授 沢村泰造先生をはじめ関係の方々に深く感謝し、御礼申し上げる。

参 考 文 献

- 1) 花房, 則次: 空気圧シリンダの高精度位置決めのための圧力制御方式, 機論, **47**-415, 328/336 (1981)
- 2) 渡辺誠: 超 LSI とその背景, 機学誌, **84**-746, 77 (1981)
- 3) 新宅, 沢村: 油圧駆動方式を応用した超精密位置制御, 愛媛大学紀要, **9**-4, 1186/1195 (1981)
- 4) 田中敬一, 他: 沃素の飽和吸収を用いた HeNe レーザーの周波数安定化, 計測自動制御学会論文集, **10**-6, 669/674 (1974)
- 5) 中島俊彦: ヘテロダイナ干涉法, 光学, **9**-5, 266/274 (1980)
- 6) Hirokazu Matsumoto: Length Measurement of Gauge Blocks Using a 3.39 μm HeNe Laser Interferometer, JJAP, **19**-4, 713/718 (1980)
- 7) 新宅勝郎: 位置制御の基礎研究 (特に精密変位制御について), 機講論, No. 812-2 (1981-9-13, 北見), 77/79