ウォータードライブステージの開発と速度制御

中尾 陽一^{*1}, 鈴木 健児^{*1}, 佐野 利晃^{*2}, 長島 碧^{*3}, 鳥居 侑祐^{*4}

Development and speed control of water driven stage

Yohichi NAKAO^{*1}, Kenji SUZUKI^{*1}, Toshiaki SANO^{*2}, Midori NAGASHIMA^{*3} and Yusuke TORII^{*4}^{*1, *4} Kanagawa University, Dept. of Mechanical Engineering

3-27-1 Rokkakubashi, Kanagawa-ku, Yokohama-shi, Kanagawa 221-8686, Japan

^{*2} Nissan Motor Co., Ltd. 1-1-1 Takashima, Nishi-ku, Yokohama-shi, Kanagawa 220-8686, Japan^{*3} KYB Corporation

World Trade Center Bldg., 2-4-1 Hamamatsu-cho, Minato-ku, Tokyo 105-6111, Japan

Received 3 December 2013

Abstract

Water driven stage is developed as a linear stage of the ultra-precision machine tool, especially, that is intentionally designed for the machining of small parts in size, such as optical mirrors and lenses. The water driven stage is mainly composed of a body of the stage and a table. The table is supported by water hydrostatic bearings and is driven by water hydraulic cylinder. Speed of the stage, determining the feed rate of the diamond turning, can be controlled by the flow rate into the water hydraulic cylinder. The paper deals with speed control of the stage. Mathematical models of the water driven stage and the proportional flow control valve are derived in order to design feedback control system. Performances of the designed feedback control system are verified via experiments and simulations. It is then verified that the steady state error is less than 0.5%. Step responses of the control system with a step input of the external load acting on the table are also tested, showing validity of the designed control system.

Key words : Water driven stage, Feedback control, Water hydraulics, Ultra-precision machine tools, Water hydrostatic bearings, Modelling

1. 緒 言

超精密工作機械用のスピンドルや直動テーブルに要求される運動精度は、ますます高くなっている (Davies, et al., 2003). 直動テーブルについて考えると、その運動精度に影響する因子としては、案内面の形状誤差、駆動機構に起因して発生する様々な運動誤差や振動、発熱による装置各部の変形などが考えられる。ところで、近年、超精密加工の需要が多いのがレンズやレンズ用金型などに代表される、光学部品関連の加工である。この場合、特に小型部品の加工需要が多いため、小型の超精密工作機械が適している。小型工作機械に関しては、これまでも研究事例が報告 (Okazaki, et al., 2004) されているが、ダイヤモンドバイトによる鏡面切削に適用可能な小型超精密工作機械に関する研究報告は著者らの知る限り見当たらない。

そこで、本研究では小型超精密工作機械への応用を目指して、小型の直動テーブルであるウォータードライブステージを開発した。本ステージは、水静圧軸受で支持されたテーブルが水圧で駆動される。本ステージの特徴の

一つは、水圧による駆動力がテーブル重心に作用するように設計されていることである。その結果、ピッチングやヨーイングによるテーブルの運動誤差が生じにくく、高い運動精度が期待できる。しかも、水静圧軸受のための潤滑流体と水圧駆動用の作動流体として使用する水を冷却媒体としても利用できる。周知のように、水は高い比熱と熱伝導率を有するため、油や空気と比較して冷却性能に優れる。したがって、テーブル内部から水で冷却することにより、ステージの高い熱的安定性も期待できる。

水静圧軸受が組み込まれた工作機械用テーブルに関しては、これまでも研究が行われている(楠井他, 1999, 由井他, 2009, Slocum, et al., 1995)。一方、本研究で開発したウォータードライブステージは、水静圧軸受を採用しただけでなく、テーブル駆動にも水の動力を利用した上、その駆動機構をテーブル内部に組み込んだ構造になっていることが特徴である。

さて、ダイヤモンド旋削に本ステージを利用する場合、加工面品位に影響する送り量を一定に保つことが重要である。また、導光板金型の創成に利用できる高速引き切り加工(蛸原他, 2007)に本ステージを利用する場合には、切削速度を制御することが求められる。いずれの場合もステージの速度制御が必要になる。ウォータードライブステージは、水圧によりテーブルを駆動するが、ボールねじやリニアモータなどに代表される工作機械の一般的な駆動方式と同様に、切削力等の負荷変動によるテーブルの速度変動は避けられない。これまでに、ウォータードライブスピンドルについては、回転数制御(中尾他, 2011)や回転角制御(中尾他, 2010)に関する検討を行っているが、ウォータードライブステージについても、速度制御系の設計が必要である。そこで、本研究では開発したウォータードライブステージに対して、速度制御系を設計し、その速度制御性能を実験とシミュレーションにより検討した。

主要記号

a :	ピストン高さ	(8 mm)
b :	ピストン幅	(110 mm)
c :	粘性抵抗	
c_v :	比例弁の流量係数	
h_{b1}, h_{b2} :	水静圧軸受部の上面および下面のすきま	(9 μm)
h_{b3}, h_{b4} :	水静圧軸受部の左右側面のすきま	(14 μm)
h_{p1}, h_{p2} :	ピストン部の上面および下面のすきま	(40 μm)
h_{p3}, h_{p4} :	ピストン部の左右側面のすきま	(43 μm)
k_0 :	比例弁のゲイン	
l :	比例弁とステージ間の流路長さ	(1.2 m)
p_1, p_2 :	シリンダ圧力	
p_d :	ステージ出口圧力	
p_s :	供給圧力	
p_i :	ステージ制御圧力	
p_v :	比例弁下流側圧力	
q :	流量制御弁による制御流量	
q_i :	ピストンにおける漏れ流量	
t :	時間	
u :	制御電圧	
v :	テーブル速度	

A :	ピストン上下面の面積	$(1.76 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$
A_{b1}, A_{b2} :	水静圧軸受の上面, 側面の面積	
A_f :	流量制御弁とステージ間の流路断面積	(43 mm^2)
A_{p1}, A_{p2} :	ピストンの上面, 側面の面積	
A_v :	流量制御弁開口面積	
F_{b1}, F_{b2} :	水静圧軸受部に作用する水の粘性抵抗	
F_c :	テーブルの送り方向に作用する外部負荷	
F_{p1}, F_{p2} :	ピストン部に作用する水の粘性抵抗	
L :	ピストン部の厚さ	(8 mm)
M :	テーブル可動部質量	(14.75 kg)
ρ :	水の密度	(998 kg/m^3)
μ :	水の粘性係数	(1 mPas)
ω_n :	制御対象の固有振動数	
ζ :	制御対象の減衰係数	

2. 開発したウォータードライブステージの構造と動作原理

ウォータードライブステージの基本構造を図 1, ステージの写真を図 2 に示す. 本ステージのテーブルは, その鉛直方向及び送り方向と直交する水平方向ともに, 水静圧軸受によって支持されている. さらに, 図 3 に示すように, 長方形断面のステージ本体の上下面には, 長方形断面を有する一種のピストンが形成されている. このピストンはベース面に固定されたステージ本体側に設けられているため, ピストン左右に発生するシリンダ室間の圧力差によって, テーブルが左右に動く.

Fig. 1 Schematic drawing of water driven stage

Fig. 2 Water driven stage

Fig. 3 Guide-way of water driven stage

テーブルには、合計 12 面の水静圧軸受のリセスが形成されている。これらの水静圧軸受は、それぞれのリセス外周にドレン溝を配した、マルチパッド型静圧軸受である。本ステージは単結晶ダイヤモンドバイトによる小型部品の切削加工を想定して開発したため、必要なストロークは 20 mm 程度である。そこで、しばしばテーブルの案内精度を低下させる原因にもなる、潤滑流体や作動流体として使用する水の供給ならびに戻り用配管のすべてをステージ本体側に配している。したがって、移動するテーブル側に配管を接続する必要がなく、テーブルを完全非接触状態で動かすことができる。

次に水圧駆動機構について述べる。ウォータードライブステージに組み込んだピストン構造は、図 3 に示すように、円形断面ではなく長方形断面である。このピストンは、ステージ本体上下面に対称に形成されている。また、このピストン部とステージ本体の幅は等しく、一般的な円形断面を有するピストンが左右のシリンダ室を有するのに対して、ウォータードライブステージは、上下左右の合計 4 カ所のシリンダ室を有する。そこで、図 1 中の鉛直方向に設けられた 2 本の流路で示されるように、ピストンで左右に隔てられた、上下シリンダ室間の圧力均衡を図るために、上下のシリンダ室間を接続する流路を設けている。なお、ウォータードライブステージの主要構成部品はステンレス鋼 (SUS303) 製、一部の部品は黄銅 (C2801P) 製である。さらに、水の供給にもステンレス配管を使用しており、水道水を使用しても錆問題は発生しない。

3. 数学モデル

3・1 ウォータドライブステージ

ウォータードライブステージの運動方程式は、式(1)で表わされる。

$$M \frac{dv}{dt} = A(p_1 - p_2) - F_c - F_{p1} - F_{p2} - F_{b1} - F_{b2} \quad (1)$$

式(1)において、 F_c はテーブルに作用する外部負荷であり、本ステージをダイヤモンド旋削に使用した場合には、加工時の送り分力などに相当する。また、 $F_{p1}, F_{p2}, F_{b1}, F_{b2}$ はテーブルとステージ本体間に形成された数十 μm 程度のすきまを流れる水の粘性抵抗を表し、それぞれ次のように表わされる。

$$F_{p1} = \mu v \left(\frac{1}{h_{p1}} + \frac{1}{h_{p2}} \right) A_{p1} \quad (2-1)$$

$$F_{p2} = \mu v \left(\frac{1}{h_{p3}} + \frac{1}{h_{p4}} \right) A_{p2} \quad (2-2)$$

$$F_{b1} = 2\mu v \left(\frac{1}{h_{b1}} + \frac{1}{h_{b2}} \right) A_{b1} \quad (2-3)$$

$$F_{b2} = 2\mu v \left(\frac{1}{h_{b3}} + \frac{1}{h_{b4}} \right) A_{b2} \quad (2-4)$$

式(2-1)～式(2-4)を式(1)に代入すると、ウォータードライブステージの運動方程式は、式(3)で表わされる。ただし、ここでは左右に設けられたシリンダ室のうち、送り側、すなわち通常高圧側のシリンダ内圧力を p_t とする。一方、出口側、すなわち通常低圧側のシリンダ内圧力を p_d とする。なお、後述する実験装置構成に示す通り、出口側シリンダの水は、通常、戻りタンクに接続されるか、ポンプで吸引されるため p_d は大気圧と見なせる。

$$M \frac{dv}{dt} + cv = A(p_t - p_d) - F_c \quad (3)$$

ここで,

$$c = \mu \left[\left(\frac{h_{p1} + h_{p2}}{h_{p1}h_{p2}} \right) A_{p1} + \left(\frac{h_{p3} + h_{p4}}{h_{p3}h_{p4}} \right) A_{p2} + 2 \left(\frac{h_{b1} + h_{b2}}{h_{b1}h_{b2}} \right) A_{b1} + 2 \left(\frac{h_{b3} + h_{b4}}{h_{b3}h_{b4}} \right) A_{b2} \right] \quad (4)$$

開発したステージの主たる用途は、小物部品に対するダイヤモンド旋削やダイヤモンドバイトによる引き切り加工である。このため、テーブルに作用する負荷は小さく、その結果、駆動に要する水圧も低い。このため、水の圧縮性がステージの動作に与える影響は極めて小さい。したがって、ステージに供給する水の流量とテーブル速度の関係は、水の圧縮性を無視した連続の式から、次式のように表わせる。

$$Av = q - q_l \quad (5)$$

ここで、 q_l はピストン部のすきまにおいて発生する、水供給側のシリンダ室から排出側のシリンダ室への漏れ流量である。ウォータードライブステージのピストン部には、テーブルの滑らかな運動を実現するために、Oリング等のシール要素を使用せず、微小すきまによる漏れの管理を行っている。そのため、ピストン上下面並びに両側面には、わずかな漏れが存在し、その流量はそれぞれ式(6-1)～式(6-4)で表わされる。

$$q_{l1} = \frac{bh_{p1}^3}{12\mu L} (p_t - p_d) \quad (6-1)$$

$$q_{l2} = \frac{bh_{p2}^3}{12\mu L} (p_t - p_d) \quad (6-2)$$

$$q_{l3} = \frac{ah_{p3}^3}{12\mu L} (p_t - p_d) \quad (6-3)$$

$$q_{l4} = \frac{ah_{p4}^3}{12\mu L} (p_t - p_d) \quad (6-4)$$

式(6-1)～式(6-4)の結果から、ピストン部における漏れ流量 q_l は、次式で与えられる。

$$q_l = \frac{1}{12\mu L} \left[b(h_{p1}^3 + h_{p2}^3) + 2a(h_{p3}^3 + h_{p4}^3) \right] (p_t - p_d) \quad (7-1)$$

$$= \frac{1}{R} (p_t - p_d) \quad (7-2)$$

ここで、 R はピストンとテーブル間のすきまにおける流れの抵抗を表わし、次式で表わされる。

$$R = \frac{12\mu L}{b(h_{p1}^3 + h_{p2}^3) + 2a(h_{p3}^3 + h_{p4}^3)} \quad (8)$$

なお、既に述べたように、ステージ本体内部には、上下のシリンダ室間を接続する流路が設けられているので、上下のシリンダ室内の圧力は等しい。このため、上下のシリンダ室間の漏れは考える必要はない。ところで、ウォータードライブステージに組み込まれた水静圧軸受に供給された潤滑水の一部は、ピストン部に漏れる可能性が

ある. しかしながら, 水静圧軸受に供給された潤滑水を回収するドレン回路がピストンと水静圧軸受の間に設けられていること, さらに, ピストン部には静圧軸受部に対して, 4 倍程度のすきまが設けられており, 漏れはすきまの 3 乗に比例することを考慮すると, 水静圧軸受からの漏れがテーブル動作に及ぼす影響は無視できると考えられる.

式(3), 式(5), 式(7-2)より, ウォータドライブステージの運動方程式は, 次のように表わされる.

$$M \frac{dv}{dt} + cv = ARq_l - F_c \quad (9)$$

$$= AR(q - Av) - F_c \quad (10)$$

$$\therefore M \frac{dv}{dt} + (c + A^2 R)v = ARq - F_c \quad (11)$$

標準的な一次遅れ系の形式で表わすと式(12)となる.

$$T_c \frac{dv}{dt} + v = \frac{AR}{c + A^2 R} q - \frac{F_c}{c + A^2 R} \quad (12)$$

ここで時定数 T_c は, 次式で表わされる.

$$T_c = \frac{M}{c + A^2 R} \quad (13)$$

このとき, 定常状態において外部負荷がテーブルに作用しない場合を考えると, テーブル速度は次のように表わせる.

$$v = \frac{AR}{c + A^2 R} q \quad (14)$$

3・2 流量制御弁と作動流体

式(12)から, ウォータドライブステージのテーブル速度は, ステージへの供給流量によって制御できることがわかった. そこで, 本研究ではテーブルの速度制御に流量制御弁を用いることにする. 流量制御弁の制御流量は, 一般的に式(15)のように表わせる.

$$q = c_v A_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_v)}{\rho}} \quad (15)$$

ここで, c_v は弁の流量係数, A_v は弁開口面積であり, 弁変位を制御電圧 u で制御可能な流量制御弁を用いるものとする. このとき, 供給圧力 p_s をリリーフ弁で一定にし, 弁下流圧力 p_v が十分に低い場合には, 制御電圧 u と流量 q_0 の関係は, 次のように表わせる.

$$q_0 = k_0 u^n \quad (16)$$

一方, 弁下流圧力が無視できない場合には, 弁制御流量 q の特性は次式で表わされる.

$$q = q_0 \sqrt{1 - \frac{p_v}{p_s}} \quad (17)$$

これを流量制御弁の動作点近傍で線形化すると, 式(17)は次のように表わせる.

$$q = k_1 u - k_2 p_v \quad (18)$$

ここで, k_1, k_2 は, 流量制御弁の制御電圧 u と弁下流圧力 p_v に関するゲインであり, それぞれ次のように表わされる.

$$k_1 = nk_0 u_0^{n-1} \sqrt{1 - \frac{p_{v0}}{p_s}} \quad (19)$$

$$k_2 = \frac{k_0 u_0^n}{2p_s \sqrt{1 - \frac{p_{v0}}{p_s}}} \quad (20)$$

次に, 流量制御弁とウォータドライブステージを接続する管路中を流れる水の運動方程式を考える. この管路中の水を集中定数系とみなすと, 水の運動方程式は次のように表わせる.

$$\frac{\rho l}{A_f} \frac{dq}{dt} = p_v - p_t \quad (21)$$

3・3 制御対象の伝達関数

ウォータドライブステージの速度制御系設計のために, 流量制御弁, 弁とステージの間に設けられた管路中の水, ステージで構成される制御対象の伝達関数を導出する. まず, 流量制御弁の圧力流量特性を表す, 式(18)に対して初期値を零にしてラプラス変換すると式(22)が得られる.

$$\hat{q} = k_1 \hat{u} - k_2 \hat{p}_v \quad (22)$$

ただし, $\hat{\cdot}$ はラプラス変換量を表わす.

同様にして, 流量制御弁とウォータドライブステージ間の管路中の水の運動方程式である式(21)から, 次式が得られる.

$$s \frac{\rho l}{A_f} \hat{q} = \hat{p}_v - \hat{p}_t \quad (23)$$

また, 既に述べたように, ステージ出口圧力 p_d は大気圧とみなせるので, 式(3)で与えられたウォータドライブステージの運動方程式から次式が得られる.

$$sM\hat{v} = A\hat{p}_t - c\hat{v} - \hat{F}_c \quad (24)$$

さらに, ステージ内の駆動用流体の連続の式である式(5), 式(7-2)から, 次式が得られる.

$$\hat{q} - \frac{1}{R} \hat{p}_t = A\hat{v} \quad (25)$$

以上の式(22)～式(25)から, 流量制御弁への印加電圧 u および外部負荷 F_c に対するテーブルの速度 v 間の関係は, 式(26)で与えられる.

$$\hat{v} = \frac{K_s}{1 + 2\frac{\zeta}{\omega_n}s + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \left[k_1 \hat{u} - \frac{\alpha}{c} (1 + sT_2) \hat{F}_c \right] \quad (26)$$

ただし,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{A + \alpha}{\alpha T_c T_2}} \quad (27)$$

$$\zeta = \frac{\omega_n}{2} \frac{AT_1 + \alpha(T_c + T_2)}{A + \alpha} \quad (28)$$

$$K_s = \frac{1}{A + \alpha} \quad (29)$$

$$T_1 = \frac{k_2 \rho l}{A_f} \quad (30)$$

$$T_2 = \frac{T_1}{1 + k_2 R} \quad (31)$$

$$\alpha = \frac{c(1 + k_2 R)}{AR} \quad (32)$$

ここで、 u ならびに F_c に対するテーブル速度 v の関係を、伝達関数 $G_1(s)$, $G_2(s)$ で表わすと、それぞれ次のようになる。

$$G_1(s) = \frac{K_s k_1}{1 + 2\frac{\zeta}{\omega_n}s + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (33)$$

$$G_2(s) = \frac{-\frac{\alpha}{c} K_s (1 + sT_2)}{1 + 2\frac{\zeta}{\omega_n}s + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (34)$$

$F_c=0$ としたとき、流量制御弁とウォータードライブステージで構成される制御対象のブロック線図を図4に示す。

Fig. 4 Block diagram of speed control system of water driven stage

4. 実験

4・1 実験装置

ウォータードライブステージの駆動及び制御に使用した実験装置の構成を図5に示す。ウォータードライブステージは、空気ばねを利用した除振テーブル上に設置され、20℃に設定された簡易恒温室内に設置されている。ステージの駆動には、定格圧力1 MPa、定格流量8 L/minのペーンポンプを用いた。水圧はポンプ下流に設置したリリース弁で設定し、その下流側に設置した2つの減圧弁でピストンシリンダに供給する作動流体圧力と水静圧軸受の潤滑流体の圧力を設定した。本実験では、作動流体の供給圧力を0.2 MPa、潤滑流体の圧力を0.4 MPaとした。この種の流体回路には、流体の脈動低減を目的として、アキュムレータを設置することがあるが、本実験においては、水が比較的低压かつ低流量であるため、アキュムレータは設置していない。水槽内の水温はチラー装置により制御した。水槽内の水は水道水であり特別な処理は施していない。

作動流体の流量制御には、定格圧力 3.5 MPa、定格流量 0.55 L/min の流量制御弁を使用した。使用した弁構造を図 6 に示す。この流量制御弁は電圧入力により流量制御が行える。流量制御弁からウォータドライブステージまでの流路長は約 1.2 m である。テーブルの速度測定には、レーザ干渉式変位計を使用し、テーブル速度は変位の差分値から算出した。

Fig. 5 Speed control system of water driven stage

Fig. 6 Schematic drawing of proportional flow control valve

Fig. 7 Static characteristics of water driven stage

4・2 ウォータドライブステージの静特性

ウォータドライブステージの速度は、式(14)に示した通り、外部負荷が存在しなければ供給流量によって決まる。そこで、外部負荷を加えないで、ステージに供給する流量とテーブル速度の関係を調べた。図 7 に実験結果を示す。図中には式(14)で計算された理論値も示しており、両者が良く一致することがわかる。また、これらの結果から、ウォータドライブステージのテーブルは、数十 ml/min 程度の流量供給により、ダイヤモンド旋削で必要になる 0.1 mm/s 程度の送り速度が得られる。

4・3 流量制御弁の特性

供給圧力を 0.2 MPa として、使用した流量制御弁の特性を実験によって調べた。図 8 は弁下流圧力を大気圧とした場合の実験結果であり、制御入力電圧に対する制御流量を表している。図中には最小二乗法による近似曲線も示しており、供試流量制御弁の制御流量は制御入力電圧の 2.88 乗に比例する。

次に、図 8 の実験結果と式(17)から求められる、供試流量制御弁の圧力流量特性を図 9 に示す。図中には動作点として、 p_v/p_s を 0, u_0 を 5 V とした場合の線形化した式(18)による計算結果も示している。

Fig. 8 Flow characteristic of proportional control valve

Fig. 9 Pressure-flow characteristic of proportional control valve

4・4 制御対象の動特性

流量制御弁とウォータードライブステージで構成される開ループ制御系が、速度制御系を構成しようとする本研究の制御対象である。そこで、本制御対象の静特性と動特性を実験より明らかにした。また、実験結果で得られたステップ応答を最小二乗近似によって、伝達関数を求めることにより、導出した数学モデルの必要パラメータを決定した。

まず、静特性として、流量制御弁への印加電圧に対するテーブル速度の関係を測定した。実験結果を図 10 に示す。また、図中には、式(14)、式(16)、式(17)による計算結果を示しており、このモデルによって、制御対象の静特性を表わせることがわかる。

次に、ステップ応答実験を行って制御対象の動特性を調べた。実験においては、ステージに外部負荷を加えず、流量制御弁への制御電圧をステップ状に変化させて行った。入力電圧を 4 V から 5 V まで変化させた場合の実験結果を図 11 に示す。測定結果に観察される 3 Hz 程度の速度変動は、使用した除振台の固有振動数に起因したものと考えられる。なお、図中には測定されたステップ応答を近似した伝達関数による応答も示している。これによれば、すでに式(26)に導出した制御対象の伝達関数に示す通り、外部負荷の影響がなければ制御対象は 2 次系とみなせることがわかる。また、最小二乗法による近似結果から、式(26)における ω_n と ζ は、それぞれ 6.25 rad/s と 0.375 となった。

次に、外部負荷変動に対して、設計した速度制御系の応答を実験とシミュレーションによって評価した結果を示す。ウォータードライブステージのテーブルの送り方向には、ステップ状の外部負荷変動を与え、その際の速度制御系のステップ応答を調べた。

まず、外部負荷変動の与え方を以下に述べる．図 12 に示すように、質量の等しいおもりを細いワイヤとプーリを介してテーブルに取り付けた．ただし、片側のおもりは、電磁石とこれに吸引されたステップ入力印加用のおもりで構成され、両者の質量和が他方のおもりと同一質量になっている．この状態でテーブルを一定速度で移動させる．このとき、電磁石への印加電圧を遮断することによって、ステップ入力印加用のおもりを静かに落下させ、これにより外部負荷のステップ入力を発生させた．

Fig. 10 Static characteristic of open-loop control system

Fig. 11 Step response of open-loop control system

Fig. 12 Step responses of the control system with a step input of the external load

Fig. 13 Step response of open-loop control system

Fig. 14 Linear compensation of proportional control valve

実験とシミュレーションによって求めた外部負荷変動によるステップ応答を図 13 に示す. ここでは, 外部負荷変動を与える前のテーブルの定常速度からの速度変化を表している. なお, ここで観察される 3 Hz 程度の速度変動も除振台の特性によるものである. 図中には, 式(34)で表された伝達関数によるステップ応答の計算値も示している. 式(26)によれば, $G_1(s)$ と $G_2(s)$ の極は一致するはずであるが, 図 11 に示した伝達関数 $G_1(s)$ と図 13 に示した $G_2(s)$ の分母の係数, すなわち $G_1(s)$ と $G_2(s)$ の極が若干異なっている. この理由は図 11 と図 12 の実験は個別に実施したものであり, 様々な要因によって両者がわずかに異なったものと考えられる. 制御系設計の観点では, これは一種のモデル化誤差となる. しかし, その差異はわずかであり, しかもフィードバック制御系を構成することにより, その影響は補償できる.

5. フィードバック制御系の設計

5・1 制御弁の非線形性補償

図 8 に示すように, 使用した流量制御弁には非線形性がある. そこで, 式(16)に示された, 流量制御弁の非線形補償を行った. 具体的には, 目標とする制御電圧を u_d とするとき, 流量制御弁への出力電圧 u を式(35)として与えている.

$$u = u_d^{1/n} \quad (35)$$

この場合の制御弁に対する目標制御流量に対する制御流量の測定結果を図 14 に示す. この結果によれば, 非線形性が改善されることが確認できる.

5・2 フィードバック制御系の設計

制御対象が明らかになったので, フィードバック制御系を設計する. 本研究においては, 速度目標値に対する (i) 定常偏差をなくし, (ii) 特に外部負荷の変動によるテーブルの速度変化を小さくすることを制御系設計の目的とした. 今回は制御系設計の第一段階として, 図 15 に示す一般的な比例積分型のフィードバック制御系を構成した.

このとき, 速度目標値 v_d に対するテーブル速度の関係は, 式(36)の伝達関数で表される.

Fig. 15 Block diagram of feedback control system

$$\hat{v} = \frac{1 + \frac{K_p}{K_I}s}{1 + \frac{1}{K_S K_I k_1} (1 + K_S K_p k_1) s + \frac{2}{K_S K_I k_1} \frac{\zeta}{\omega_n} s^2 + \frac{s^3}{K_S K_I k_1 \omega_n^2}} \hat{v}_d \quad (36)$$

さらに, 速度目標値を零とした場合, 外部負荷 F_c に対するテーブル速度 v の関係は次式で表される.

$$\hat{v} = -\frac{\alpha}{cK_I k_1} \frac{(1+sT_2)s}{1 + \frac{1}{K_S K_I k_1} (1+K_S K_P k_1)s + \frac{2}{K_S K_I k_1} \frac{\zeta}{\omega_n} s^2 + \frac{s^3}{K_S K_I k_1 \omega_n^2}} \hat{F}_c \quad (37)$$

導出した制御対象の数学モデルと予備実験から、式(36)、式(37)中の各パラメータを次のように決定した。 $c=4990$ Ns/m, $k_1=4.96 \times 10^{-7}$ m³/sV, $K_S=330$ m², $T_2=0.5498$ s, $\alpha=0.003$ m²。次に、式(36)、式(37)により、 v_d と F_c に関するステップ応答のシミュレーションを行い、良好な応答が得られるゲイン K_P ならびに K_I を試行錯誤的に定めた。

5・3 制御性能

設計したフィードバック制御系の制御応答を実験とシミュレーションによって評価した。まず、フィードバック制御系の静特性について述べる。ゲイン K_P と K_I をそれぞれ 9×10^4 V/m/s および 6.5×10^5 V/m とした場合、速度目標値に対する定常状態におけるテーブル速度の実験結果とシミュレーション結果を図 16 に示す。図中に実験結果における定常偏差を示す通り、定常偏差は 0.5 % 以下になっている。この結果、制御系設計時の目標(i)を満たしていることが確認できた。次に、フィードバック制御系のステップ応答を図 17 に示す。これによれば、シミュレーションによる応答と比較すると、立ち上がり時の応答が実験結果は遅くなっている。これはモデル誤差によるものと思われる。具体的には、本論文で導出した数学モデルにおいては、流量制御弁の動特性を無視し、その応答に遅れがないものと見なした。また、本来、顕著な非線形特性を有する流量制御弁を線形化したことも影響していると考えられる。実際、フィードバック制御における速度ステップを小さくすると、立ち上がり時における実験とシミュレーションの応答の差は小さくなる。

Fig. 16 Static characteristic of feedback control system

Fig. 17 Step response of feedback control system

次に、外部負荷 F_c のステップ変化に伴うテーブル速度応答を検討した。外部負荷 F_c のステップ変化は、すでに述べた図 12 に示す方法で与えた。その際のステージの速度応答の結果を図 18(a)～(d)に示す。このうち、図 18(a), (b)は、テーブルの移動方向に負荷が大きくなるように、 F_c をステップ状に変化させた場合の結果である。一方、図 18(c), (d)は、テーブルの移動とは逆方向に負荷が大きくなるように、 F_c を変化させた場合の結果である。また、図 18(a), (c)はオープンループ制御、図 18(b), (d)はフィードバック制御による結果を示している。

一連の結果から、次のことが確認できる。まず、オープンループ制御の場合、いずれの場合においても、外部負荷を切り離した前後では 0.012 mm/s 程度の定常偏差が生じた。一方、フィードバック制御の場合では、負荷変動の影響は、0.7 秒程度で補償され、その結果、定常偏差は十分に小さくなっている。図 18(b), (d)には実験結果に加えて、シミュレーション結果も示している。実験とシミュレーション結果を比較すると、図 18(b)においては負荷切り離し時の速度立ち上がりの最大値に差があることを除いて、両者は良く一致している。

なお、一連の応答には9～10 Hz 程度の速度変動が観察される。本研究における標準的な装置構成においては、既述の通り、通常、出口側シリンダからの配管は、戻りタンクに接続されている。一方、本実験では、排出側にローラポンプを水の吸引に使用した。ポンプ動作に伴う基本周期が約9 Hz であったため、吸引用チューブが約9 Hz で振動し、その影響が測定結果に現われている。

Fig. 18 Influence of external step load on table speed

6. 結 言

本研究では、小型精密部品の加工に適した小型超精密工作機械への適用を目的にして、ウォータドライブステージを開発した。本論文では、開発したウォータドライブステージの特徴や動作原理を述べた。次に、ウォータドライブステージの速度制御系設計を目的にして、導出した数学モデルを示し、その妥当性を実験結果との比較により示した。さらに、ステージや使用する流量制御弁の基本性能を実験により評価した。その後、フィードバック制御系を構成し、実験とシミュレーションにより制御性能を静特性とステップ応答により調べた。本研究で得られた知見は次の通りである。

- (1) ウォータドライブステージは供給流量によって制御でき、ダイヤモンド旋削に使用するダイヤモンドバイトの送り装置として使用する場合、数十 ml/min 程度の流量を制御することにより、必要な速度制御が行える。
- (2) 導出した数学モデルから流量制御弁とウォータドライブステージで構成される制御対象は、2次系で表せる。また、これは制御対象に対するステップ応答実験の結果とも一致する。
- (3) 設計したフィードバック制御系による実験およびシミュレーションの結果、ウォータドライブステージの速度制御が可能になった。

- (4) フィードバック制御系の静特性に関する実験結果から、テーブル速度の目標速度に対するテーブル速度の定常偏差は、いずれの場合も 0.5 %以下であった。
- (5) フィードバック制御系のステップ応答実験の結果から、良好な制御性能を得ることが確認できた。立ち上がり時間は 1.5 秒程度であった。
- (6) テーブル移動中に外部負荷をステップ状に変化させる実験を行った結果、オープンループ制御では 0.012 mm/s 程度の定常偏差が発生したが、設計したフィードバック制御系を用いれば、負荷変動の影響は補償され、定常偏差のない良好な応答が得られることをシミュレーションと実験によって確認した。

本研究の一部は、科学研究費補助金（基盤研究 C）ならびに工作機械技術振興財団・試験研究助成により行われた。ここに記して関係各位に感謝申し上げる。

文 献

- Davies, M., Evans, C., Vohra, R., Bergner, B. and Patterson, S., Application of precision diamond machining to the manufacture of microphotronics components, *Proceedings of SPIE*. Vol. 5183 (2003), pp. 94-108.
- 蛭原建三, 山本明, 河合知彦, 竹内芳美, 無反動シャトルユニットを使用した高効率微細加工の研究, *精密工学会誌*, Vol. 73, No. 2 (2007), pp. 220-225.
- 楠井直樹, 羽山定治, 吉川昌範, 水作動液静圧軸受を用いた直動ステージの研究, *精密工学会誌*, Vol.65, No.8 (1999), pp.1153-1157.
- 中尾陽一, 浅岡直哉, 藤本政良, 回転角制御機能を備えた流体駆動スピンドルの開発と回転角制御, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 76, No. 763 (2010), pp. 749-758.
- 中尾陽一, 新宮肇, 大林拓也, 小型流体駆動スピンドルの回転速度制御用ロータリ形流量制御弁, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 77, No. 774 (2011), pp. 514-526.
- Okazaki, Y., Mishima, N. and Ashida, K., Microfactory-concept, history, and developments, *Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 126, No. 4 (2004), pp. 837-844.
- Slocum, A., P. Scagnetti, P., Kane, N. and Brunner, C., Design of self-compensated water hydrostatic bearings, *Precision Engineering*, Vol. 17, No. 5 (1995), pp. 173-85.
- 由井明紀, 熊谷誠弥, 北嶋孝之, 奥山繁樹, 藤田悦男, Alexander Slocum, リニアモータ駆動・水静圧案内テーブルの開発, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.75, No.752 (2009), pp. 364-370.

References

- Davies, M., Evans, C., Vohra, R., Bergner, B. and Patterson, S., Application of precision diamond machining to the manufacture of microphotronics components, *Proceedings of SPIE*. Vol. 5183 (2003), pp. 94-108.
- Ebihara, K., Yamamoto, A., Kawai, T. and Takeuchi, Y., Study on high efficiency machining with reaction-free shuttle unit, *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol. 73, No. 2 (2007), pp. 220-225 (in Japanese).
- Kusui, N., Hayama, S. and Yoshikawa, M., A study on linear motion stage using water-hydrostatic bearing, *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol.65, No.8 (1999), pp.1153-1157 (in Japanese).
- Nakao, Y., Asaoka, N. and Fujimoto, M., Development of angular position-controllable fluid-driven spindle and its angular position control, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 76, No. 763 (2010), pp. 749-758 (in Japanese).

- Nakao, Y., Niimiya, H. and Obayashi, T., Rotary-type flow control valve for control of fluid-driven spindle, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 77, No. 774 (2011), pp. 514-526 (in Japanese).
- Okazaki, Y., Mishima, N. and Ashida, K., Microfactory-concept, history, and developments, Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 126, No. 4 (2004), pp. 837-844.
- Slocum, A. P., Scagnetti, P. , Kane, N. and Brunner, C., Design of self-compensated water hydrostatic bearings, Precision Engineering, Vol. 17, No. 5 (1995), pp. 173-85.
- Yui, A., Kumagai, M., Kitajima, T., Okuyama, S., Fujita, E. and Slocum, A., Development of a linear-motion-driven table with hydrostatic water bearings, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.75, No.752 (2009), pp. 364-370 (in Japanese).