研究論文

水圧駆動樹脂封止プレスのロバスト荷重制御器の設計手法に関する研究*

真 田 一 志**

A study on a method of designing a robust force controller
for a water-hydraulic moulding press

Kazushi SANADA

Abstract

A design method of a robust force controller for a water-hydraulic moulding press is proposed. Force control is one of the key technologies used for the press. The control performance is affected by flow characteristics, stiffness of the press, and pipe length. Considering the uncertain factors as modelling error of a nominal model, a method of designing a robust force controller is proposed by applying H^∞ control theory. The robust force controller is examined using an experimental water-hydraulic servo system. It has been shown that the force control system can be successfully built considering the robustness against the uncertain factors including various pipe lengths.

Key words : robust control, force control, servo system, water hydraulics

1. はじめに

最近の携帯情報端末の普及に伴い小型軽量化が望まれている。半導体回路の小型軽量化を目指した製造技術として、チップサイズパッケージ (CSP) 技術が注目されている。CSP技術に利用される樹脂封止プレスに水圧駆動技術の応用¹⁾が検討された。樹脂封止プレスはクリーンルーム内で使用されるが、水圧駆動は清浄度の管理が容易である。樹脂封止工程では、ウェハ表面に作られた半導体回路を保護するために、樹脂でウェハ表面を被覆する。その皮膜の厚さを均一に保つためには金型の圧力が一様であることが望ましいが、ウェハと同じ直径のラムシリンダを使用すれば、パスカルの原理によって一様な圧力が容易に得られる。本実験では、シリンダは水圧サーボ弁で駆動され、オーバーラップ領域を利用して荷重制御を行った。オーバーラップにおける流量特性は、サーボ弁スプールとランド間の間隔に依存し、加工精度により器差がある。また、プレスのフレーム剛性や、樹脂の挙動により、シリンダから見た等価な剛性は不確かさを含んでいる。これらの不確かさをモデル誤差として扱い、 H^∞ 制御系を設計する手法²⁾を既報で提案した。

ところで、プレス本体はクリーンルーム内に設置されるが、保守管理の容易さからサーボ弁や水圧ユニットを室外に設置することも想定されており、サーボ弁とシリンダ間

の作動水の等価体積弾性係数がプレスごとに異なることも考えられる。このような不確かさによる荷重制御特性の劣化を抑制するためには、高いロバスト性を持つように設計されなければならない。その方策として、本研究では、既報で取り上げた不確かさに加えて、管路長の違いによる剛性の変動も不確かさとして扱い、 H^∞ 制御理論を適用する手法を新たに提案する。

第2章では樹脂封止プレスと実験装置の概要を述べる。第3章では、本研究で使用した速度・荷重制御系について説明する。第4章でモデリングとモデル誤差について述べ、第5章では H^∞ 制御理論を適用した設計手法を提案する。第6章で実験結果と考察を示し、第7章で本論文の結果をまとめて示す。

主な記号

A	シリンダキャップ側受圧面積
C	コントローラ
C_F	荷重コントローラ ($=C_F C_V$)
C_{F1}	荷重コントローラの一部
C_V	速度コントローラ
E	ヤング率
G_0	ノミナルモデル
G_1	詳細モデル
K_e	等価体積弾性係数
K_w	固定壁のばね定数
k_p	圧力ゲイン
F	荷重
p	シリンダキャップ側圧力

*平成14年10月18日 原稿受付

**横浜国立大学大学院 工学研究院
(所在地 〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)

p_s	供給圧力
R_0	オーバーラップに対応する電圧値
s	ラプラス変数
T_{LPF}	ノイズフィルタの時定数
T_p	荷重応答の時定数
u	サーボ弁印加電圧
V	速度
W	作動流体の体積
W_s	感度関数の重み関数
W_T	相補感度関数の重み関数
$\triangle_m$	乗法的な不確かさ

2. 実験装置の概要

本研究で対象とした水圧駆動による樹脂封止プレスの概要についてはすでに二三の報告^{1)~2)}がなされている。上下の金型の間にウェハと樹脂を置き、下金型をラムシリンダで押し上げて樹脂封止を行う。その制御系設計の検討を目的として構成したモデル実験装置の概要をFig. 1に示す。ラムシリンダの代わりに片ロッドシリンダを用い、水圧サーボ弁で制御する。負荷側のばねは上下金型が接触するまでの樹脂反力を模擬し、金型接触時の動作は、ピストンが固定壁と接触することにより模擬した。接触時の荷重はロードセルを用いて検出し、フィードバックする。ピストンの位置はリニアエンコーダで検出し、速度を算出した。

Fig. 1 Experimental water-hydraulic servo system

Table 1 Specification of the experimental set-up

press force	17.6	kN, max
Cylinder	$\phi 40 \times \phi 28 \times 150$ st	
load	50	kg
power unit	3.7×10^{-4}	m ³ /s
	14.0	MPa, max.
servo valve	1.7×10^{-4}	m ³ /s (@ 7 MPa)
working fluid	30 ± 1	°C (tap water)
linear encoder	150	mm : stroke
	0.5	μ m : resolution
load cell	19.6	kN

コントローラにはAD・DAボードを搭載したパソコンを使用し、MS-DOS上のTurbo C++で制御アルゴリズムをコーディングした。主な仕様をTable 1に示す。

3. 速度・荷重制御系

樹脂封止プレスでは、初めに下金型の速度制御を行って樹脂を伸展させ、金型同士の接触後に荷重制御を行う。その制御手法として、速度制御と荷重制御のコントローラをそれぞれ個別に用意し、制御モードに応じて切り換える方法³⁾がある。この方法では、制御モードの切り換え時に、コントローラ自体を切り換える必要があり、制御入力を連続的に接続するためにさまざまな工夫が必要とされる。この問題を解決するひとつの方法として、ここではFig. 2に示す制御系を採用した。この制御系では、コントローラとして C_v と C_F の二つのブロックを用いており、これらは制御モードによらず常に動作させておく。制御モードの変更は、速度と荷重の目標値信号 V_r と F_r の変更で行う。すなわち、速度制御モードでは、速度 V と速度目標値 V_r の偏差が速度コントローラ C_v にフィードバックされ、速度制御が行われる。この際、荷重目標値 F_r として、荷重検出値 F と常に等しい値を代入しておけば、荷重のフィードバックループは実質上制御動作を行わない。金型が接触して荷重が閾値を越えた瞬間に、荷重目標値 V_r に真の目標値を与え、速度目標値 V_r に速度検出値 V を代入するようにすれば、速度フィードバックループは実際上何も動作せず、荷重のフィードバックループのみが制御動作を行う。二つのブロックの積 $C_F C_v$ が、荷重コントローラ C_F となる。本研究では、速度コントローラとして次式のPI制御則を採用した。

$$C_v = K_{pv} + \frac{K_{iv}}{s} \quad (1)$$

4. 荷重制御系のモデル

4.1 ノミナルモデル

はじめに、フィードバック制御を行わずに、荷重のステップ応答を測定した結果をFig. 3に示す。荷重の初期値は7 kNとし、サーボ弁の印加電圧をステップ状に変更して5 kNまで減少させた。印加電圧に対応する信号を一点鎖線で示す。図中の(a), (b), (c)は、サーボ弁とシリンダを接続する水圧用高压ホースの長さに対応しており、記号と

Fig. 2 Velocity and force control system

Fig. 3 Force response without control

Table 2 Hose length and approximated time constant

	Length (m)	T_p (s)	W_{hose} (m ³)	K_e (GPa)
(a)	4.0	0.45	2.36×10^{-5}	1.4
(b)	2.0	0.30	15.7×10^{-5}	0.68
(c)	0.3	0.15	31.4×10^{-5}	0.53

長さの関係を Table 2 に示す。荷重応答には遅れが見られ、長さによって異なるものの、ほぼ 1 次遅れ要素の応答で近似できる。1 次遅れの時定数 T_p を Table 2 に示す。ノイズフィルタの 1 次遅れ要素（時定数 T_{LF} は 5 ms）とあわせて、式(2)に示す伝達関数が得られる。これを制御系設計のためのノミナルモデルとする。

$$G_0 = \frac{A k_p}{(1 + T_p s)(1 + T_{LF} s)} \quad (2)$$

4.2 詳細モデル

各構成機器の基礎式をもとに詳細なモデルを導出することができる。モデル自体は複雑になるが、ノミナルモデルのモデル誤差の評価に利用することができる。

本研究では、サーボ弁をオーバーラップ領域で使用して荷重制御を行った。スプール周りの流れの様子を Fig. 4 に示す。ポート P が水圧ユニットに接続され、高圧水がポート P からポート A を通過してシリンダに流入する。残りがポート T からタンクに戻る。サーボ弁の印加電圧 u に対するスプール変位を $K_{sv}u$ とおき、オーバーラップ量に相当する長さを $K_{sv}R_0$ とおく。オーバーラップ領域では、高圧水はスプールとランド間の環状隙間を通過し、オーバーラップ外ではスプールエッジのオリフィスで流れが絞られる。流量特性の数学的な表現に関するいくつかの研究がなされているが、Eryilmaz⁴⁾により便利なモデルが提案された。そのモデルでは、オーバーラップの内と外の流量が連続的に接続している。モデルのパラメータはカタログ値や実験

Fig. 4 Flow rates around a spool

値から定めることができる物理的な意味を持っている。この Eryilmaz モデルを本実験装置の片ポート構成にあわせて修正すると、ポート A の流量 q は式(3)で表せる。

$$q = k_v \sqrt{p_s - p} \frac{x_0^2}{R_0 - u} - k_v \sqrt{p - p_T} \frac{x_0^2}{R_0 + u} \quad (3)$$

係数 k_v は定格流量 q_{spec} 、定格電圧 u_{spec} 、定格圧力降下 Δp_{spec} から定められる。

$$k_v = \frac{q_{spec}}{u_{spec} \sqrt{\Delta p_{spec}}} \quad (4)$$

流量 q をゼロとおき、圧力 p を印加電圧 u について微分することで中立点 ($u = 0$) での圧力ゲイン k_p が求められ、これよりパラメータ R_0 が定められる。

$$k_p = \left. \frac{\partial p}{\partial u} \right|_{u=0, q=0} = \frac{p_s - p_T}{R_0} \quad (5)$$

中立点における環状隙間の漏れ流量 q_0 から、パラメータ x_0 が次式により定められる。

$$x_0 = \sqrt{\frac{R_0 q_0}{k_v} \left(\frac{2}{p_s - p_T} \right)^{1/4}} \quad (6)$$

式(3)で流量 q をゼロとおき、圧力 p について解けば、印加電圧 u と圧力 p の関係、すなわち圧力ゲイン特性を表す式が導出される。圧力ゲイン特性の測定値と Eryilmaz モデルによる計算値を Fig. 5 に示す。実験結果は○記号で表され、Eryilmaz モデルの計算結果は実線で表される。Eryilmaz モデルは測定結果をよく再現している。計算に用いたパラメータを Table 3 に示す。

印加電圧 u から荷重 F までの伝達関数を求める。流量特性の式(3)を線形近似すると次式を得る。

$$\Delta q = c_1 \Delta u - c_2 \Delta p \quad (7)$$

係数は次式で表される。式中の*は動作点を表す。

$$c_1 = k_v \left[\sqrt{p_s - p^*} \frac{x_0^2}{(R_0 - u^*)^2} + \sqrt{p^* - p_T} \frac{x_0^2}{(R_0 + u^*)^2} \right] \quad (8)$$

$$c_2 = k_v \left[\frac{1}{2 \sqrt{p_s - p^*}} \frac{x_0^2}{R_0 - u^*} + \frac{1}{2 \sqrt{p^* - p_T}} \frac{x_0^2}{R_0 + u^*} \right] \quad (9)$$

シリンダ圧力 p は作動水の圧縮性により変化する。

$$\frac{d \Delta p}{dt} = \frac{K_e}{W} (\Delta q - A \Delta V) \quad (10)$$

Fig. 5 Pressure gain characteristics

Table 3 Nominal and uncertain parameters

K_e	0.53~1.4	GPa
K_w	$1.8 \sim 2.0 \times 10^7$	N/m
k_p	11.7	MPa/V
k_v	6.3×10^{-9}	(m ³ /s) / ($\sqrt{\text{PaV}}$)
p_s	6.85	MPa
p_r	0.40	MPa
q_0	$3.3 \sim 5.0 \times 10^{-6}$	m ³ /s
q_{spec}	1.67×10^{-4}	m ³ /s
R_0	0.81	V
u_{spec}	10.0	V
W	2.2×10^{-4}	m ³
x_0	0.48~0.58	V
Δp_{spec}	7.0	MPa

ピストンの運動方程式は次式で表される。

$$A \Delta p = M \Delta \ddot{y} + K_w \Delta y \quad (11)$$

これらの式を整理し、時定数 T_{Lf} のノイズフィルタを考慮すれば、印加電圧 u から荷重 F までの伝達関数 G_1 が次式のように求められる。

$$G_1 = \frac{\frac{c_1}{c_2} A}{1 + \frac{1}{c_2} \left[\frac{A^2}{(K_w + Ms^2)} + \frac{W}{K_e} \right] s} \frac{1}{1 + T_{Lf}s} \quad (12)$$

ここに、 c_1/c_2 は圧力ゲインに相当し、その値は動作点に応じて変動する。その最大値は中立点における圧力ゲイン k_p に等しい。したがって、 c_1/c_2 を中立点圧力ゲイン k_p に置き換えた場合、安定余裕が最も少ない場合を考慮することに対応する。次節で述べる乗法的な不確かさの計算の際にこの

置き換えを利用する。

右辺の第1項は、式(13)の時定数をもつ1次遅れ要素の伝達関数と類似の形を持っている。ただし、式(13)にはラプラス演算子 s が含まれているので式(13)は定数ではない。

$$T_{p1} = \frac{1}{c_2} \left[\frac{A^2}{(K_w + Ms^2)} + \frac{W}{K_e} \right] \quad (13)$$

固定壁のばね定数 K_w は実験装置の場合是一定と考えられる。しかし、実際の樹脂封止プレスでは、フレーム剛性だけでなく樹脂の剛性も関係する。はじめ固体の状態の樹脂は、加熱されていったん流動状態となり、プレスされて再び固体になり、その間に樹脂のみかけの弾性係数は変化すると考えられる。したがって、ばね定数 K_w には不確かさがある。

一方、サーボ弁とシリンダを接続する配管がさまざまな長さをとる場合がある。樹脂封止プレスはクリーンルーム内で使用されるため、保守管理の理由からサーボ弁や水圧ユニットをクリーンルーム外に設置することも考えられている。室内のプレスと室外のサーボ弁とを接続する配管の長さは、設置場所によりさまざまな値を取り、作動水の等価体積弾性係数 K_e および体積 W は配管長に応じて異なる。

作動流体の等価体積弾性係数を求める際、水の圧縮性、水圧シリンダおよびステンレス管路の弾性、ゴムホースの弾性を考慮した。ゴムホース部分の体積弾性係数は、圧力と体積の測定結果より、

$$K_{e, \text{hose}} = 0.35 \text{ GPa} \quad (14)$$

とした。以上より求めた等価体積弾性係数を、それぞれの長さごとにTable 2に示す。

5. H_∞ コントローラの設計

前述のモデル誤差はノミナルモデル G_0 を導出する際には無視されている。ノミナルモデル G_0 のモデル誤差は次式で定義される乗法的な不確かさ Δ_m により評価される。前述の理由から、詳細モデル G_1 の計算において、 c_1/c_2 を圧力ゲイン k_p に置き換えて計算を行った。なお、配管がもっとも長い場合をノミナルモデルとして採用した。

$$\Delta_m \equiv \frac{G_1 - G_0}{G_0} \quad (15)$$

計算に用いた数値、および不確かさの範囲をTable 3に示す。Table 3に、配管長の違いによる等価体積弾性係数 K_e 、固定壁のばね定数 K_w 、スプールの環状隙間の漏れ流量 q_0 、およびパラメータ x_0 の変動範囲を示した。このうちパラメータ x_0 は、式(6)に示すように、他のパラメータ、特に漏れ流量 q_0 によってその変動範囲が定まる従属変数である。したがって、等価体積弾性係数 K_e 、固定壁のばね定数 K_w 、スプールの環状隙間の漏れ流量 q_0 の変動を考慮して、乗法的な不確かさ Δ_m の大きさを計算した。その際、不確かさを含むパラメータの変動範囲の最小値、中央値、および最大値の組み合わせを採用した。さらに、詳細モデルでは、管

Fig. 6 Multiplicative uncertainty

路の長さはTable 2に示した(a)から(c)の3通りの場合を採用した。

不確かさの計算結果をFig. 6に破線で示す。不確かさのゲイン線図は、本論文の場合、高周波域で0 dBを示している。また、図中の(c)で指示した円で囲まれた部分の不確かさは、詳細モデルとしてTable 2(c)に示す最も短い管路を用いた場合の不確かさである。また、図中にPで示すように、不確かさが高周波領域でピークを示しているのは、この場合の不確かさである。それは、負荷の質量 M と作動流体の圧縮性（体積弾性係数 K ）による共振特性に起因するものであると推察される。図中に“(a)&(b)”で指示した円で囲まれた不確かさは、詳細モデルに、Table 2の(a)と(b)の長さの管路を採用した場合の不確かさである。

これらの不確かさに対するロバストコントローラを H_∞ 制御理論を適用して求めた。荷重制御を行う場合、Fig. 2に示した制御系はFig. 7のように書き換えることができる。速度制御コントローラ C_v と制御対象 G_0 をまとめて G_{F0} とし、ブロック G_{F0} を新たな制御対象とみなして荷重コントローラの一部であるブロック C_{F1} を求める。速度制御のコントローラ C_v には式(1)を採用した。速度コントローラの比例ゲインと積分ゲインは $K_{pv}=0.005\text{V}/(\text{mm}/\text{s})$ 、 $K_{iv}=0.2\text{V}/(\text{mm}/\text{s})$ とした。

樹脂封止プレスの荷重制御に対する要求から定常偏差をできるだけ除去することが望まれる。そのため、荷重コントローラは積分特性を含む必要がある。荷重制御時のブロック線図 (Fig. 7) に示したように、制御対象のノミナルモデル G_0 の直前に速度制御用のPIコントローラ C_v (式(1)) がすでに挿入されているので、この積分特性を利用した。すなわち、ノミナルモデルとPIコントローラを直列接続したブロック G_{F0} を制御対象として、コントローラ C_{F1} を求めた。

Fig. 7 Force feedback control system

Fig. 8 Mixed sensitivity problem

すなわち、

$$G_{F0} = G_0 \frac{K_{iv} + K_{pv}s}{s} \quad (16)$$

を制御対象として、コントローラ C_{F1} を求めた。

このとき、制御対象 G_{F0} は虚軸上に極を持っているので、双線形変換⁵⁾を用いてシステムを変換してから H_∞ 制御理論を適用し、得られたコントローラを逆双線形変換によりもとの空間に戻して利用する。ロバスト安定条件と感度特性を考慮するために、Fig. 8に示す混合感度問題を適用した。

6. 実験結果と考察

ノミナルモデル G_0 として、配管が最も長い場合を採用してコントローラの算出、および実験を行った。重み関数 W_T はロバスト安定条件に対する重み関数で、乗法的な不確かさより大きくなるように設定する。一例として、次式のような伝達関数を利用した。その大きさをFig. 6に実線で示す。 $a_{WT}=2.5$ 、 $b_{WT}=0.00001$ 、 $c_{WT}=0.001$ とした。

$$W_T = \frac{s}{a_{WT}} \frac{1 + b_{WT}s}{1 + c_{WT}s} \quad (17)$$

また、感度関数に対する重み関数 W_S は次式のように設定した。

$$W_S = \frac{1}{1 + 7.5s} \quad (18)$$

混合感度問題を解いて得られた荷重コントローラ $C_{F1}C_v$ の周波数応答をFig. 9に示す。また、Fig. 8からもとめられたコントローラのブロック $C_{F1}(s)$ の伝達関数を次式に示す。

$$C_{F1}(s) = \frac{2.115E3s^3 + 2.123E6s^2 + 6.404E6s + 2.683E6}{s^4 + 1.014E5s^3 + 1.423E8s^2 + 5.644E9s + 2.970E9} \quad (19)$$

Fig. 9 Bode diagram of a force controller $C_F C_V$

Fig. 10 Experimental results of force control for various lengths of hoses

本コントローラを用いた荷重制御の実験結果をFig. 10に示す。実験は、Table 2に示した長さの異なる3種類のホースをそれぞれサーボ弁とシリンダの間に接続して行った。コントローラの設計に用いたノミナルモデルでは、もっとも長い(a)のホースに対応する等価体積弾性係数を採用した。ホースの長さが異なっても、ひとつのコントローラで荷重が良く制御できていることがわかる。コントローラの周波数応答は、一見するとPIコントローラのそれと類似しており、図に示した範囲ではPIコントローラで近似することも可能と思われる。しかし、 H^∞ 制御理論によるコントローラはフィードバック制御系のロバスト性が理論的に保証されている点に利点がある。

次に、ノミナルモデルで考える管路長の選定が時間応答に及ぼす影響について検討する。管路の長さがTable 2に

Fig. 11 Experimental results for various nominal models

示した(a)~(c)のそれぞれの場合をノミナルモデルとして H^∞ コントローラを求め、荷重制御の実験を行った結果の一例をFig. 11に示す。実験に用いた管路の長さはTable 2の(c)である。いずれの場合も、立ち上がり時間ができるだけ短くなるように重み関数などを調整して得られた実験結果である。

制御を行わない状況での荷重応答の実験結果であるFig. 3を見た限りでは、時定数が中間の値を示す(b)の場合をノミナルモデルにすることがまず考えられる。Fig. 11に示す実験結果においても、管路長(b)をノミナルモデルとした場合は比較的優れた応答を示している。一方、最も長い(a)の場合をノミナルモデルとした場合も良い応答を示すが、管路がもっとも短い場合(c)をノミナルモデルとした場合は遅れを生じている。ことから、ノミナルモデルの選定の影響が推察される。しかし、一般に、 H^∞ 制御系の時間応答は重み関数の選定にも依存しており、重み関数の選定もあわせて考慮する必要がある。

7. 結 言

CSP技術で利用される樹脂封止プレスのモデルとして製作された水圧サーボ機構を利用して、ロバスト荷重制御系の設計手法を提案した。本研究では、サーボ弁とシリンダを接続する配管長の違い、サーボ弁の中立点における漏れ流量、固定壁のばね定数の不確かさを考慮し、ノミナルモデルのモデル誤差に対してロバストな荷重制御系を H^∞ 制御理論の混合感度問題を適用して設計する手法を提案した。

本研究で提案した手法は、ノミナルモデルのモデル誤差の定量的な評価に基づいている。不確かさを含むパラメータの変動範囲をもとめることは常に容易とはかぎらないが、しかし不確かさに対するロバスト性が補償されるメリット

は大きい。

参 考 文 献

- 1) 真田一志, 福富誠, 藤野欣也, 吉川耕造, 赤松俊介, 高橋圭瑞, 望月宣宏, 樹脂封止用水圧駆動プレスのシミュレーションに関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 第33巻第4号, 2002, pp. 99/106.
- 2) Kazushi Sanada, A Method of Designing a Robust Force Controller of a Water-Hydraulic Servo System, *Journal of Systems and Control Engineering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I*, Vol. 216, 2002, pp. 135/141.
- 3) 真田一志, 石川 格, 水圧駆動樹脂封止プレスの速度および荷重制御に関する研究 (基本制御系のシミュレーションと実験), 日本油空圧学会論文集, 第32巻第7号, 2001, pp. 178/184.
- 4) Eryilmaz, B., and Wilson, B.H. Combining Leakage and Orifice Flows in a Hydraulic Servovalve Model, *ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control*, 2000, 122, pp. 576–579.
- 5) Chiang, R.Y., and Safonov, M.G. *Robust Control Toolbox User's Guide ver. 2.0*, The MathWorks, Inc., 1996, pp. 49/51.