

平成 30 年度 修士論文

題目

タイトル

— サブタイトル —

指導教員

石川 将人 教授

大阪大学大学院 工学研究科 機械工学専攻

学籍番号 28E17076

名前

2016 年 2 月 xx 日

概要

卒業論文を L^AT_EX で書くときに参考になればと思い作りました. なぜかコンパイルできない, Word みたいな微調整ができなくて体裁が整わないなどの “L^AT_EX あるある” で, 無駄に時間を費やさないように, 本来時間を割くべきところにきちんと時間を割けるようにしましょう.

本テンプレートは使用を強要するものではありません. すでに Share フォルダ内に, 末岡先生が作られた大須賀研用のテンプレがありますのでそれを用いても構いません. あるいは自分で論文体裁を整えてもらっても構いません. 要するに論文が書ければそれでいいのです.

本テンプレートは完成度は高くありません. より多くの知識や経験を今後に生かすため, 気がついたことがあれば随時加筆修正を行ってくださいと幸いです. また, 第 ?? 章と第 ?? 章に書いてある内容なんかも参考にしてもらえればと思います.

Specification of this template

| | |
|----------------------------|--|
| 最終更新日 | 2019 年 1 月 11 日 |
| 本テンプレート保存場所 | /knight/share/テンプレート/LaTeX/thesis_utf8 |
| 動作確認した T _E X 環境 | TeX Live 2015: ptex2pdf. Mac OSX, Windows7 共に確認. |

Abstract

This paper discusses ...

目次

| | | |
|-------|---------------------------------|----|
| 第 1 章 | 緒言 | 1 |
| 第 2 章 | 基礎方程式 | 2 |
| 2.1 | サーボバルブ | 2 |
| 2.2 | 油圧シリンダー | 4 |
| 2.3 | 運動方程式と摩擦のモデル | 6 |
| 2.4 | モデルの線形化とラプラス変換 | 6 |
| 第 3 章 | システムの線形性とその同定 | 8 |
| 3.1 | 実験機とその構成 | 8 |
| 3.2 | 先端で発生する力までの線形性とモデルの同定 | 11 |
| 3.3 | 位置までの同定 | 15 |
| 3.4 | M 系列による同定 | 17 |
| 第 4 章 | 力制御 | 24 |
| 4.1 | 力推定アルゴリズム | 24 |
| 4.2 | PID 制御と I-PD 制御 | 24 |
| 4.3 | H_{∞} 制御 | 24 |
| 4.4 | 外乱に対する頑健性 | 24 |
| 参考文献 | | 26 |

目次

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | サーボバルブの図 | 3 |
| 2.2 | サーボバルブの図 | 3 |
| 3.1 | caption | 9 |
| 3.2 | system | 11 |
| 3.3 | FFT of f_{measure} | 12 |
| 3.4 | FFT of p_{hs} | 12 |
| 3.5 | FFT of p_{rs} | 13 |
| 3.6 | Frequency Response from Input to f_{measure} (7 MPa) | 14 |
| 3.7 | Frequency Response from Input to f_{thrust} (7 MPa) | 14 |
| 3.8 | FFT of Input to Position | 16 |
| 3.9 | Frequency Response from Input to Position | 16 |
| 3.10 | Generating Circuit of M-sequence | 17 |
| 3.11 | Input and Output Data | 19 |
| 3.12 | Input and Ooutput Data for System Identification | 19 |
| 3.13 | Input and Ooutput Data for Cross Validation | 20 |
| 3.14 | Compare data | 20 |
| 3.15 | Input and Output of Position | 22 |
| 3.16 | Input and Output of Position (after Integrate to Input) | 22 |
| 3.17 | Cross Validation of Position | 23 |
| 4.1 | Block Diagram for Force Control | 25 |

表目次

| | | |
|-----|---|----|
| 3.1 | Experiment System Configuration | 10 |
|-----|---|----|

第 1 章

緒言

一章ブランチの作成

第 2 章

基礎方程式

本章では油圧システムについてのモデリングの導出を行う。対象とする油圧システムの模式図は図で表され、4 ポートサーボバルブと片ロッドシリンダが接続されているものとなる。このサーボバルブとシリンダについて Jalali ら [1] に従いながら第一原理に基づき基礎方程式の記述を行う。

2.1 サーボバルブ

2.1.1 サーボバルブの各部名称とパラメータ

ここでは 4 ポート式サーボバルブの各部名称、および変数設定について述べる。

2.1.2 サーボバルブを通過する流量

作動流体がサーボバルブを通過する流れは、オリフィス流れであるとみなされる。オリフィスを通過する流量 Q は、一般に

$$Q = \alpha_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.1)$$

と表される。ここで、 α_d は流出係数 (discharge coefficient)、 A は流体の断面積、 ρ は流体の密度、 Δp はオリフィス前後の十分離れた場所における流体の圧力の差である。サーボバルブにおけるスプールの中立点からの変位を x_v とし、流体の流れる方向を考慮すると、式 2.1 は

$$Q(x_v, \Delta p) = c_v x_v \text{sign}(\Delta p) \sqrt{\Delta p} \quad (2.2)$$

$$c_v = \pi d_v \alpha_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.3)$$

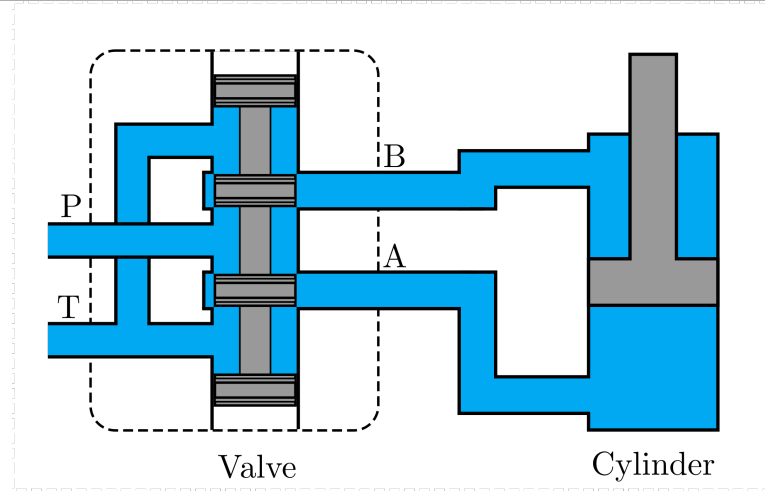


Fig. 2.1: サーボバルブの図

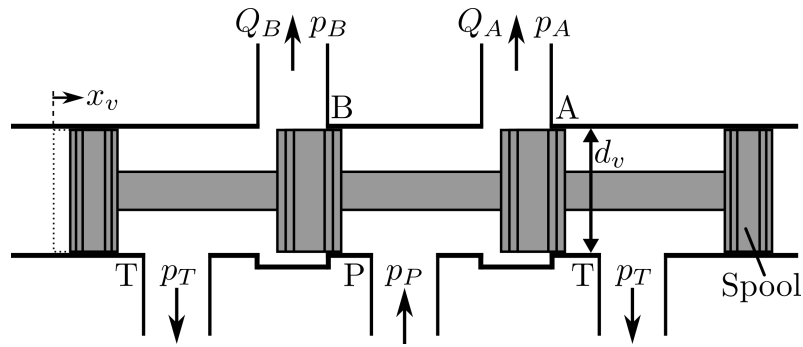


Fig. 2.2: サーボバルブの図

となる． $\text{sign}(\cdot)$ はシグナム関数であり，以下で定義される．

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1 & (\text{if } x > 0) \\ 0 & (\text{if } x = 0) \\ -1 & (\text{if } x < 0) \end{cases} \quad (2.4)$$

サーボバルブの制御ポート A から吐き出される流量 Q_A は、「供給ポート P から制御ポート A へ流れる流量 Q_{PA} 」と「制御ポート A から戻りポート T への流量 Q_{AT} 」の差分で表される．供給ポート P から制御ポート A へ流れるときのスプール変位 x_v を正とすると，このときには Q_{AT} は 0 となる．逆に x_v が負のときには Q_{PA} は 0 となる．こ

れらをまとめると, Q_A は, 式 2.2 も考慮すると,

$$\begin{aligned} Q_A &= Q_{PA} - Q_{AT} \\ &= c_{v_{PA}} \text{sg}(x_v) \text{sign}(p_P - p_A) \sqrt{|p_P - p_A|} \\ &\quad - c_{v_{AT}} \text{sg}(-x_v) \text{sign}(p_A - p_T) \sqrt{|p_A - p_T|} \end{aligned} \quad (2.5)$$

となる. 同様に, 制御ポート B へ吐き出される流量 Q_B は, 向きが Q_A と逆になることに注意して

$$\begin{aligned} Q_B &= Q_{PB} - Q_{BT} \\ &= -c_{v_{PB}} \text{sg}(-x_v) \text{sign}(p_P - p_B) \sqrt{|p_P - p_B|} \\ &\quad + c_{v_{BT}} \text{sg}(x_v) \text{sign}(p_B - p_T) \sqrt{|p_B - p_T|} \end{aligned} \quad (2.6)$$

となる. $\text{sg}(\cdot)$ は,

$$\text{sg}(x) = \begin{cases} x & (\text{if } x > 0) \\ 0 & (\text{if } x \leq 0) \end{cases} \quad (2.7)$$

で定義される関数である.

2.1.3 サーボバルブの動特性

サーボバルブへの指令電圧入力 u_v とスプール変位 x_v の関係は, 周波数応答などから式 2.8 に示す二次系の運動方程式で近似して表すことができる.

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{x}_v^* + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{x}_v^* + x_v^* + f_{hs} \text{sign}(\dot{x}_v^*) = K_v u_v^* \quad (2.8)$$

なお, u_v^* や x_v^* などとはそれぞれ入力電圧の最大値 $u_{v,max}$, スプール変位の最大値 $x_{v,max}$ で除して正規化されたものであり, 以下の式 2.9 から式 2.10 で定義される.

$$u_v^* = \frac{u_v}{u_{v,max}} \quad (2.9)$$

$$x_v^* = \frac{x_v}{x_{v,max}}, \quad \dot{x}_v^* = \frac{\dot{x}_v}{x_{v,max}}, \quad \ddot{x}_v^* = \frac{\ddot{x}_v}{x_{v,max}} \quad (2.10)$$

また, 式 2.8 において K_v はバルブのゲイン, ω_v は固有角振動数, D_v は粘性係数, f_{hs} はバルブのヒステリシスや応答感度を表す関数である.

2.2 油圧シリンダー

油圧シリンダー内の作動流体についてモデル化する. 流体の質量保存則は式 2.11 である.

$$\Sigma \dot{m}_{\text{in}} - \Sigma \dot{m}_{\text{out}} = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \dot{V} + \dot{\rho} V \quad (2.11)$$

V および \dot{V} は流体の体積とその時間変化率である． ρ は流体の密度であり，圧縮性流体においてはその表現方法は文献により様々であるが，本論文では以下の式 2.12 で定義される ρ を採用する．

$$\rho = \rho_i + \frac{\rho_i}{E(p)} p \quad (2.12)$$

ここで ρ_i は圧力が 0 のときの密度， $E(p)$ はバルクモジュールである， p は流体の圧力である．式 2.11 と式 2.12 より

$$\Sigma Q_{\text{in}} - \Sigma Q_{\text{out}} = \dot{V} + \frac{V}{E(p)} \dot{p} \quad (2.13)$$

となる．よって，シリンダ内の流量は次の式 2.14 および式 2.15 で表される．

$$Q_{\text{rod}} = \dot{V}_{\text{rod}} + \frac{V_{\text{rod}}}{E(p_{\text{rod}})} \dot{p}_{\text{rod}} \quad (2.14)$$

$$Q_{\text{head}} = \dot{V}_{\text{head}} + \frac{V_{\text{head}}}{E(p_{\text{head}})} \dot{p}_{\text{head}} \quad (2.15)$$

シリンダロッドの速度を \dot{x}_p とし，rod 側の受圧面積を A_r ，head 側の受圧面積を A_h とすると， \dot{V}_{rod} および \dot{V}_{head} は

$$\dot{V}_{\text{rod}} = A_r \dot{x}_p \quad (2.16)$$

$$\dot{V}_{\text{head}} = -A_h \dot{x}_p \quad (2.17)$$

と表わせ，式 2.14 および式 2.15 とあわせて，

$$\dot{p}_{\text{rod}} = \frac{E(p_{\text{rod}})}{V_{\text{rod}}} (Q_{\text{rod}} - A_r \dot{x}_p) \quad (2.18)$$

$$\dot{p}_{\text{head}} = \frac{E(p_{\text{head}})}{V_{\text{head}}} (Q_{\text{head}} - A_h \dot{x}_p) \quad (2.19)$$

となる．

ここで，Fig. 2.1 を考慮すると，シリンダへの流入/流出量は

$$Q_A = A_h \dot{x}_p \quad (2.20)$$

$$Q_B = A_r \dot{x}_p \quad (2.21)$$

と表せ，負荷による圧力降下（または単に負荷圧力）は

$$p_{\text{load}} = p_{\text{head}} - \frac{A_r}{A_h} p_{\text{rod}} \quad (2.22)$$

と表される．また，バルブとシリンダの間における圧力降下が無視できるときには， $p_A = p_{\text{head}}$ ， $p_B = p_{\text{rod}}$ であり，式 2.5，式 2.6，式 2.20，式 2.21，式 2.22 より，

$$\begin{cases} p_A = p_{\text{head}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(\left(\frac{A_r}{A_h} \right)^3 p_T + \left(\frac{A_r}{A_h} \right) p_P + p_{\text{load}} \right) \\ p_B = p_{\text{rod}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(\left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_T + p_P - \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_{\text{load}} \right) \end{cases} (\dot{x}_p > 0) \quad (2.23)$$

$$\begin{cases} p_A = p_{\text{head}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(\left(\frac{A_r}{A_h} \right) p_T + \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^3 p_P + p_{\text{load}} \right) \\ p_B = p_{\text{rod}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(p_T + \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_P - \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_{\text{load}} \right) \end{cases} (\dot{x}_p < 0) \quad (2.24)$$

となる．

2.3 運動方程式と摩擦のモデル

油圧シリンダのロッドの運動方程式は

$$m_{\text{rod}} \ddot{x}_p = A_h p_{\text{head}} - A_r p_{\text{rod}} - F_f(\dot{x}_p) - F_{\text{ext}} \quad (2.25)$$

と表せる． F_{ext} はロッドにかかる外力であり， $F_f(\dot{x}_p)$ は摩擦である．摩擦を表す代表的なモデルに Stribeck friction curve があり，式 2.26 で表される．

$$F_f(\dot{x}_p) = \sigma \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) \left(F_{c0} + F_{s0} \exp \left(-\frac{|\dot{x}_p|}{c_s} \right) \right) \quad (2.26)$$

σ は粘性摩擦， F_{c0} はクーロン摩擦， F_{s0} および c_s は静止摩擦のパラメータである．

2.4 モデルの線形化とラプラス変換

油圧システムにおいて，理想的にはポンプの供給圧力 p_P および戻り圧力 p_T は一定であるため，式 2.23 および式 2.24 を線形化すると

$$\Delta p_A = \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \Delta p_{\text{load}} \quad (2.27)$$

$$\Delta p_B = -\frac{(A_r/A_h)^2}{1 + (A_r/A_h)^3} \Delta p_{\text{load}} \quad (2.28)$$

となる．式 2.5 と式 2.6 をテイラー展開し，式 2.18，式 2.19，式 2.22，式 2.27，式 2.28 とあわせると，式 2.29 が得られる． K_1 から K_3 はそれぞれの項の係数をまとめたものである．

$$\Delta \dot{p}_{\text{load}} = K_1 \Delta x_v + K_2 \Delta p_{\text{load}} + K_3 \Delta \dot{x}_p \quad (2.29)$$

よって、式 2.22, 式 2.25, 式 2.26 をまとめ、ラプラス変換を施すと

$$X_p(s) = \frac{K_4 X_v(s) + K_5 F_{\text{ext}}(s)}{s(s^2 + K_6 s + K_7)} \quad (2.30)$$

となり、式 2.8 を考慮するとバルブへの入力からロッド位置までの伝達関数は

$$G_{xu} = \frac{X_p}{U(s)} = \frac{K_v K_1}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2D_v}{\omega_v} s + 1} \frac{K_9}{s^2 + K_6 s + K_7} \frac{1}{s} \quad (2.31)$$

となる。ここで K_4 から K_7 は係数をまとめたものである。これより、入力から位置までの伝達関数には積分器が含まれていることがわかる。

また、シリンダロッド先端を固定している際には $\dot{x}_p = \ddot{x}_p = 0$ であるため、式 2.8 および式 2.29 より、バルブへの入力から負荷圧力までの伝達関数は

$$G_{p_{\text{load}}u} = \frac{P_{\text{load}}}{U(s)} = \frac{K_v}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2D_v}{\omega_v} s + 1} \frac{K_1}{s - K_2} \quad (2.32)$$

となる。

第 3 章

システムの線形性とその同定

対象とするシステムのモデルを作成することで、直接力を測定することなく他のセンサの値から力を推定することが可能である。前章で導出した物理モデルにおいて未知パラメータを同定すればモデルの構築は可能である。しかし、バルクや粘性項などのパラメータは温度や圧力などに依存しており、これらのパラメータを正確にすること、そしてすべてのパラメータを同定してモデルを組み上げることは現実的には難しい。

そこで本章ではシステム同定を用いて油圧システムのモデルの構築を行う。システム同定にあたっては入出力関係を見て同定を行うため、未知パラメータを一つ一つ同定することなくモデルの作成を行うことが可能である。そこで、バルブへの電圧入力からシリンダ先端の位置及び先端で発生する力までのモデルを、システム同定を用いて導出する。力の同定ではシリンダ先端を固定した状態で同定をする。位置の同定にあたっては無負荷状態で行う。

3.1 実験機とその構成

本研究で使用する油圧システムの実験装置を Fig. ?? に示す。本装置は片ロッドの油圧シリンダ、ギヤポンプ、サーボバルブなどにより構成されており、シリンダにはワイヤ式エンコーダとロードセルが取り付けられている。また、圧力センサをサーボバルブの A ポートおよび B ポート、そしてシリンダのヘッド側とロッド側の入り口の計 4 箇所に取り付けてある。

コントローラ側は PC 及び AD/DA 変換器やカウンタで構成されており、実験装置に取り付けてあるセンサからの値の取得及びサーボバルブへの入力を行うことができる。センサ値の処理やサーボバルブへの入力をするための制御アルゴリズムは PC 上で MATLAB/Simulink を用いて組んでいる。本装置に用いている各部品の諸元を Table 3.1 にまとめる。また、システムの伝達経路の全体像は Fig. ?? のようになる。

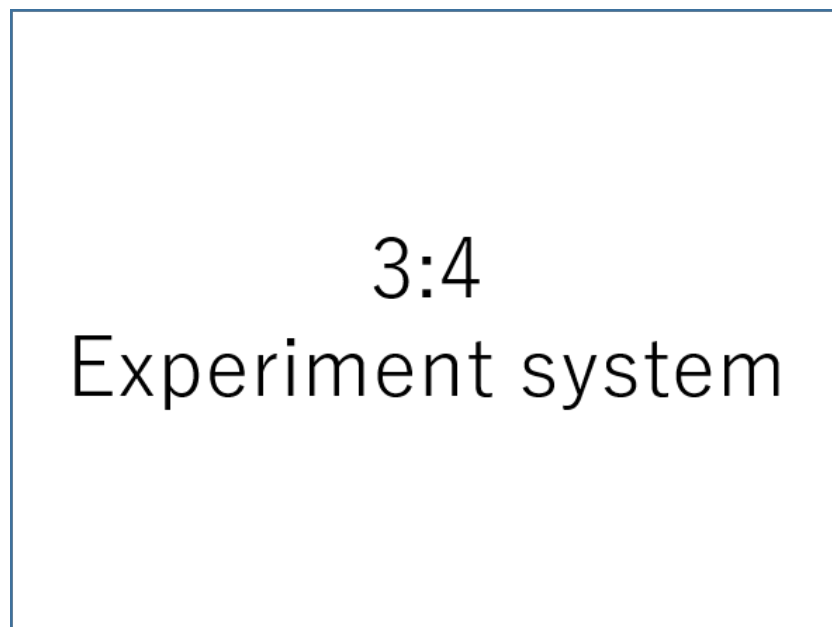


Fig. 3.1: caption

| Name | Maker | Model Number | Property |
|----------------------------|---|------------------|---|
| Servo Valve | nachi | J869-1000A | — |
| Hydraulic Cylinder | SMC | CHN-25-250 | internal diameter: 25 mm rod diameter: 12 mm |
| Gear Pump | — | — | rated power 7 Mpa, 2 l/min |
| Oil | JXTG Nippon Oil & Energy Corporation | Super Hyrando 32 | — |
| Load Cell | KYOWA | LUK-A-10kN | — |
| Pressure Sensor | KEYENCE | GP-M250? | — |
| Encoder | Micro Tech Laboratory | — | — |
| PC | mouse computer | — | cpu:i7-7900K gpu: OS:windows 10 education |
| AD/DA Converter Counter | Speedgoat | Speedgoat | — |
| MATLAB/Simulink | MathWorks | 2018b | — |

Table 3.1: Experiment System Configuration

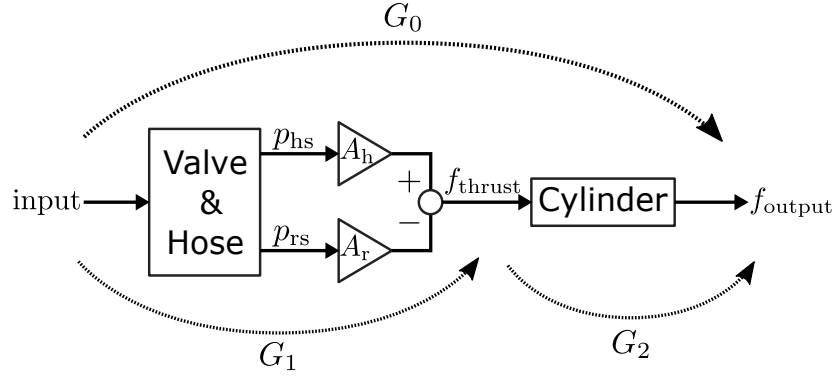


Fig. 3.2: system

3.2 先端で発生する力までの線形性とモデルの同定

バルブへの入力から先端で発生する力までのシステム同定にあたり，Fig. ??に示した伝達経路を Fig. 3.2 のように書き直す．input はコントローラからバルブへの電圧指令， f_{thrust} はシリンダの圧力および受圧面積より算出される推力， f_{output} は実際に先端で発生する力である．推力 f_{thrust} は式 3.1 により算出される．

$$f_{\text{thrust}} = A_h p_{\text{hs}} - A_r p_{\text{rs}} \quad (3.1)$$

ここで A_h はヘッド側の受圧面積， A_r はロッド側の受圧面積， p_{hs} はシリンダのヘッド側の圧力， p_{rs} はシリンダ側のロッド側の圧力である．なお，先端で発生する力とはロードセルにより測定された実測値であり，今後これを実測出力と呼ぶ．

3.2.1 線形性調査

バルブへの入力に対するシステムの物理量の応答の線形性について調べ，システムの特徴の把握を行う．対象とする物理量は，実測出力 f_{measure} およびシリンダに取り付けてあるヘッド側圧力 p_{hs} ，ロッド側圧力 p_{rs} である．

バルブへ正弦波入力を与えた際の応答をフーリエ変換し，そのピークが入力した正弦波の角速度と一致し，かつその他の角速度でピークが立たない場合に線形応答とみなすことができる．実験では，バルブへ入力する角速度として 0.1778 rad/s から 100 rad/s まで対数上で等間隔に 12 等分したものを採用した．サンプリング周期は 0.001 s であり，センサから取得される値にはローパスフィルタ (以降 LPF) として一次遅れの伝達関数 $1/(0.005s + 1)$ を通している．また，直流成分をフーリエ変換を施す前に除去し，フーリエ変換後には角速度のピークに着目するため，最大ピークで除すことで正規化している．

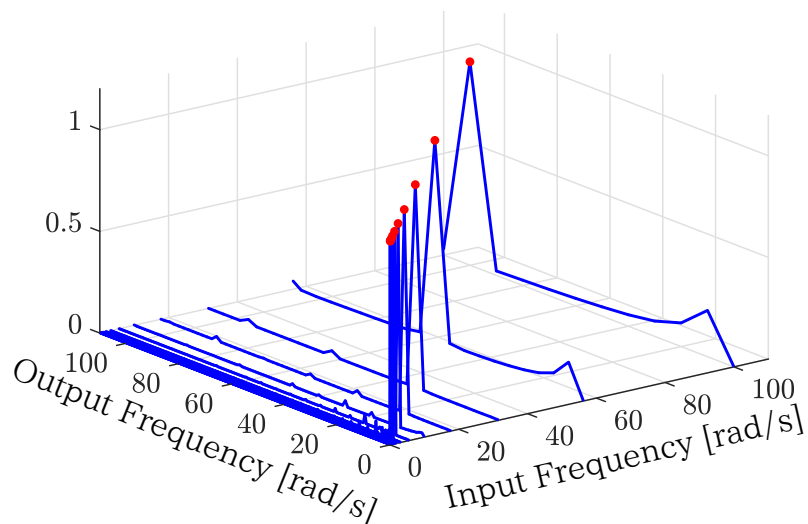


Fig. 3.3: FFT of f_{measure}

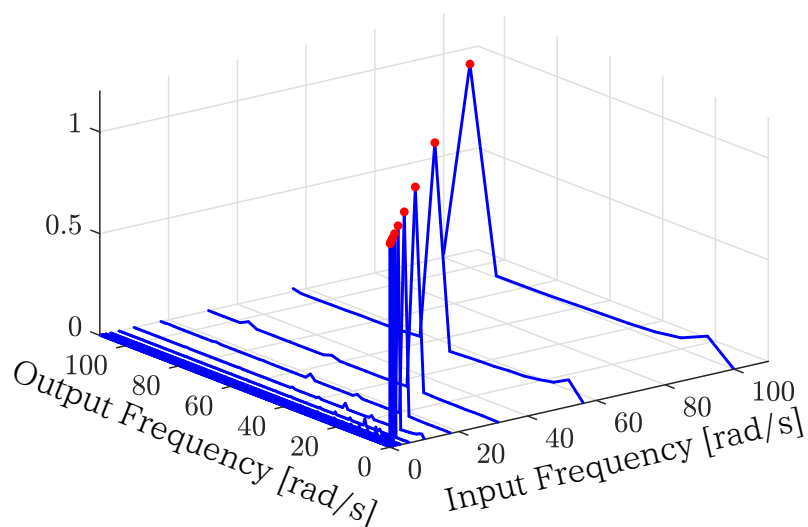


Fig. 3.4: FFT of p_{hs}

各物理量の応答を Fig. 3.3 から Fig. 3.5 に示す．これより最大ピークの角速度と入力した正弦波の角速度が一致しているため，これらの物理量の応答は線形であるとみなすことができる．よって対象とする油圧システムは線形なシステムとして扱い，同定することが可能である．

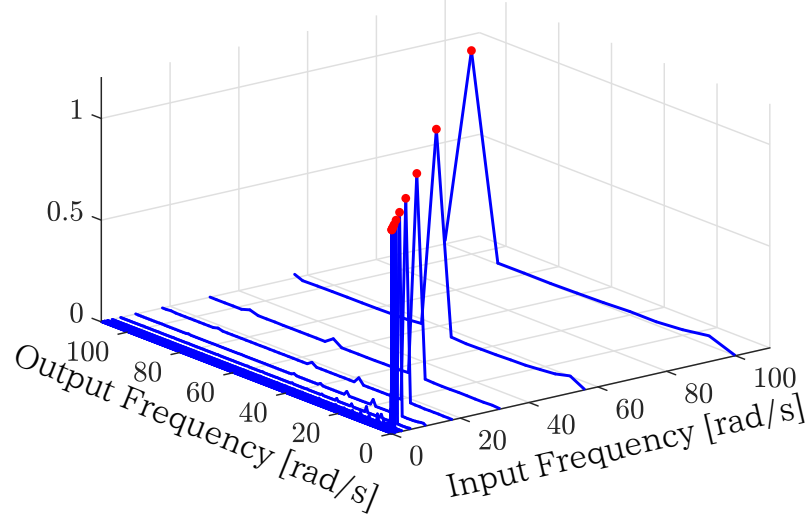


Fig. 3.5: FFT of p_{rs}

3.2.2 周波数応答と最小自乗法による伝達関数モデルの同定

入力から実測出力 f_{measure} および推力 f_{thrust} までのシステムを同定するにあたり、はじめに周波数応答を調べ、システムの特性を把握する。バルブへの入力に 3.2.1 節と同様に正弦波入力を角速度を 0.1778 rad/s から 100 rad/s まで対数上で等間隔に 12 等分したものを与え、その際の実測出力 f_{measure} の振幅比と位相遅れをプロットすると Fig. 3.6 のようになる。また、バルブへの入力から推力 f_{thrust} までの周波数応答は Fig. 3.7 のようになる。

Fig. 3.6 により、入力から実測出力 f_{measure} までのシステムは式 3.2 で表されるムダ時間を含む二次遅れ系であると判断した。

$$G_{\text{input}2f_{\text{measure}}} = \frac{a}{(s+b)(s+c)} e^{-ds} \quad (3.2)$$

式 3.2 の周波数応答が Fig. 3.6 と一致するように最小自乗法を用いて係数を決定すると、式 3.3 となる。

$$G_{\text{input}2f_{\text{measure}}} = \frac{41.82}{(s+0.34)(s+130)} e^{-0.016s} \quad (3.3)$$

同様に、入力から推力 f_{thrust} までの応答はムダ時間を含む一次遅れ系であるとし、その係数を求めると、式 3.4 となる。

$$G_{\text{input}2f_{\text{thrust}}} = \frac{3.4}{s+0.34} e^{-0.01s} \quad (3.4)$$

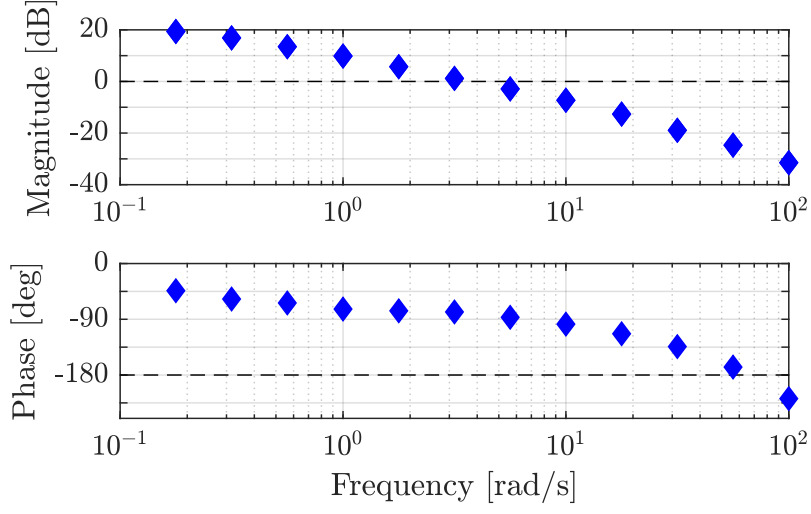


Fig. 3.6: Frequency Response from Input to f_{measure} (7 MPa)

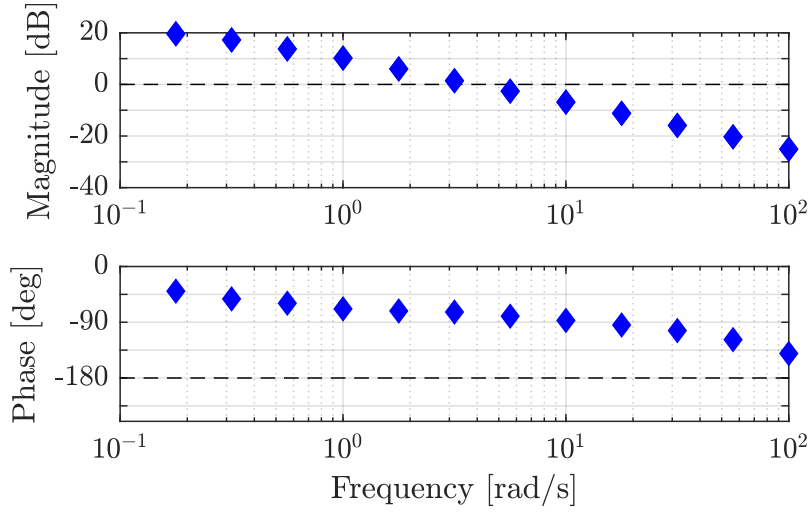


Fig. 3.7: Frequency Response from Input to f_{thrust} (7 MPa)

よって、推力 f_{thrust} から実測出力 f_{measure} までの伝達関数は式 3.3 と式 3.4 より式 3.5 となる。

$$G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}} = \frac{123}{s + 130} e^{-0.006s} \quad (3.5)$$

3.3 位置までの同定

バルブ入力からシリンダ位置までの応答のモデルの同定を行う。本節ではシリンダ先端を拘束せず、自由に動く状態で同定を行う。

油圧シリンダにおける入力から位置までの同定は、線形な応答を前提に同定入力として正弦波の足し合わせを入力したもの [2, 3] や、M 系列による同定を行っているもの [4, 5]、パラメータ同定を行っているもの [6] がある。本論文でははじめに、対象としている実験機のシリンダの応答の線形性を調べ、前節と同様に最小自乗法による周波数領域での同定、そして M 系列による同定を行う。

3.3.1 線形性調査

バルブに正弦波入力を与え、位置の応答をフーリエ変換してピークを見ることにより線形性を調べる。入力する正弦波の角速度は 3.2.1 節と同様に 0.1776 rad/s から 100 rad/s までを対数上で等間隔に 12 等分したものを与える。

位置までの応答をフーリエ変換した結果を Fig. 3.8 に示す。Fig. 3.8 において、入力した正弦波よりも低周波の部分でピークが立っており、応答は厳密には線形応答とは言えない。本論文においてモデルを得たい領域は比較的低周波の領域であり、正弦波入力の角速度が 50 rad/s 以下の領域ではピークが大きくなり線形として扱える。また先行研究において、線形システムとして同定を行った場合でも良い結果が得られていることなどより、本論文においても線形応答の対象としてシステムの同定を試みる。

3.3.2 周波数応答と最小自乗法によるモデル同定

位置の応答までの周波数応答を Fig. 3.9 に示す。このときのポンプ圧力は 7 MPa である。Fig. 3.9 より位置までの応答は積分器と一次遅れとムダ時間を含むシステムであると判断でき、最小自乗法により伝達関数モデルを求めると式 3.6 となる。

$$G_{\text{input2position}} = \frac{330}{s(s + 60)} e^{-0.002s} \quad (3.6)$$

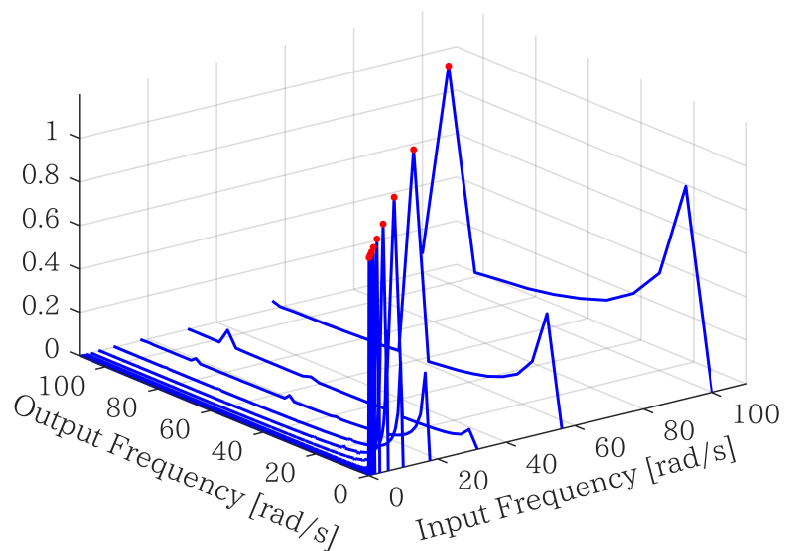


Fig. 3.8: FFT of Input to Position

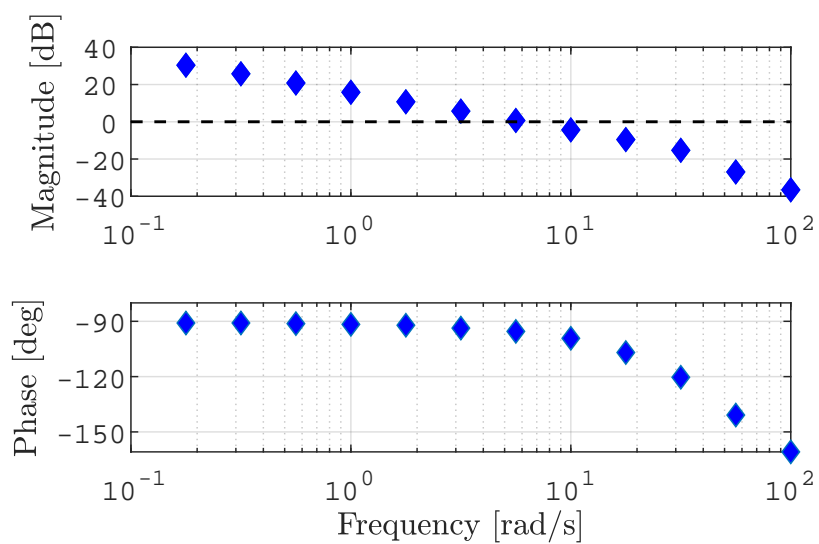


Fig. 3.9: Frequency Response from Input to Position

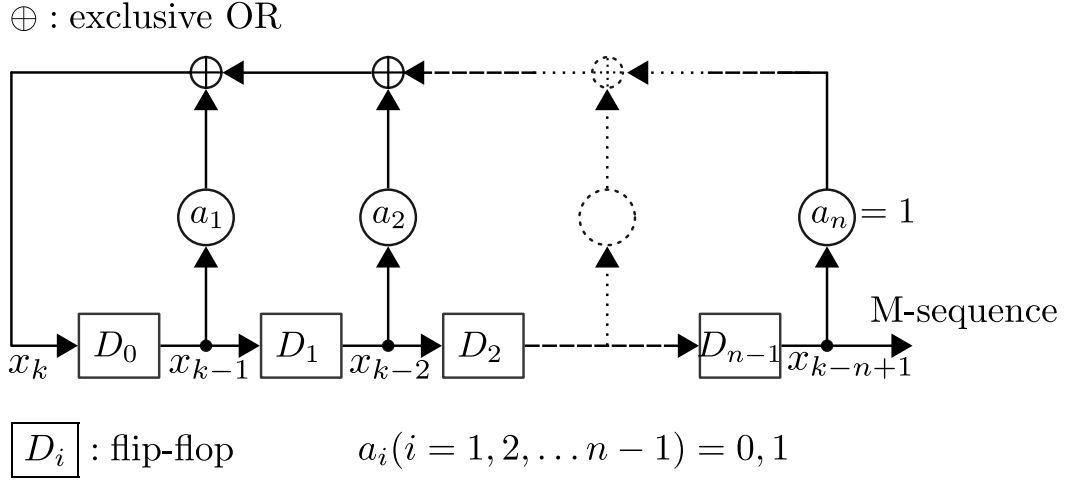


Fig. 3.10: Generating Circuit of M-sequence

3.4 M 系列による同定

3.2 節および 3.3 節では周波数領域で最小自乗法を適用することにより，伝達関数モデルを得た．本来，対象とするシステムの正確なモデルを得るためには白色雑音を入力として用いることが望ましいが，現実的に白色雑音の適用は不可能であり，代わりとして擬似白色雑音を用いられる．擬似白色雑音の一つが M 系列と呼ばれる信号系列であり，信号の生成が比較的簡単であるためシステム同定の入力としてよく用いられている [7, 8]．そこで本節では，同定入力に M 系列を用いた場合のシステム同定について述べる．

3.4.1 M 系列の性質

M 系列とは，Fig. 3.10 に示す回路により生成される，0 と 1 から構成される擬似白色雑音である．Fig. 3.10 は n 段のシフトレジスタの各段の値に係数 a_i を掛けてフィードバックし，排他的論理和を適用させる構成になっている．最初，シフトレジスタの各段には 0 または 1 の値が格納されており，全て 0 でなければその組み合わせは任意である．これにより発生する M 系列は以下の特徴をもつ [9, 10, 11]．

- 周期系列であり，系列長は $p = 2^n - 1$ である．(周期性)
- 1 周期内に 0 は $2^{n-1} - 1$ 個，1 は 2^{n-1} 個存在する．(均一性)
- 1 周期内において連続した n 個の要素に着目したとき，そのビットパターンは全ての値が 0 である場合を除く全てのパターンが現れる．
- M 系列中の 1 を +1 に，0 を -1 に対応させると，自己相関関数 ϕ_j は式 3.7 のよう

になる． j は元の系列をシフトさせる数である．

$$\phi_j = \begin{cases} 1 & \text{for } j \equiv 0 \pmod{p} \\ \frac{-1}{p} & \text{for } j \not\equiv 0 \pmod{p} \end{cases} \quad (3.7)$$

3.4.2 システム同定（入力から力）

バルブへの入力から力までの同定について M 系列を用いての同定を行う．M 系列を用いるさいのサンプリング周波数は，バンド幅の 10 倍程度に設定するのがよい [7]，Fig. 3.6 を参考にして，サンプリング時間 0.2s とし，シフトレジスタの個数 n は 8 とした．

バルブへの入力と，力の入出力関係を Fig. 3.11 に示す．Fig. 3.11 のうち，10～70s を同定用のデータとして (Fig. 3.12)，72～100s を検証用データとして (Fig. 3.13) 用いる．

同定した伝達関数 $G_{\text{input2f}_{\text{measure}}}$ は，式 3.8 であり，分子第 2 項および分母第 3 項を微小として無視し整理すると，式 3.9 となる．

$$G_{\text{input2f}_{\text{measure}}} = \frac{4.193s + 0.02265}{s^2 + 1.118s + 7.614 \times 10^{-11}} e^{-0.02s} \quad (3.8)$$

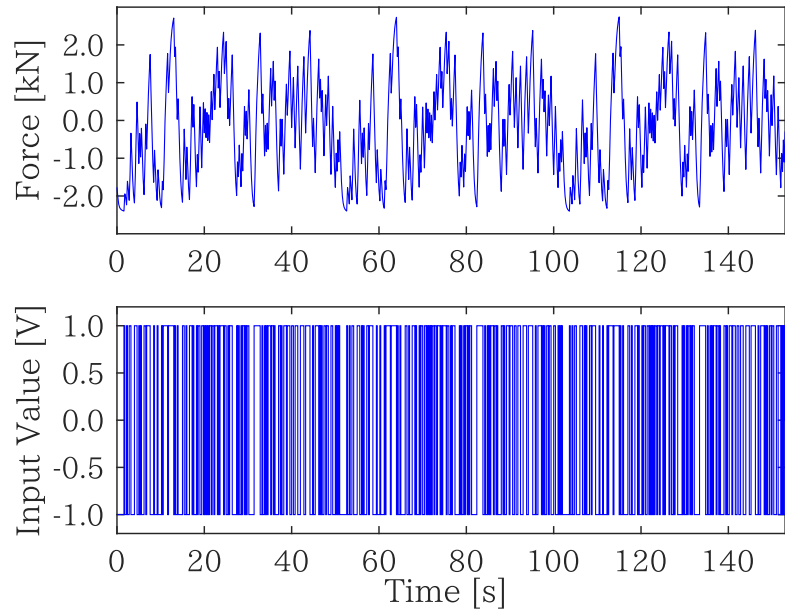
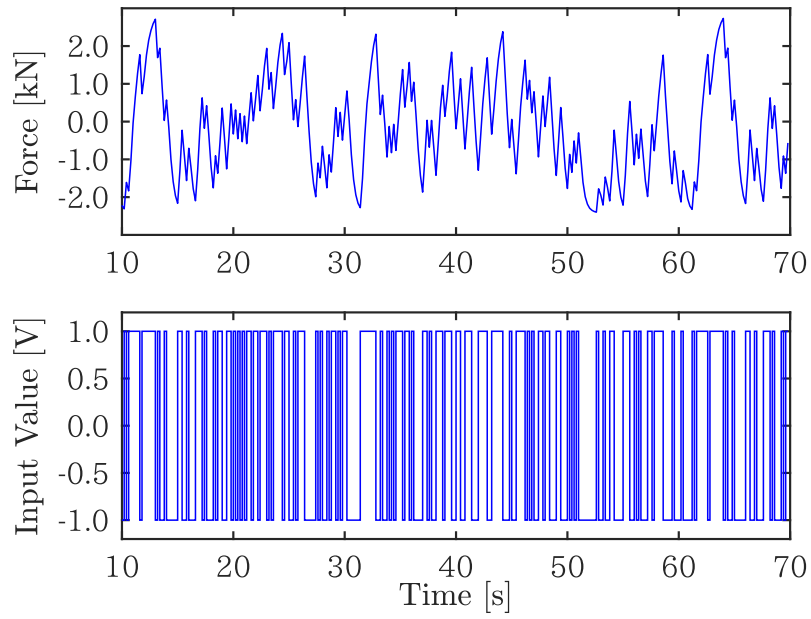
$$G_{\text{input2f}_{\text{measure}}} = \frac{4.19}{s + 1.12} e^{-0.02s} \quad (3.9)$$

式 3.8 および式 3.9 の応答と，Fig. 3.13 の結果を比較すると，Fig. 3.14 のようになる．tf(w/o shaping) が式 3.8 の応答，tf(with shaping) が式 3.9 の応答である．それぞれの横に書いてある数字は Fit 率であり，式 3.10 で算出される適合率の値である．

$$\text{Fit} = \left(1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N |\hat{y}(k) - y(k)|^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N |y(k) - \bar{y}|^2}} \right) \times 100 \quad (3.10)$$

ここで， $y(k)$ は実際の出力， $\hat{y}(k)$ はモデルの出力， \bar{y} は実際の出力の平均値である．Fig. 3.14 より，微小項を無視しても Fit 率がほぼ下がっていないので式 3.9 を同定結果として用いても問題ない．よって式 3.9 を $\text{model TD:}G_{\text{input2f}_{\text{measure}}}^{\text{TD}}$ として扱う．

$$G_{\text{input2f}_{\text{measure}}}^{\text{TD}} = \frac{4.19}{s + 1.12} e^{-0.02s} \quad (3.11)$$

**Fig. 3.11:** Input and Output Data**Fig. 3.12:** Input and Output Data for System Identification

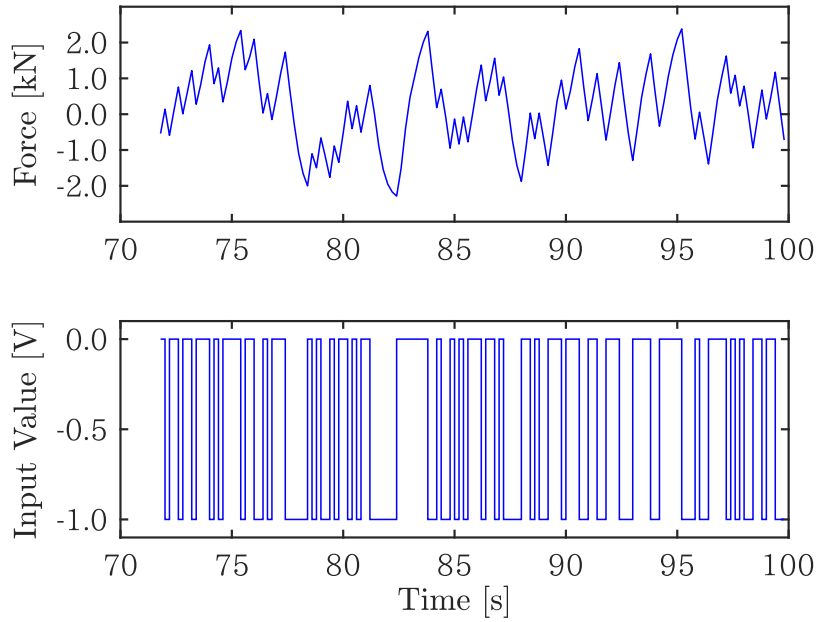


Fig. 3.13: Input and Ooutput Data for Cross Validation

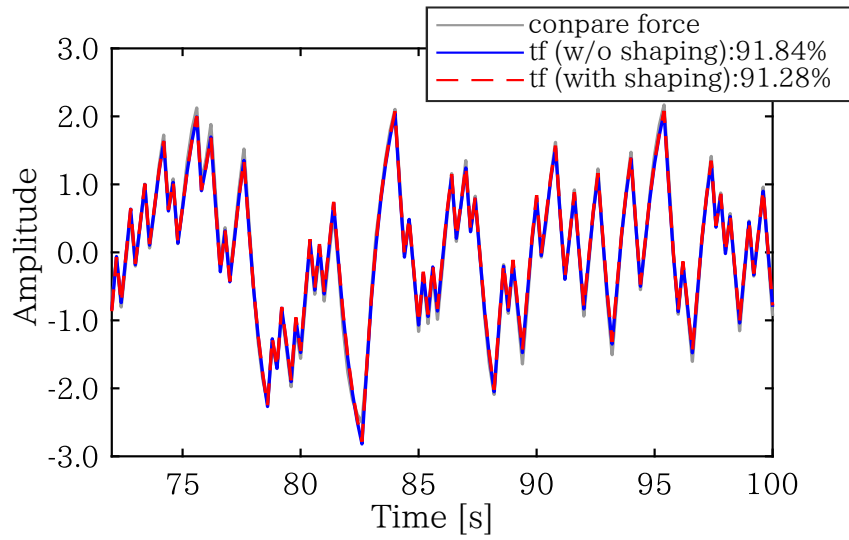


Fig. 3.14: Compare data

3.4.3 システム同定（入力から位置）

シリンダ先端を無負荷にした際の入力から位置までのシステムを同定する。Fig. 3.9 より，バルブへの入力から位置までには積分器が含まれている。そのため，同定においては積分器が含まれることを前提としたシステム同定 [12] を行う。具体的な手法は以下のとおり。

積分器を有するシステムの同定手法

同定したいプラント $P(s)$ に積分器が m 個含まれているとき，その入出力関係をラプラス変換すると式 3.12 となる。

$$Y(s) = P(s)U(s) = \frac{1}{s^m} P'(s)U(s) \quad (3.12)$$

ここで， $P'(s)$ は積分器を含まないシステムである。式 3.12 において $1/s^m U(s)$ を新たな入力 $U_{\text{new}}(s)$ とし，入出力関係から m 次トレンドを除去して同定を行うことにより $P'(s)$ が求められる。 $P'(s)$ と $1/s^m$ を合わせることで，所望のシステムの伝達関数 $P(s)$ を得ることが可能である。

3.4.2 と同様に，シフトレジスタの数 n を 8，サンプリング周期 0.2 s としたバルブへの入力と，位置の応答の入出力関係を Fig. 3.15 に示す。Fig. 3.15 の入力に積分器を通した後の入出力関係は Fig. 3.16 となる。Fig. 3.16 から 1 次トレンドを除去して同定したのち，積分器を付加した伝達関数 $G_{\text{input2position}}^{\text{TD}}$ は，

$$G_{\text{input2position}}^{\text{TD}} = \frac{1}{s} \frac{327.5}{s + 48.32} e^{-0.002s} \quad (3.13)$$

となる。式 3.13 の応答を実際の応答と比較すると，Fig. 3.17 となり，適合率 97.25 % の同定ができることがわかる。これより，入力から位置までの同定には，積分器の存在を陽に考慮した同定が有効であると言える。

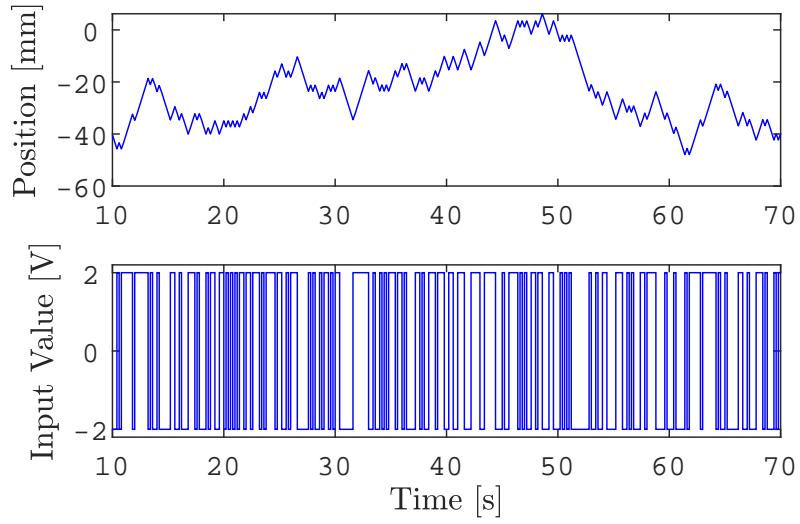


Fig. 3.15: Input and Output of Position

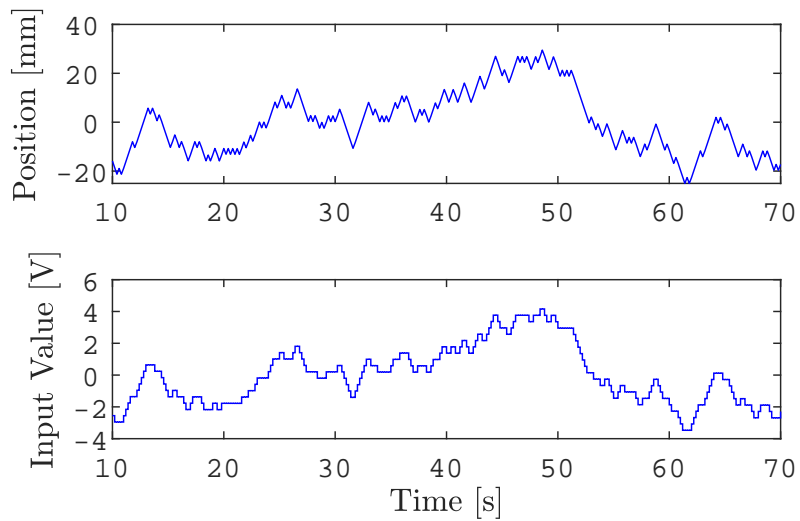
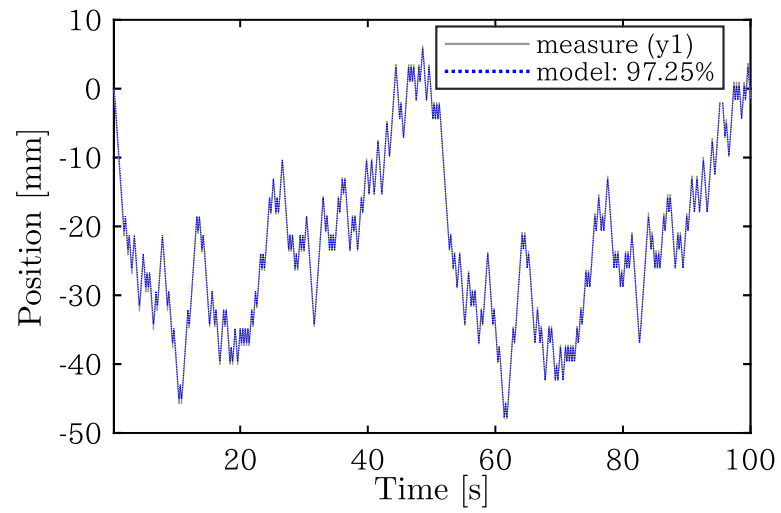


Fig. 3.16: Input and Output of Position (after Integrate to Input)

**Fig. 3.17:** Cross Validation of Position

第 4 章

力制御

油圧システムの力制御については，センサを取り付けて直接力を測定したり，式 3.1 による推力をそのままシリンダの出力として用いる方法がとられてきた [13, 14, 15, 16]. 本章では， $G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}}$ を用いて出力を推定する推定アルゴリズムおよび制御器の設計とその比較を行う．

4.1 力推定アルゴリズム

力制御をおこなうためのシステムのブロック線図を Fig. 4.1 に示す．油圧シリンダの head 側および rod 側の圧力と受圧面積から式 3.1 を用いて推力 f_{thrust} を計算して伝達関数 $G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}}$ へ入力し，その出力を推定出力 f_{estimate} としてフィードバックする．実際に発生している実測出力 f_{measure} は Load Cell により測定される．

4.2 PID 制御と I-PD 制御

4.3 H_{∞} 制御

4.3.1 H_{∞} 制御器

4.3.2 状態空間表現

4.3.3 サーボ系 H_{∞} 制御器

4.4 外乱に対する頑健性

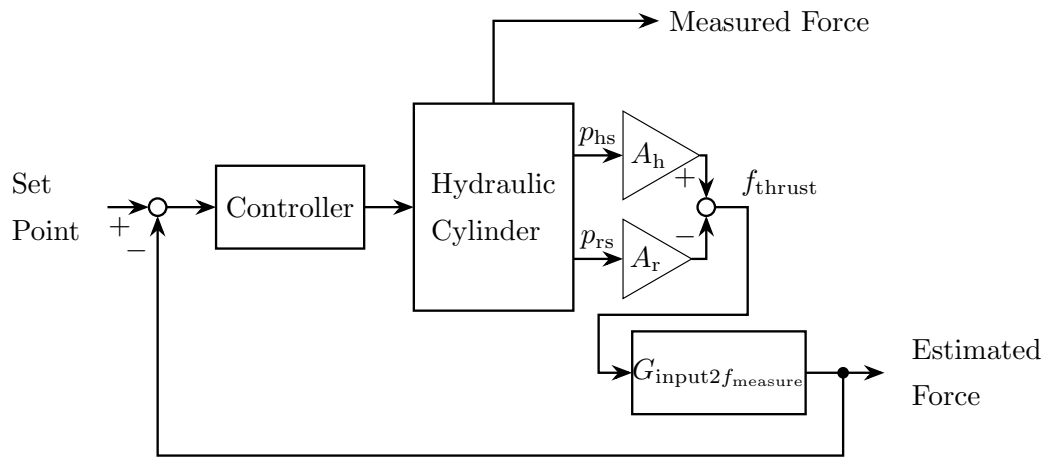


Fig. 4.1: Block Diagram for Force Control

参考文献

- [1] Mohieddine Jelali and Andreas Kroll. *Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [2] TG Ling, MF Rahmat, and AR Husain. System identification and control of an electro-hydraulic actuator system. In *Signal Processing and its Applications (CSPA), 2012 IEEE 8th International Colloquium on*, pp. 85–88. IEEE, 2012.
- [3] Jian-ming Zheng, Sheng-dun Zhao, and Shu-guo Wei. Application of self-tuning fuzzy pid controller for a srm direct drive volume control hydraulic press. *Control engineering practice*, Vol. 17, No. 12, pp. 1398–1404, 2009.
- [4] 松本貴夢, 大須賀公一, 石川将人, 吉灘裕, 小谷貴幸, 松尾公彦. 6 軸油圧マニピュレータのシステム同定. フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp. 84–86, 2016.
- [5] 松本貴夢, 杉本克文, 瀬戸山靖広, 石川将人, 吉灘裕, 大須賀公一, 酒井悟, 小谷貴幸, 松尾公彦. 6 軸油圧マニピュレータのモデリングと制御. ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2016, pp. 1A1–09b7. 一般社団法人 日本機械学会, 2016.
- [6] 前島祐三, 酒井悟, 中西稔, 大須賀公一. 油圧アームの基底パラメータ同定法とモデル検証. 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 43, No. 1, pp. 16–21, 2011.
- [7] 足立修一. システム同定の基礎. 東京電機大学出版局, 9 2009.
- [8] 柏木潤, 劉旻, 原田博之, 山口晃生. M 変換の性質と同定への応用. 計測自動制御学会論文集, Vol. 34, No. 12, pp. 1785–1790, 1998.
- [9] 吉谷清澄. Pn 系列 特に m 系列について. 電波研究所季報, Vol. 17, No. 90, pp. 249–263, 1971.
- [10] 近藤勝也. M 系列を用いた線形システムの周波数特性測定に関する調査. 研究紀要, No. 40, pp. 59–64, 2004.
- [11] 柏木潤. M 系列再発見. 計測と制御, Vol. 20, No. 2, pp. 236–245, 1981.
- [12] 竹下侑, 川口貴弘, 足立修一. 積分器を有するシステムの同定について. 計測自動制御学会論文集, Vol. 50, No. 4, pp. 342–347, 2014.
- [13] Claudio Semini, Nikos G Tsagarakis, Emanuele Guglielmino, and Darwin G Caldwell. Design and experimental evaluation of the hydraulically actuated pro-

-
- tototype leg of the hyq robot. In *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2010 IEEE/RSJ International Conference on*, pp. 3640–3645. IEEE, 2010.
- [14] Claudio Semini. Hyq-design and development of a hydraulically actuated quadruped robot. *Doctor of Philosophy (Ph. D.), University of Genoa, Italy*, 2010.
- [15] 川端健太郎, 西拓紀, 鳥居裕貴, 北浦誠人, 兼松宏多, 玄相昊. 1a1-i02 油圧式 4 脚歩行ロボット rl-a1 の開発 (力制御型液圧駆動ロボット (1)). ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2014, pp. 1A1–I02_1. 一般社団法人 日本機械学会, 2014.
- [16] 岡田大貴, 横小路泰義, 田崎勇一, 吉灘裕, 中村晋也, 倉鋪圭太. 多自由度油圧駆動ロボットのシリンダ圧に基づく手先負荷力推定による力覚フィードバック. ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2017, pp. 2A1–P06. 一般社団法人 日本機械学会, 2017.