

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  $\text{\LaTeX}$  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 “ $\text{\LaTeX}$  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 1 日
本テンプレート保存場所	/knight/share/テンプレート/ $\text{\LaTeX}$ /thesis_utf8
動作確認した $\text{\TeX}$ 環境	$\text{\TeX}$ Live 2015: ptex2pdf. Mac OSX, Windows7 共に確認.

# Abstract

This paper discusses ...

# 目次

第 1 章	システムの線形性とその同定	1
1.1	実験機とその構成 . . . . .	1
1.2	先端で発生する力までの線形性とモデルの同定 . . . . .	2
1.3	位置までの同定 . . . . .	7
1.4	M 系列による同定 . . . . .	9
参考文献		11

# 図目次

1.1	caption . . . . .	2
1.2	system . . . . .	3
1.3	FFT of $f_{\text{measure}}$ . . . . .	4
1.4	FFT of $p_{\text{hs}}$ . . . . .	4
1.5	FFT of $p_{\text{rs}}$ . . . . .	5
1.6	Frequency Response from Input to $f_{\text{measure}}$ (7 MPa) . . . . .	6
1.7	Frequency Response from Input to $f_{\text{thrust}}$ (7 MPa) . . . . .	6
1.8	FFT of Input to Position . . . . .	8
1.9	Frequency Response from Input to Position . . . . .	8
1.10	Generating Circuit of M-sequence . . . . .	10

# 表目次

1.1	Experiment System Configuration . . . . .	3
-----	---	---

## 第 1 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。

### 1.1 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 1.1 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。

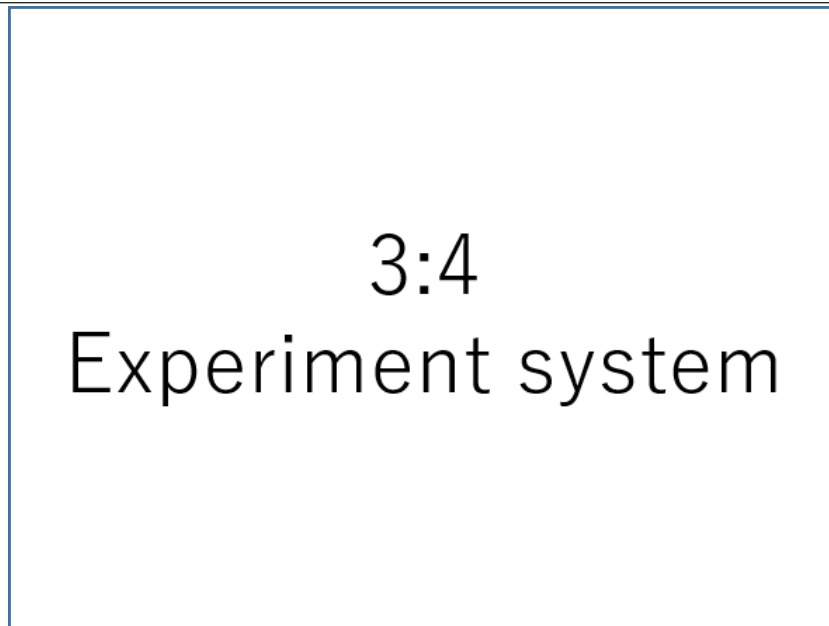


Fig. 1.1: caption

## 1.2 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. 1.2 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， $f_{\text{thrust}}$  はシリンダの圧力および受圧面積より算出される推力， $f_{\text{output}}$  は実際に先端で発生する力である．推力  $f_{\text{thrust}}$  は式 1.1 により算出される．

$$f_{\text{thrust}} = A_h * p_{\text{hs}} - A_r * p_{\text{rs}} \quad (1.1)$$

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， $p_{\text{hs}}$  はシリンダのヘッド側の圧力， $p_{\text{rs}}$  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．

### 1.2.1 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，システムの特性の把握を行う．対象とする物理量は，実測出力  $f_{\text{measure}}$  およびシリンダに取り付けてあるヘッド側圧力  $p_{\text{hs}}$ ，ロッド側圧力  $p_{\text{rs}}$  である．

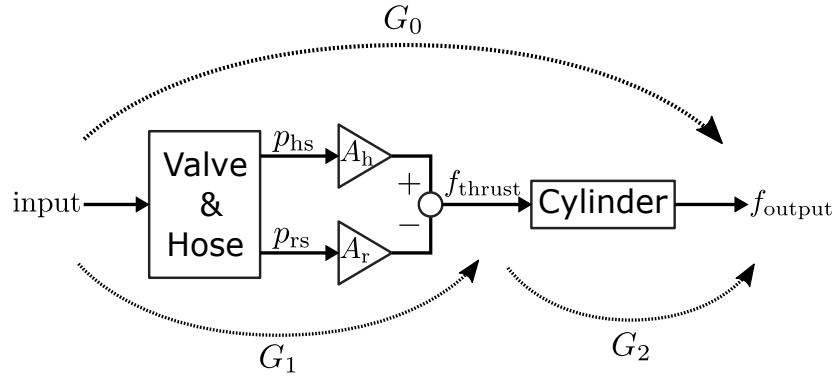
バルブへ正弦波入力を与えた際の応答をフーリエ変換し，そのピークが入力した正弦波の角速度と一致し，かつその他の角速度でピークが立たない場合に線形応答とみなすこ



1.2. 先端で発生する力までの線形性とモデルの同定

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
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	—

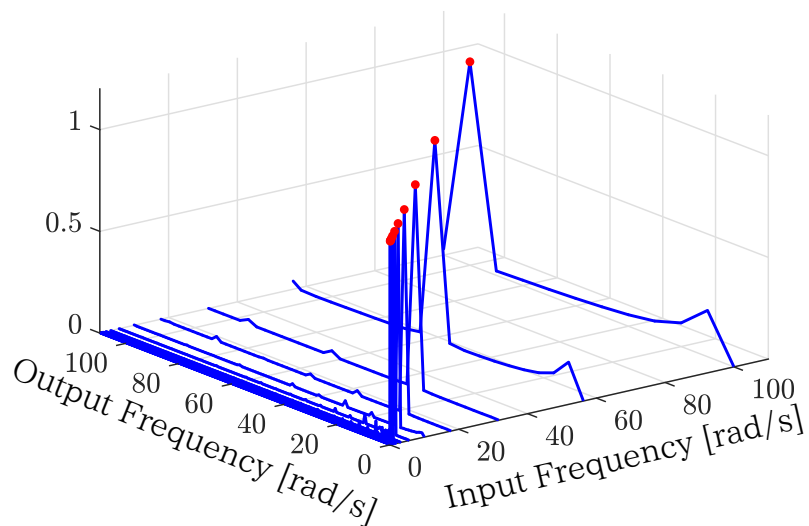
**Table 1.1:** Experiment System Configuration



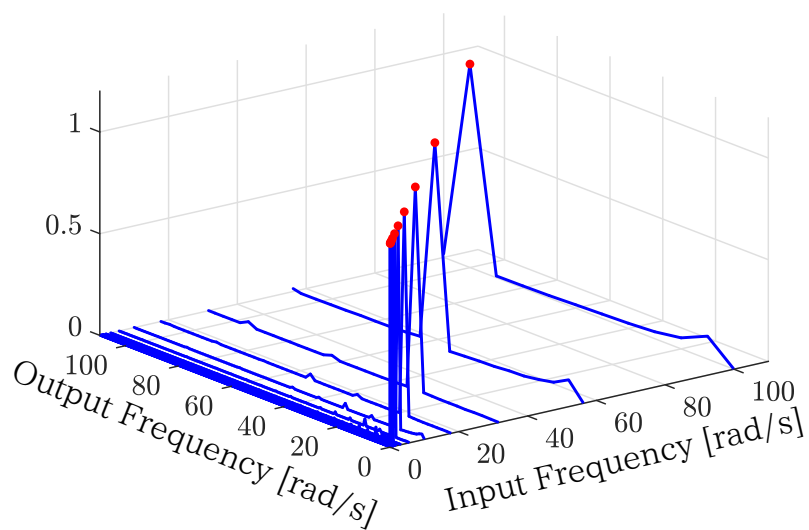
**Fig. 1.2:** system

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．

各物理量の応答を Fig. 1.3 から Fig. 1.5 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

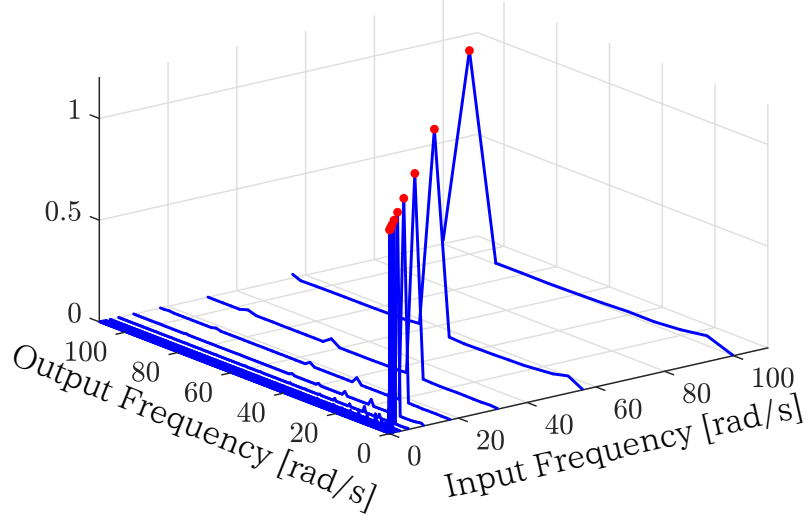


**Fig. 1.3:** FFT of  $f_{\text{measure}}$



**Fig. 1.4:** FFT of  $p_{\text{hs}}$

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. 1.5: FFT of  $p_{rs}$ 

### 1.2.2 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  $f_{\text{measure}}$  および推力  $f_{\text{thrust}}$  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 1.2.1 節と同様に正弦波入力を角速度を  $0.1778 \text{ rad/s}$  から  $100 \text{ rad/s}$  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  $f_{\text{measure}}$  の振幅比と位相遅れをプロットすると Fig. 1.6 のようになる。また、バルブへの入力から推力  $f_{\text{thrust}}$  までの周波数応答は Fig. 1.7 のようになる。

Fig. 1.6 により、入力から実測出力  $f_{\text{measure}}$  までのシステムは式 1.2 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。

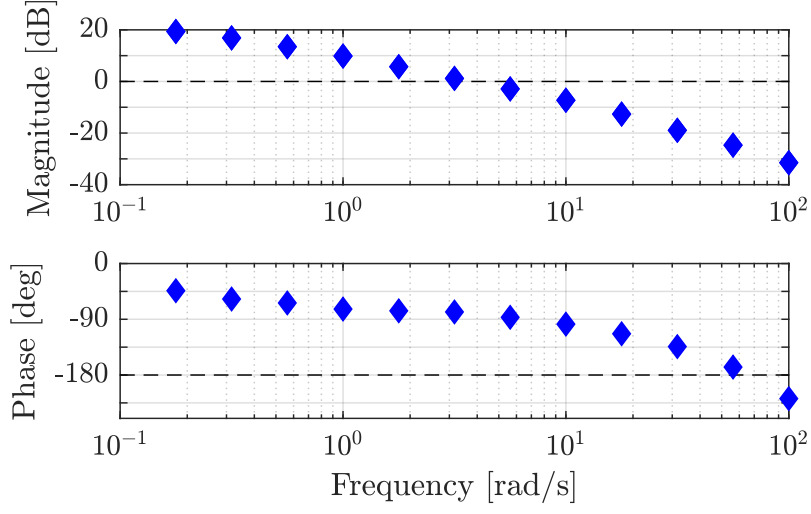
$$G_{\text{in}2f_{\text{measure}}} = \frac{a}{(s+b)(s+c)} e^{-ds} \quad (1.2)$$

式 1.2 の周波数応答が Fig. 1.6 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 1.3 となる。

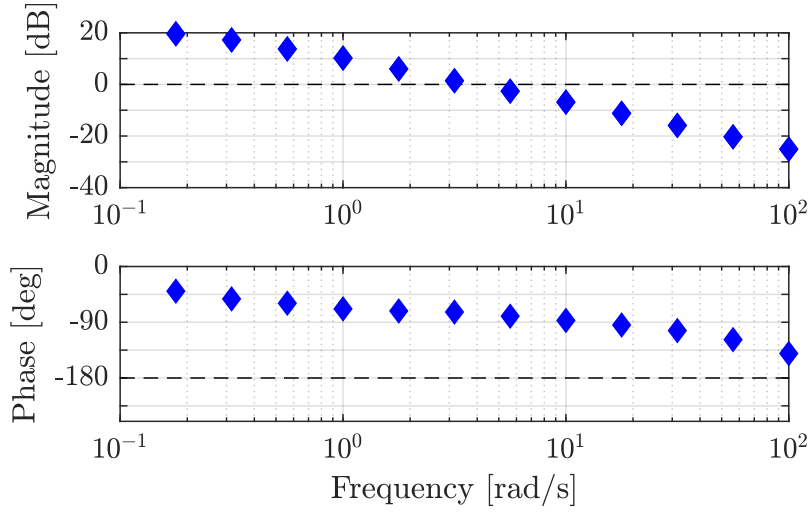
$$G_{\text{in}2f_{\text{measure}}} = \frac{41.82}{(s+0.34)(s+130)} e^{-0.016s} \quad (1.3)$$

同様に、入力から推力  $f_{\text{thrust}}$  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 1.4 となる。

$$G_{\text{in}2f_{\text{thrust}}} = \frac{3.4}{s+0.34} e^{-0.01s} \quad (1.4)$$



**Fig. 1.6:** Frequency Response from Input to  $f_{\text{measure}}$  (7 MPa)



**Fig. 1.7:** Frequency Response from Input to  $f_{\text{thrust}}$  (7 MPa)

よって、推力  $f_{\text{thrust}}$  から実測出力  $f_{\text{measure}}$  までの伝達関数は式 1.3 と式 1.4 より式 1.5 となる。

$$G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}} = \frac{123}{s + 130} e^{-0.006s} \quad (1.5)$$

## 1.3 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 [1, 2] や、M 系列による同定を行っているもの [3, 4]、パラメータ同定を行っているもの [5] 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。

### 1.3.1 線形性調査

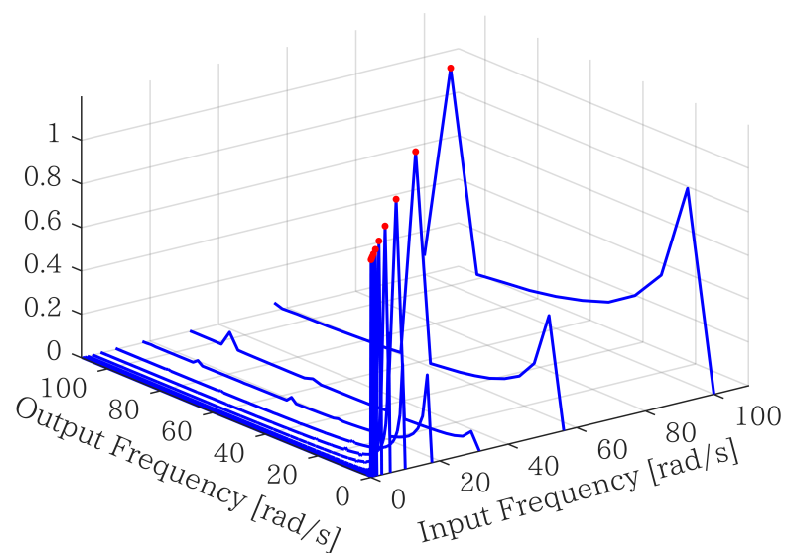
バルブに正弦波入力を与え、位置の応答をフーリエ変換してピークを見ることにより線形性を調べる。入力する正弦波の角速度は 1.2.1 節と同様に 0.1776 rad/s から 100 rad/s までを対数上で等間隔に 12 等分したものを与える。

位置までの応答をフーリエ変換した結果を Fig. 1.8 に示す。Fig. 1.8 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。

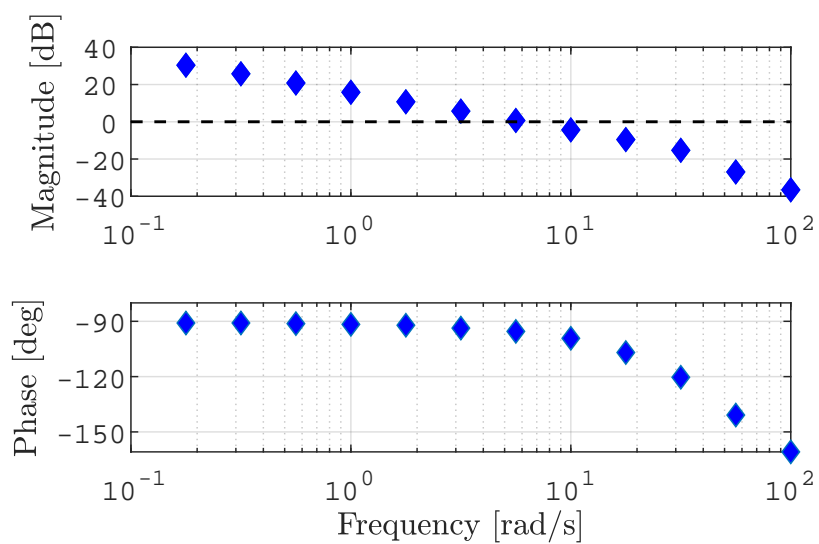
### 1.3.2 周波数応答と最小自乗法によるモデル同定

位置の応答までの周波数応答を Fig. 1.9 に示す。このときのポンプ圧力は 7 MPa である。Fig. 1.9 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 1.6 となる。

$$G_{\text{input2position}} = \frac{330}{s(s+60)} e^{-0.002s} \quad (1.6)$$



**Fig. 1.8:** FFT of Input to Position



**Fig. 1.9:** Frequency Response from Input to Position

## 1.4 M 系列による同定

1.2 節および 1.3 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．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．

### 1.4.1 M 系列の性質

M 系列とは，Fig. 1.10 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. 1.10 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．

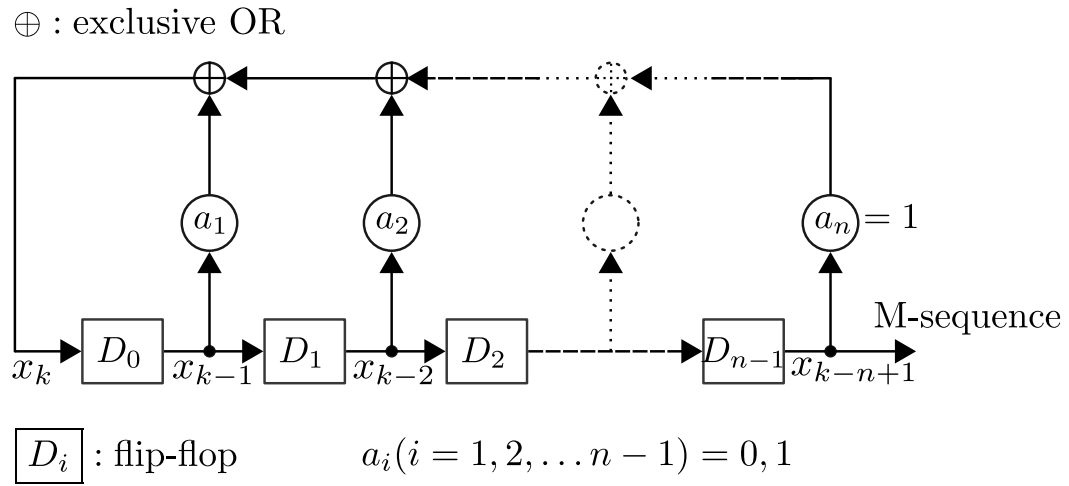
- 周期系列であり，系列長は  $p = 2^n - 1$  である．(周期性)
- 1 周期内に 0 は  $2^{n-1} - 1$  個，1 は  $2^{n-1}$  個存在する．(均一性)
- 1 周期内において連続した  $n$  個の要素に着目したとき，そのビットパターンは全ての値が 0 である場合を除く全てのパターンが現れる．
- M 系列中の 1 を +1 に，0 を -1 に対応させると，自己相関関数  $\phi_j$  は式 1.7 のようになる． $j$  は元の系列をシフトさせる数である．

$$\phi_j = \begin{cases} 1 & \text{for } j \equiv 0 \pmod{p} \\ \frac{-1}{p} & \text{for } j \not\equiv 0 \pmod{p} \end{cases} \quad (1.7)$$

### 1.4.2 システム同定（入力から力）

バルブへの入力から

### 1.4.3 システム同定（入力から位置）



**Fig. 1.10:** Generating Circuit of M-sequence



## 参考文献

- [1] 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.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] 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.