

平成22年度  
長岡技術科学大学大学院  
工学研究科 修士論文

鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構  
における単方向波アクチュエータの制御性能  
Control performance of directional wave actuator in wave  
attenuation with vertical-vibrating plate

長岡技術科学大学大学院  
工学研究科機械創造工学専攻  
学籍番号 09502987

著者氏名 吉岡成幸

指導教員 機械系 小林泰秀准教授

平成23年2月10日

# 要旨

# Abstract

10th , February , 2011

Control performance of directional wave actuator in wave attenuation with vertical-vibrating plate

No.09502987

YOSHIOKA Shigeyuki

Department of Mechanical Engineering

Nagaoka University of Technology

There are two objectives to control water waves: attenuation of disturbance waves and generation of expected wave forms. To attenuate the disturbance wave, breakwaters have been used. Two types of breakwaters are known: dikes and submerged plates. Any disturbance waves can be perfectly blocked by the dikes when the wave height is lower than that of dikes. The perfect blocking of the disturbance waves is impossible by the submerged plates because of the structure, however, it has an advantage in reducing environmental load without disturbing the water cycle.

Recently, an active control technique has been proposed in order to improve the performance of disturbance attenuation, where a horizontal plate vibrates in pitching manner: The performance improvement in disturbance attenuation has been theoretically shown based on the physical model. However, the disturbance is assumed to be a sinusoidal wave with known frequency, and feedback controller design has not been discussed. In addition, there is no need to adopt the pitching movement for the horizontal plate to be an actuator: The transitional movement in vertical direction might be used to generate water waves with the horizontal plate.

Generating wave mechanism is used in various fields than attenuating wave mechanism. For example, experimental water tank of the ship model, the field of amusement. Mainly, the generating wave mechanism which vertical plate drives to horizontal direction is used. The mechanism of horizontal plate type is not used. We can install generating wave mechanism in the remote position from the wall surface if we use the horizontal plate type. The degree of freedom of mechanism is improves.

The generating wave mechanism which vertical plate drives to horizontal direction has been already experimented and analyzed by many researchers. There are few analysis and experiment examples of generating wave mechanism and attenuating wave mechanism of horizontal plate type. In particular, there are not results of analysis and experiment of attenuating wave mechanism that the horizontal plate vibrates in the vertical direction. The attenuating performance is not clarified. In this paper, we aim for designing the robust control system for attenuating wave mechanism with horizontal plate which vibrates in the vertical direction(vertical-vibrating plate) and inspecting the effect experimentally.

As first, in this paper, we performed open loop control experiment to inspect validity of attenuating wave mechanism with vertical-vibrating plate. As a result, we were able to attenuate the disturbance about 70-90% in 1-4 order resonance frequencies. In addition, the theory value almost accorded with the experimental value of the resonance frequency. Therefore, attenuating mechanism with vertical-vibrating plate is valid. We designed the  $H_\infty$  control system based

on the frequency response experiment and constituted the control system which was robust for the modeling error and performed the disturbance attenuation control experiment. As a result, we got the following knowledge.

We performed the sine wave disturbance attenuation control experiment. As a result, we were able to attenuate the disturbance about 30%, 30%, 60% in 1-3 order resonance frequencies. These disturbance attenuation effects almost accord with the prediction. We performed the wide range disturbance attenuation control experiment. As a result, we were able to attenuate disturbance about 30%, 60%, 40% in 1-3 order resonance frequencies.

The control system design that we performed in this paper is systematic. It can apply the same technique for the water tank of different scale. We designed the robust control system for attenuating wave mechanism with vertical-vibrating plate. As a result, we showed that it had disturbance attenuating effect experimentally.

# 目次

第1章 緒言	6
第2章 実験装置	7
2.1 実験装置の構成	7
2.2 共振周波数の理論値	10
2.3 システムの振幅依存性の検討	10
2.4 開ループ制御実験	15
第3章 プラントモデルの同定	19
3.1 周波数応答実験	19
3.2 開ループ特性における単方向アクチュエータの効果	22
3.3 ノミナルプラントの導出	25
3.4 モデル化誤差の見積もり	30
第4章 補償器設計	32
第5章 外乱抑制制御実験	35
5.1 正弦波外乱抑制制御実験	35
5.2 広帯域外乱抑制制御実験	43
第6章 結言	48
参考文献	49

# 第1章 緒言

波の制御には消波と造波があり，用途に応じてその技術は使い分けられる．消波機構の用途には防波堤がある．防波堤は，大別すると，堤防のような構造物を海中に設置するタイプ，水平な板を海中に設置するタイプがある．前者は堤防で波を完全に遮ることができる．しかし，水の循環も遮ることで，環境汚染を招くことが問題となっている．後者の水平板タイプは，波を抑制し，かつ水の循環を妨げず環境負荷を軽減できる利点を持つ [3]．その利点を活かしつつ，水平板の消波性能を改善するには，波が多様に変化する状況に応じて板が最適な動作をする能動消波機構の導入が考えられる．これまでに，水平板がピッチング運動する能動消波機構の物理モデルに対して，水平板に入射する波の反射率(外乱の抑制率)が導出されており，水平板を静止した場合に比べて反射率が向上することが理論的に示されている [3]．しかし，外乱が単一周波数で既知の場合が扱われており，実際に制御系を構成する方法や実験による検証は行われていない．また水平板をアクチュエータとして用いる際にピッチング運動に限定する必要はなく，水平板を垂直方向に振動させることも考えられる [1]．

消波機構に比べ造波機構の用途は，船舶模型の実験水槽，アミューズメント分野など多岐に及ぶ．海洋波を再現する実験水槽には，主に，ピストンタイプ，フラップタイプと呼ばれる壁面に設置された垂直板が水平方向に駆動する造波機構が用いられている．他にも，三角柱の斜辺部分を用いて波を発生させるプランジャータイプと呼ばれる造波機構を水槽の壁面に複数個置いて，水面に任意の文字やマークを造波する技術はアミューズメント施設に用いられている [4]．しかし，実験水槽，アミューズメント施設に用いられている造波機構には水平板タイプの機構が用いられていない．造波機構として水平板タイプを用いれば，造波機構を壁面から離れた位置に設置することができ，機構の自由度が向上する．

水平板に駆動するタイプの造波機構は既に多くの研究者により解析・実験され，実用化されている [5][6][7][8]．一方，水平板タイプの造波機構及び能動消波機構の解析・実験事例は少ない．また，能動騒音制御の分野において，制御用アクチュエータを一つ追加し，二つを対にして単方向波アクチュエータとして用いることで，補償器のゲインを低くできる，制御入力振幅を小さくできるといった利点が知られているが [2]，消波機構に用いる場合の利点は明らかにされていない．本論文では，単方向波アクチュエータを用いることが，開ループおよび閉ループ系に与える効果を実験的に検証することを目的とする．

## 第2章 実験装置

### 2.1 実験装置の構成

本実験で使用する実験装置の概要を Fig.2.1~2.3 に示す．水槽は長さ約 1500mm のガラス製を用いる．強度を確保するために水槽をアルミフレームで囲んでいる．リニアモータの先に厚さ 3mm, 273mm×100mm のアクリル板を取り付け，アクチュエータとする．本論文では，図中のようにアクチュエータを配置し，図中左側のアクチュエータを外乱発生用，右側の二つを制御用とする．なお，アクチュエータの振幅を変化させるには，アクチュエータを駆動させているステッピングモータへの入力パルス数を変化させなければならない．アクチュエータの振幅は 1 パルスあたり 0.01mm 変化する (0.01mm/パルス)．ただし，アクチュエータの振幅の平衡位置が変化しないように，アクチュエータ駆動信号の直流分をハイパスフィルタでカットした (カットオフ周波数 0.3[Hz])．そのため，アクチュエータの駆動周波数がカットオフ周波数に近い場合，1 パルスあたりの振幅が 0.01mm より若干小さくなる．本論文ではアクチュエータの振幅は単純に 0.01mm/パルスとして考えた値を記す．

水位センサのリファレンスセンサは市販品，エラーセンサは自作した容量式センサを用いている．水槽の水位は Fig.2.2 に示すように  $h=181\text{mm}$  とし，底面からのアクリル板の高さ  $h_1=145\text{mm}$  とする． $\frac{h_1}{h}$  は波の透過・反射に影響を与える比率である．本論文では次の (1)~(3) の理由により  $\frac{h_1}{h} = \frac{145}{181} = 0.8$  とする．(1) 波を起こしやすくするため  $\frac{h_1}{h}$  の比率を高くする．(2) しかし，波の波長，水位等のパラメータを変化させて波の反射・透過率の変化を調べた研究結果によると， $\frac{h_1}{h}=0.875$  以上で波の反射率が急激に上昇することが示されている [9]．(3) 波の反射が起こると本論文で考慮する実験水槽の物理モデルと異なる．従って， $\frac{h_1}{h}$  を比率 0.8 にした．

制御用アクチュエータの駆動方法として次の二つの場合を考える：

Case1 双方向波アクチュエータ:制御用アクチュエータ 1 のみを使用する．即ち、 $v(t) = 0$  とする。

Case2 単方向波アクチュエータ:制御用アクチュエータ 1 から Fig.2.1 の左方向への直接伝播する波をアクチュエータ 2 が打ち消すように  $v(t) = -u(t - \tau)$  とする． $\tau$  は 3 次共振時の波の速度と制御用アクチュエータ間の距離より 0.356[s] とする．制御用アクチュエータからリファレンスセンサまでの位相を遅らせ，制御性能を改善させることを意図している．

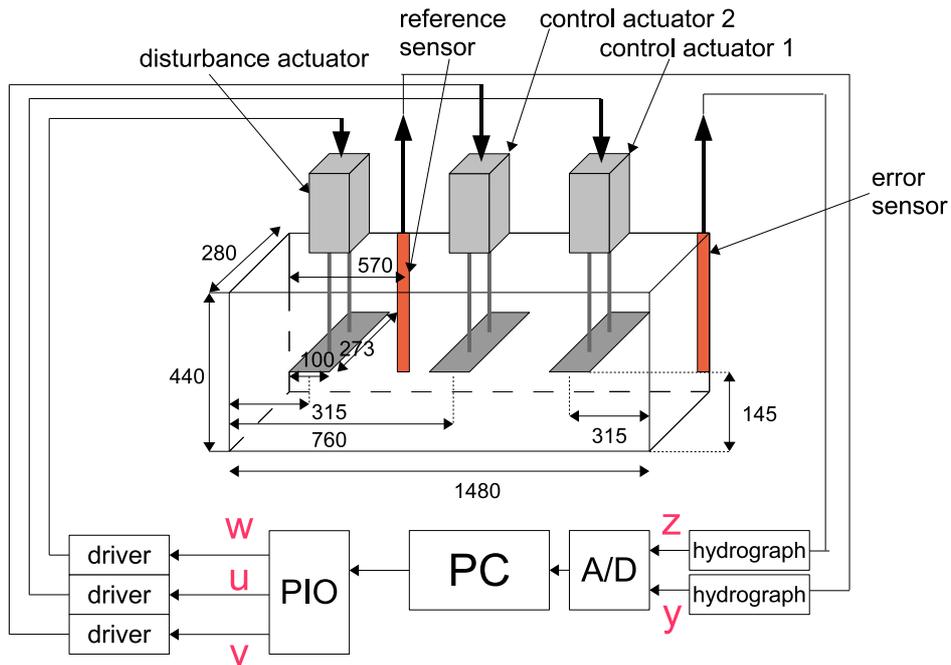


Fig. 2.1: Experimental apparatus

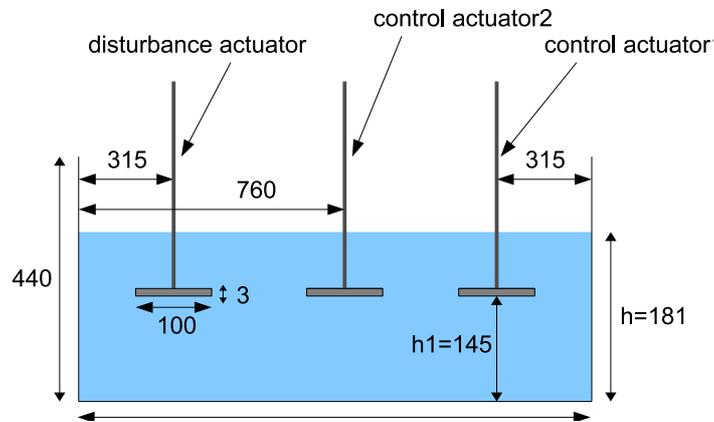


Fig. 2.2: Front figure of experimental apparatus

Table1 に実験装置の構成を示す .

Table1 Experimental equipments

PC	Dell Dimension 2400 / RTLinux(2.4.22-rtl3.2-pre3) Fedora Core1
A/D	Interface PCI-3174 12bit $1\mu\text{s}/\text{ch}$
PIO	Contec PIO-32/32T(PCI) 32bit 200ns
Linear motor	Oriental motor EZC4D005M-A Thrust70N Speed(max)600mm/s
Refrence sensor	DENSHI KOGYO CO., LTD CW3-T03 Measurement Range $0 \sim \pm 150\text{mm}$ overall accuracy $\pm 0.5\%/FS$

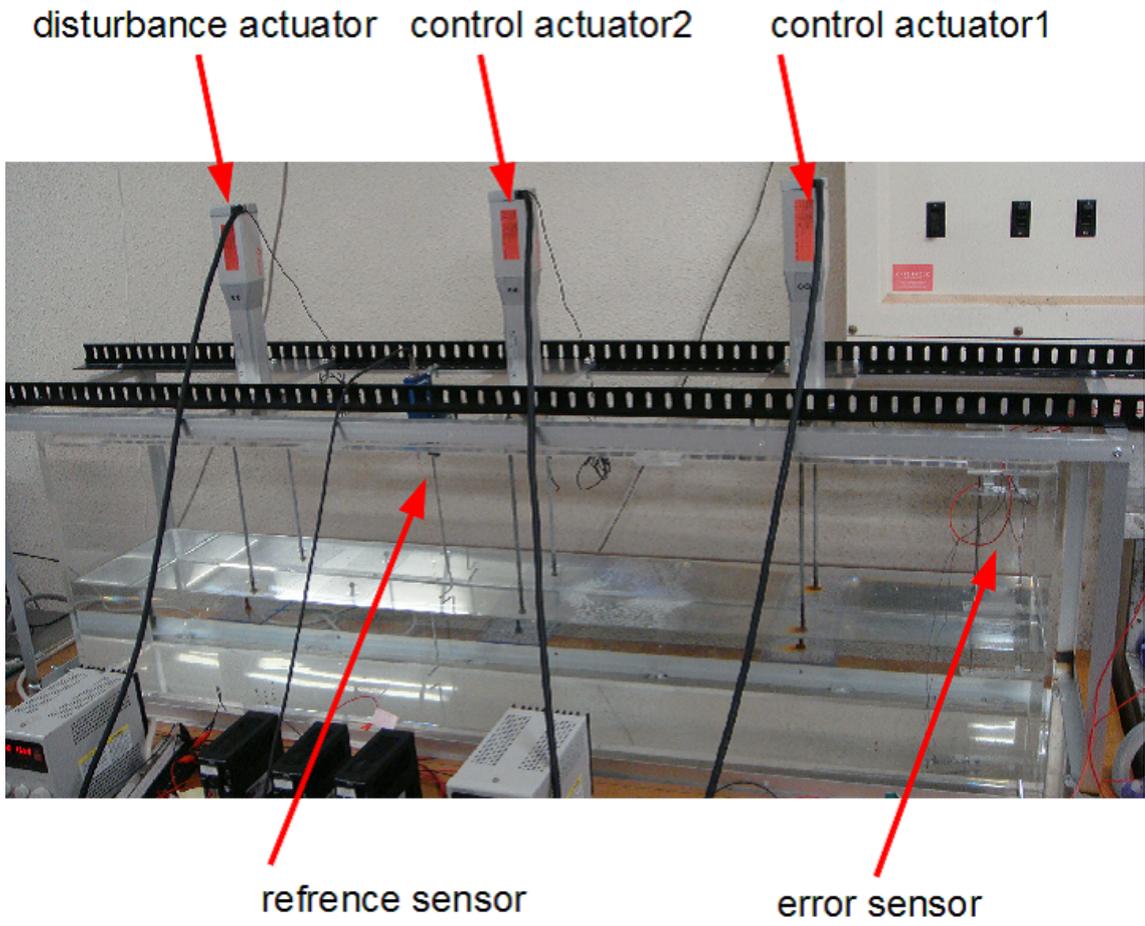


Fig. 2.3: Photograph of experimental apparatus

## 2.2 共振周波数の理論値

既知外乱を入力する前に、実験水槽における波の共振周波数の理論値を求める。無限長水槽において、水槽の奥行きを無視し、鉛直方向及び水平方向の2次元平面上の流体の運動を、非粘性、非圧縮性、渦なしと仮定すると、微小振幅波の進行波の伝播速度  $c$  は次式で与えられる。

$$C_p = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi} \tanh \frac{2\pi h}{\lambda}} \quad (2.1)$$

ここで  $g$  は重力加速度、 $\lambda$  は波長、 $h$  は水槽の深さである。

式 (2.1) が現実の水槽においても成立すると簡易的に考える。すなわち、水平板は水の運動を妨げないと仮定し、水平板の支柱の影響も無視する。長さ  $L$  の水槽中を速度  $c$  で進む波が水槽両端の壁で反射して、 $n$  個の節を持つ定在波が生じているとすると、このとき波長  $\lambda$  は

$$\lambda := \lambda_n = \frac{2L}{n} \quad (2.2)$$

と与えられる。ただし  $n$  は自然数である。一方、このときの振動の周波数を  $f_n$  とすれば、

$$c = \lambda_n f_n \quad (2.3)$$

が成り立つ。よって、共振周波数  $f_n$  は次式で与えられる。

$$f_n = \frac{n}{2L} \sqrt{\frac{gl}{n\pi} \tanh \frac{n\pi h}{l}} \quad (2.4)$$

上式を用いて 2,3 次共振周波数を求めた結果、 $f_2$ (2 次共振周波数)=0.83[Hz]、 $f_3$ (3 次共振周波数)=1.14[Hz] となった。ただし、 $g = 9.8[\text{m/s}^2]$ 、 $h=0.181\text{m}$ 、 $L=1.48\text{m}$  を用いた

## 2.3 システムの振幅依存性の検討

波の速度は式 (2.1) に示したように、水深、振幅、周波数に依存することが知られている。水深と周波数が一定の場合でも、波の振幅が変化すると波の速度も変化し、その周波数における制御対象のゲインと位相が変化し、制御対象が振幅依存性を持つことが考えられる。本節では、後で行う周波数応答実験におけるアクチュエータの振幅を選定するために、振幅依存性の程度を実験的に調べる。実験方法は次の通りである。外乱および制御アクチュエータの振幅を3段階に変化させて水槽に発生する波の振幅を測定する。測定方法は、具体的には、Fig.2.7 に示すように、エラーセンサ  $z$  の位置における水槽の壁面に定規を貼り付けて波の振幅を目で読み取る。

1. 外乱および双方向波アクチュエータ (Case1)、単方向波アクチュエータ (Case2) を 2,3 次共振周波数で駆動させ、エラーセンサ  $z$  の位置における波の振幅を目測する。アクチュエータの振幅は 5mm とする。
2. 1 を振幅 8mm、10mm の場合も同様に行う。

1~2 の手順を踏まえ、システムの振幅依存性を調べた。その結果を Table2、Fig.2.4~2.6 に示す。

Table2 Inspection of amplitude dependence of the system

共振次数	2次	3次
波の振幅 (外乱 5mm)	5mm	15mm
波の振幅 (外乱 8mm)	7mm	23mm
波の振幅 (外乱 10mm)	9mm	27mm
波の振幅 (Case1 5mm)	5mm	15mm
波の振幅 (Case1 8mm)	9mm	22mm
波の振幅 (Case1 10mm)	11mm	28mm
波の振幅 (Case2 5mm)	13mm	22mm
波の振幅 (Case2 8mm)	20mm	34mm
波の振幅 (Case2 10mm)	24mm	40mm

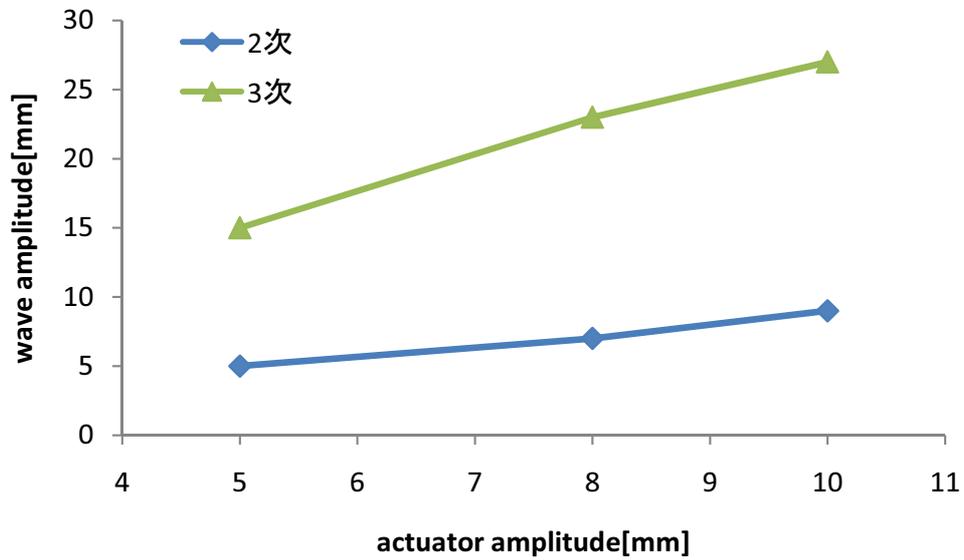


Fig. 2.4: Inspection of amplitude dependence of the system(case of disturbance input)

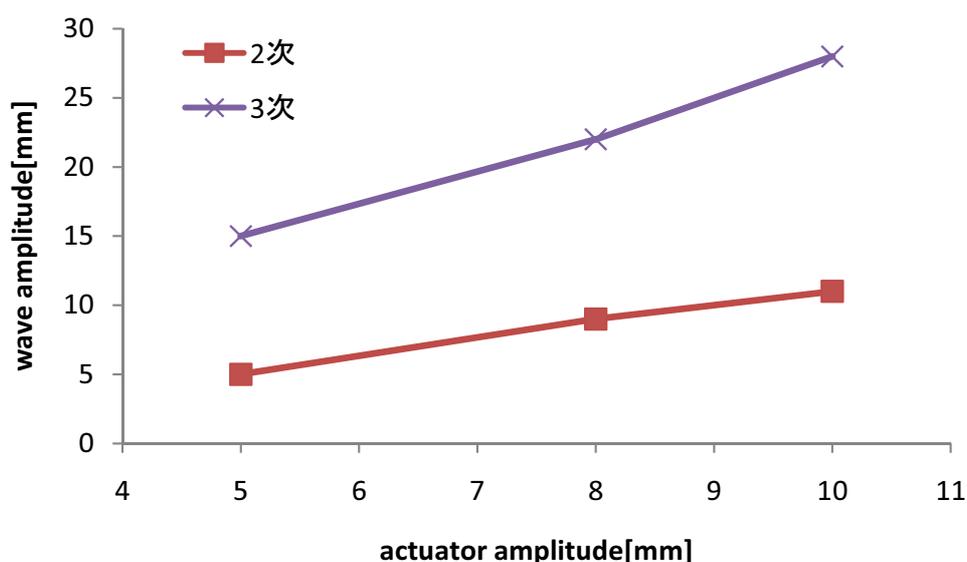


Fig. 2.5: Inspection of amplitude dependence of the system(Case1)

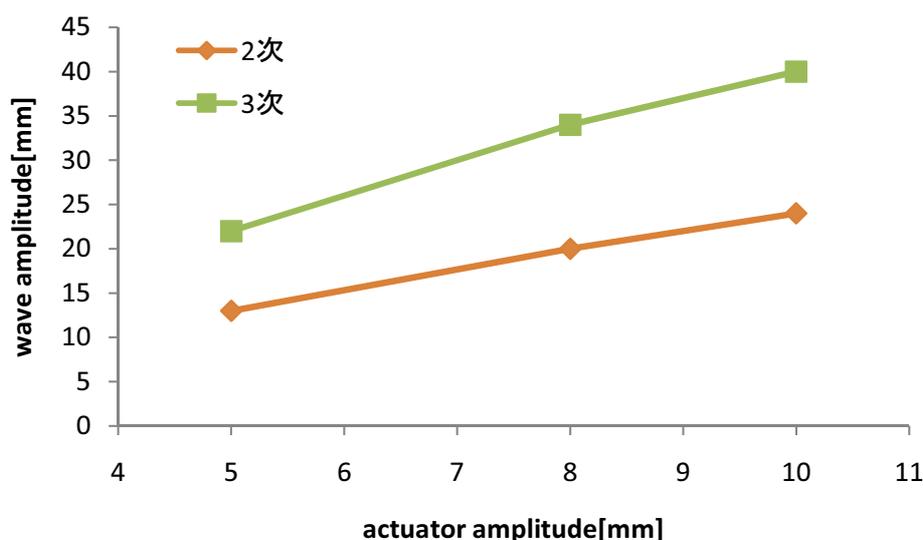


Fig. 2.6: Inspection of amplitude dependence of the system(Case2)

Fig.2.4 は Table2 の上部分に示した外乱アクチュエータの振幅を変化させた場合のグラフ， Fig.2.5 は中部分に示した双方向波アクチュエータの振幅を変化させた場合のグラフであり， Fig.2.6 は下部分に示した単方向波アクチュエータの振幅を変化させた場合のグラフである． Fig.2.4～2.6 を見ると，アクチュエータの振幅を 5mm 8mm 10mm パルスと大きくしていくにつれて，波の振幅も約 1.5 倍，2 倍と大きくなっている．以上より，ほぼ振幅依存性はないとみなしてよいことが分かった．また，単方向波アクチュエータの場合は，他の二つの場合に比べ振幅が大きいことが見てとれる．これにより，単方向波は双方向波に比べ，小さい入力信号で大きな振幅を得ることができるという利点を確認された．なお，Fig.2.4，2.5 より，アクチュエータは左右対称に配置してあるにも関わらず，それぞれの次数における波の振幅が異なる

る．波の振幅はエラーセンサ  $z$  の位置 (水槽の右端) で読み取った値であり，駆動するアクチュエータによって波を読み取る位置を変えたわけではない．従って，Fig.2.4 と 2.5 の相違は妥当である．例えば，制御アクチュエータを駆動してエラーセンサ  $z$  と左右対称位置 (水槽の左端) の波の振幅を読み取ったグラフを Fig.2.5 とすれば，Fig.2.4 と一致すると考えられる．

本実験では，前節にて簡易モデルを考慮して求めた 2,3 次共振周波数の理論値で外乱および制御アクチュエータを駆動させた．その結果，水面の節の数が 2,3 と，共振の次数とあっていたことを確認した．従って，共振周波数の理論値と実験値がほぼ一致していることが分かった．

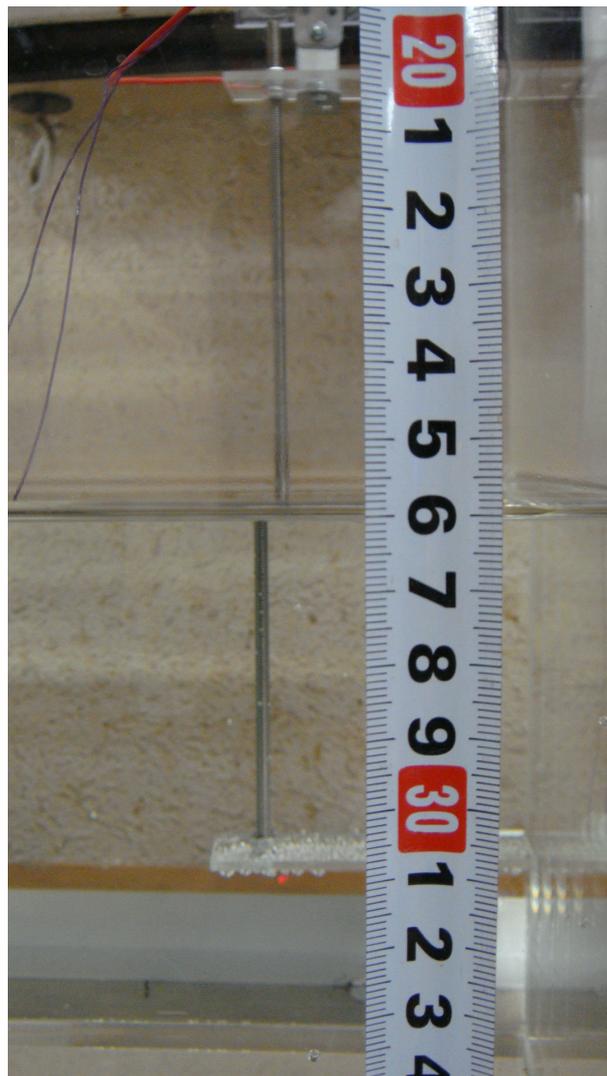


Fig. 2.7: The measurement way of the wave amplitude

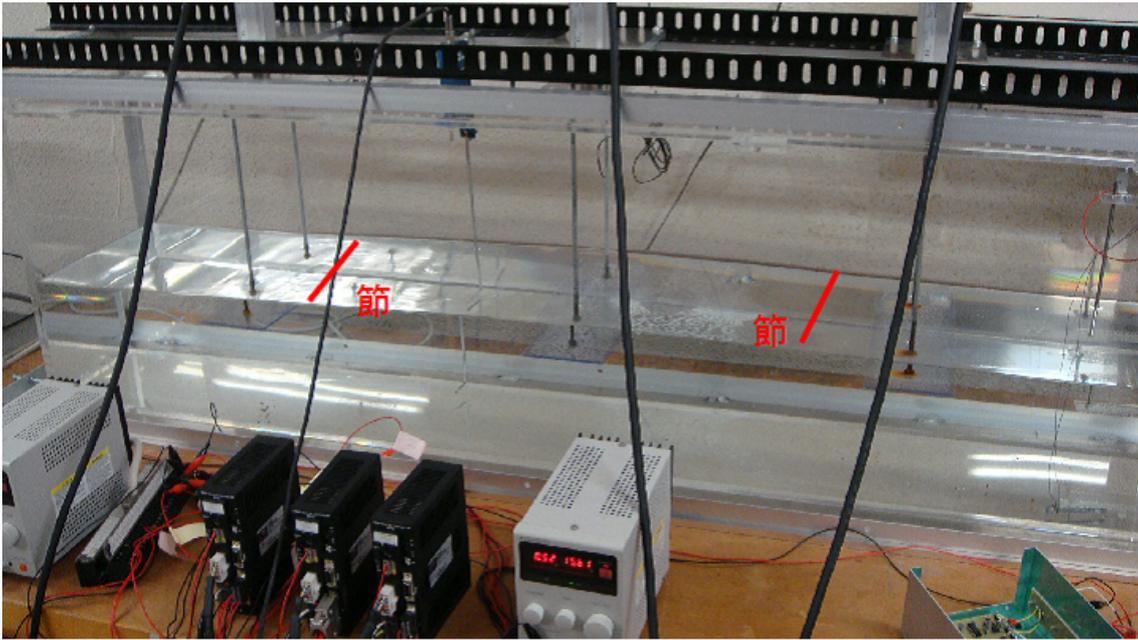


Fig. 2.8: Photograph of 2nd resonance wave mode

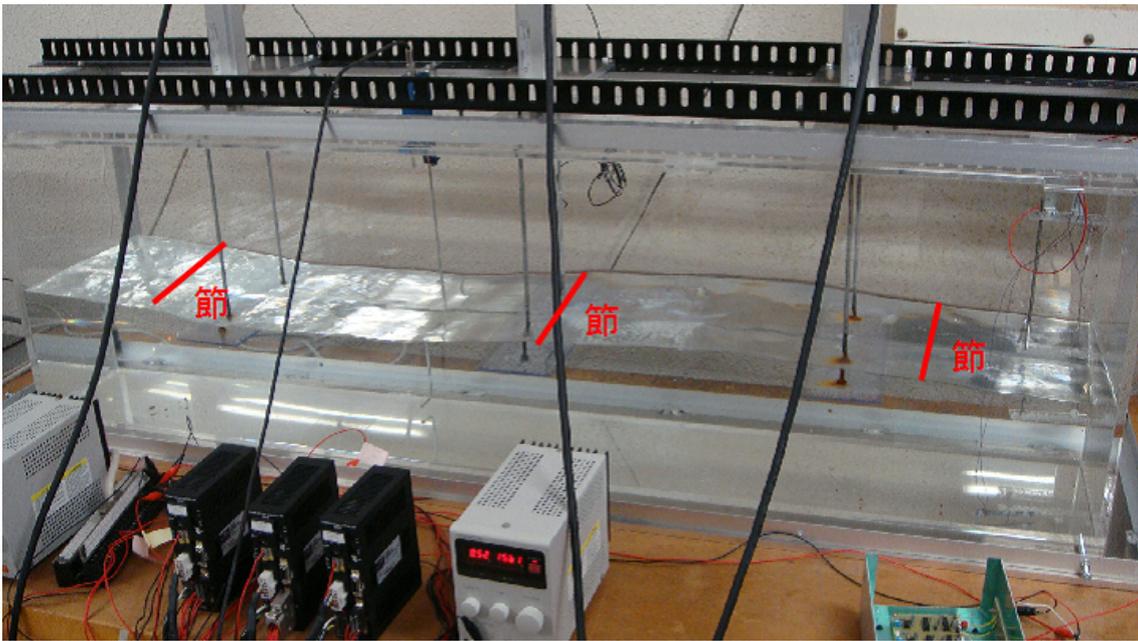


Fig. 2.9: Photograph of 3rd resonance wave mode

Fig.2.8 , 2.9 から節の数と共振の次数が一致していることが分かる .

## 2.4 開ループ制御実験

垂直振動板を用いた消波機構が、どの程度の外乱抑制効果を持つかを検証する。検証方法として開ループ制御実験を行う。外乱アクチュエータが発生させる波に対して、制御アクチュエータの振幅と位相を手動で調節して波を抑制する。実験方法の詳細は次の通りである。

1. 外乱アクチュエータ駆動信号として  $w(t) = A \sin \omega t$  を入力する。外乱アクチュエータを 1 ~ 4 次周波数で駆動させ、エラーセンサ  $z$  の位置における波の振幅  $a$  を目測する。外乱アクチュエータの振幅  $A$  は 10mm である。
2. 1 を Case1, Case2 の場合も同様に行う。制御アクチュエータ駆動信号として  $u(t) = B \sin \omega t$  を入力する。制御アクチュエータの振幅  $B$  も 10mm とする。エラーセンサ  $z$  の位置における Case1 の波の振幅  $b_1$ 、Case2 の波の振幅  $b_2$  を目測する。
3. 1,2 で目測した外乱アクチュエータが起こした波の振幅  $a$  と Case1, Case2 による波の振幅  $b_1, b_2$  の比  $S_1, S_2$  を決める。 $a > b_1$  の場合、 $S = \frac{b_1}{a}$ 、 $b_1 > a$  の場合、 $S = \frac{a}{b_1}$  とする。
4. 外乱アクチュエータが起こす波と Case1, Case2 による波の振幅を等しくするため、3 で求めた比  $S_1, S_2$  をより大きい波を起こした方のアクチュエータの振幅  $A$  あるいは  $B$  にかける。 $A' = S_1 \times A$ 、 $B' = S_1 \times B$  とする。
5. 外乱アクチュエータに  $w(t) = A' \sin \omega t$  を入力し、駆動させる。このときのエラーセンサ  $z$  における波の振幅を  $c$  とする。その後、外乱を抑制するため制御アクチュエータに  $u(t) = B' \sin(\omega t + \phi)$  を入力する。このとき、エラーセンサ  $z$  の位置における波の振幅  $c$  が最小となるように  $\phi$  を調節する。
6. 外乱抑制後のエラーセンサ  $z$  の位置における Case1 のときの波の振幅  $d_1$ 、Case2 のときの波の振幅  $d_2$  を目測する。 $c$  と比べて、 $d_1, d_2$  がどの程度小さくなったか調べる。

1~6 の手順を踏まえ、開ループ制御実験を行った。Table3 にその結果を示す。Fig.2.10 に、 $z$  の位置における抑制前後の波の振幅  $c, d_1, d_2$  を示した。また、Fig.2.11~2.16 に 2,3 次共振におけるエラーセンサ  $z$  地点の  $c$  と  $d_1, d_2$  の波の振幅を撮影した写真を示す。なお、これらの写真は水槽を正面から撮影したものである。

Table3 Result of open loop experiment

共振次数	2次	3次
a	9mm	27mm
b1	11mm	28mm
b2	24mm	40mm
S1	9/11=0.82	27/28=0.96
S2	9/24=0.38	27/40=0.68
A'	10mm	10mm
B1'	10 × 0.82=8.2mm	10 × 0.96=9.6mm
B2'	10 × 0.38=3.8mm	10 × 0.68=6.8mm
c	9mm	27mm
$\phi 1$	180°	0°
$\phi 2$	275°	0°
d1	9mm 3mm	27 8mm
d2	9mm 3mm	27 9mm

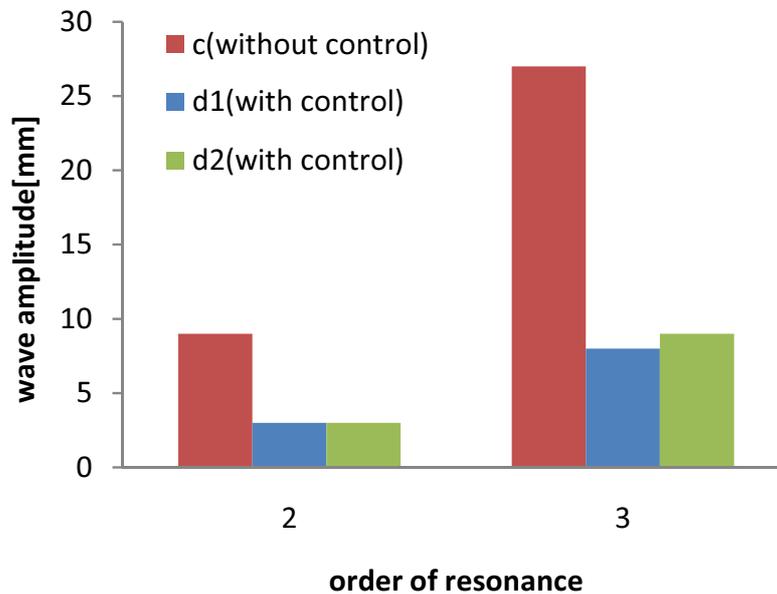


Fig. 2.10: Attenuation rate

Table3, Fig.2.10を見ると, 波は, 2,3次共振時共に約7割程度抑制された. 従って, 鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構はアクチュエータの振幅と位相を制御すれば7割程度の外乱抑制効果を持つことが分かった. 以上より, 鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構は妥当である. 今回は, 単純な状況を扱うために, 外乱用および制御用のアクチュエータは同じものを使用した. 外乱の波を打ち消すために, 波の振幅と同じ振幅だけ水平板を駆動する状況は現実的ではないかもしれない. しかし, 既存の静止した水平板よりも, 消波性能は改善できると考えられる.



Fig. 2.11: 2nd resonance wave(without control)

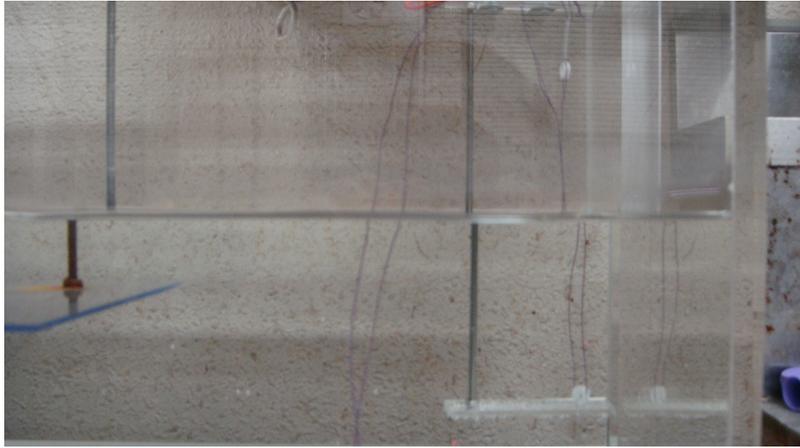


Fig. 2.12: Case1: 2nd resonance wave(with control)



Fig. 2.13: Case2: 2nd resonance wave(with control)

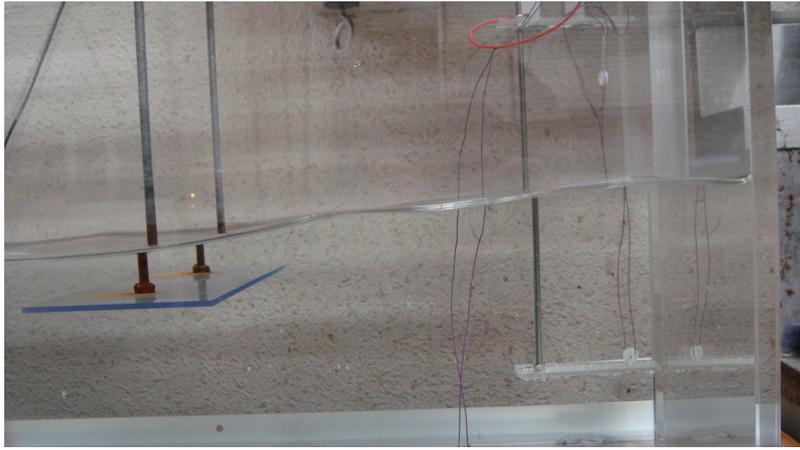


Fig. 2.14: 3rd resonance wave(without control)

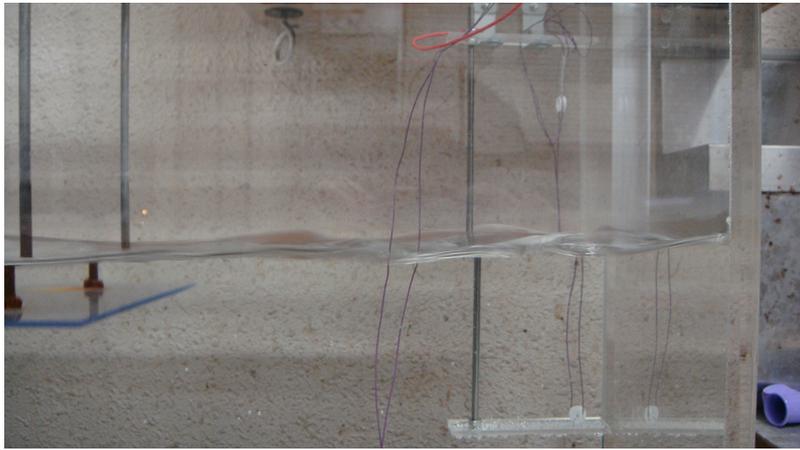


Fig. 2.15: Case1: 3rd resonance wave(with control)

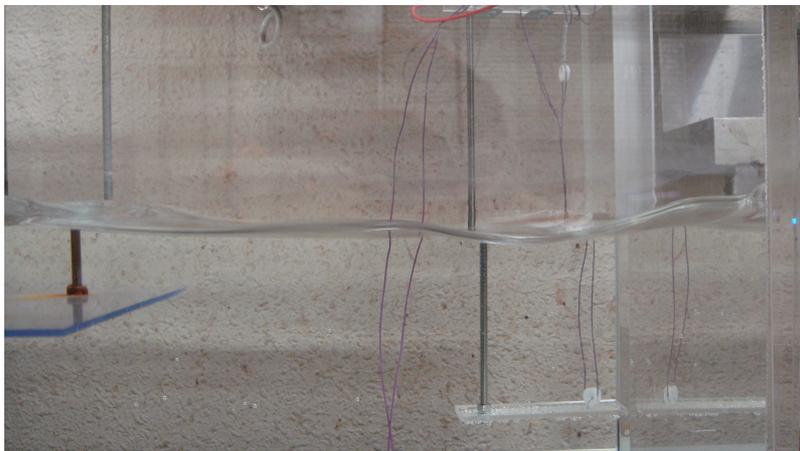


Fig. 2.16: Case2: 3rd resonance wave(with control)

## 第3章 プラントモデルの同定

### 3.1 周波数応答実験

本章では、Fig.2.1 に示した本実験水槽システムの伝達関数を同定する。そのため、Fig.2.1 に示した外乱アクチュエータ駆動信号  $w$ 、制御アクチュエータ駆動信号  $u, v$  の3つのアクチュエータの駆動信号からエラーセンサ  $z$ 、リファレンスセンサ  $y$  の2つのセンサの出力までを制御対象として考えて周波数応答実験を行う。制御アクチュエータは双方向波アクチュエータ (Case1)、単方向波アクチュエータ (Case2) として駆動する。信号  $a \rightarrow b$  までの伝達関数を  $G_{ba}$  と示す。周波数応答実験の手順は次の通りである。アクチュエータを低周波数で駆動させる場合、波が定常状態に落ち着くまでに多少時間を要する。そのため、本実験では低周波数の待ち時間に合わせて、全ての周波数において待ち時間を一律 50 秒と設定する。

1. 周波数  $f=0.5\text{Hz}$  で外乱アクチュエータを 50 秒間駆動する。外乱アクチュエータの振幅は 10mm 固定。
2. 実験開始と同時に、波の振幅と位相をエラーセンサ  $z$  でサンプリング周期 1ms で測定する。波が定常状態に落ち着く 50 秒以降の 10 秒間のデータを切り取って、これをその周波数における波の振幅と位相として記録する。
3. 周波数  $f$  を増加させる。

1~3 を繰り返し、周波数  $f$  が 5Hz に達したら  $G_{zw}$  の場合は終了である。さらにこれらの手順を、 $G_{yw}$ 、 $G_{zu}$ 、 $G_{yu}$  の場合、と計 4 回繰り返す。周波数応答実験結果を Fig.3.1 ~ 3.8 に示す。

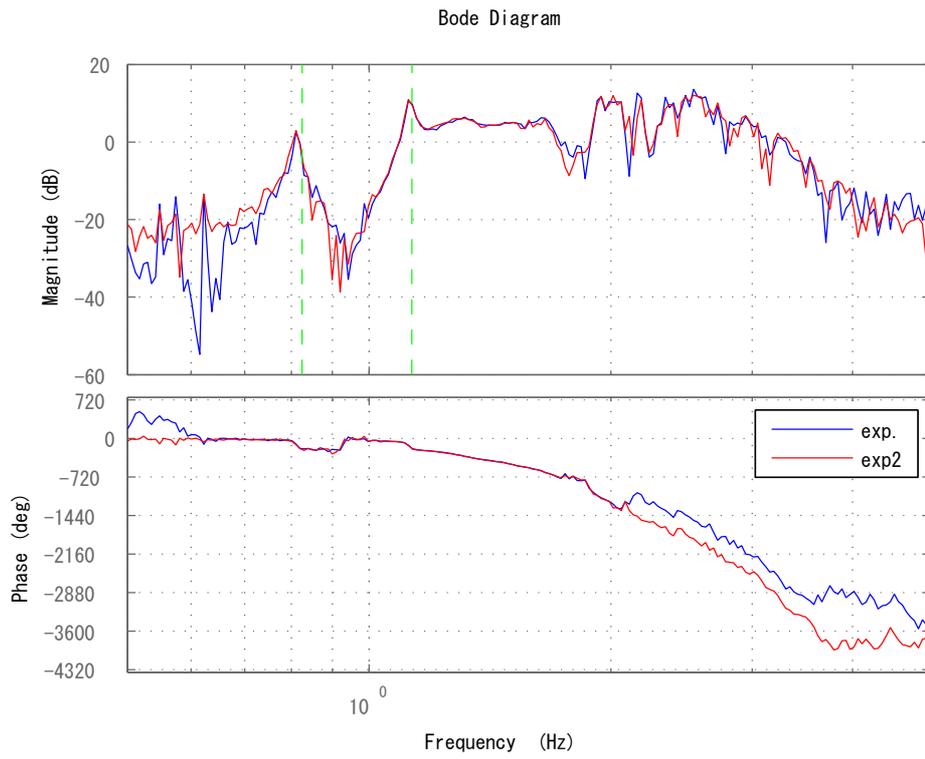


Fig. 3.1:  $G_{zw}$

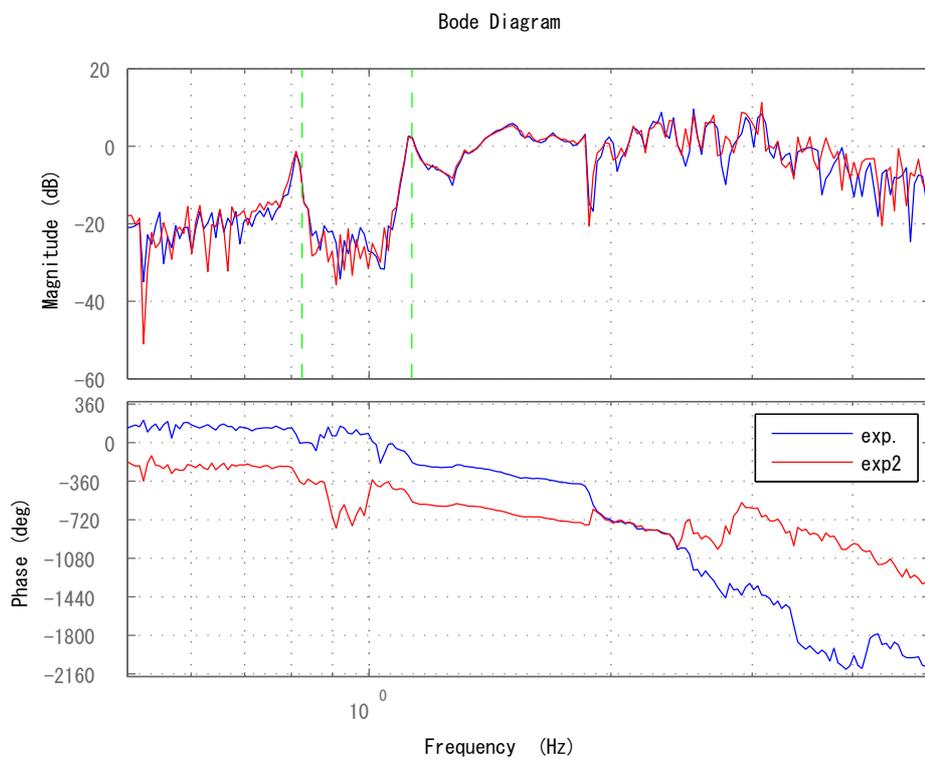


Fig. 3.2:  $G_{yw}$

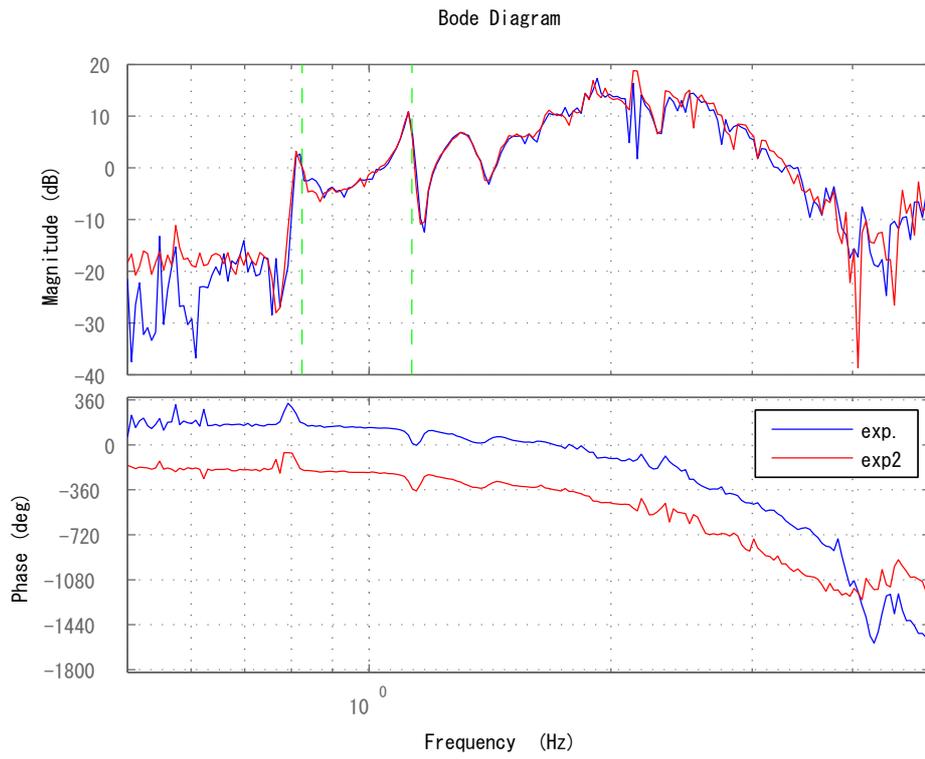


Fig. 3.3:  $G_{zu}$

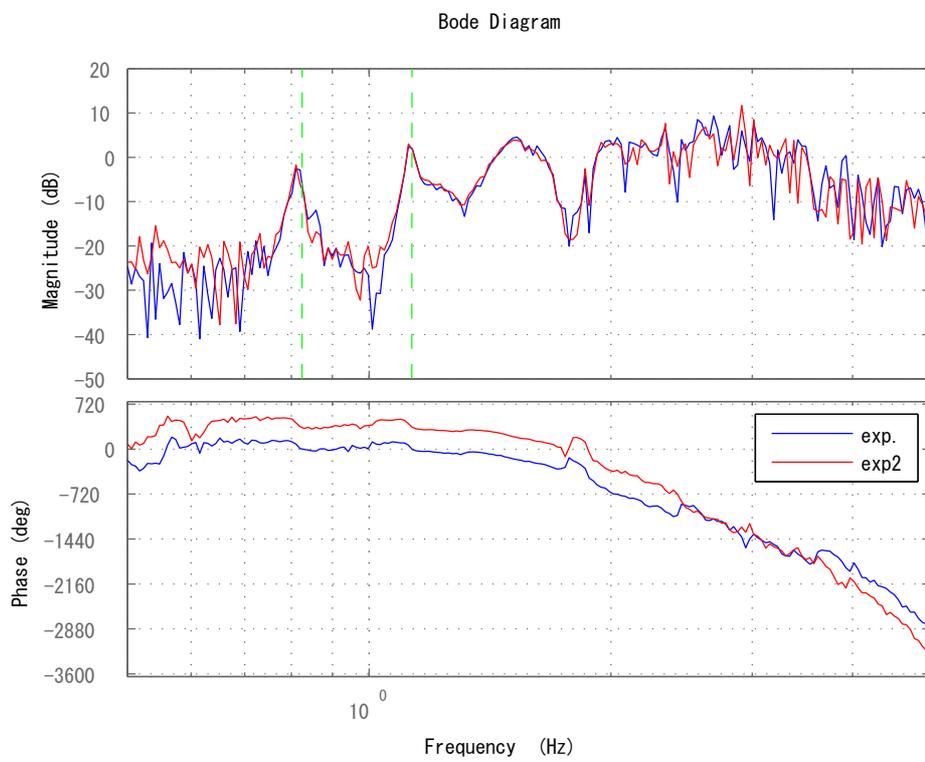


Fig. 3.4:  $G_{yu}$

Fig.3.1～3.4 に示してある exp,exp2 は 2 回行った周波数応答の実験値，縦線は簡易モデルから求めた共振周波数の理論値である．Fig.3.1～3.4 から，2,3 次共振ですどいピークが立っていることが分かる．また，位相はアクチュエータからセンサまでの距離が離れている程遅れる．本実験ならば， $w$  から  $z$  までが最も距離があるので， $G_{zw}$  の位相が最も遅れていなければならない．Fig.3.1 の  $G_{zw}$  を見ると，物理モデルの位相は他の 3 つの物理モデルと比べると最も遅れており，妥当である．また，exp,exp2 を比べると，位相線図の  $360 \times$  整数 [deg] のずれを考慮すると，非常によく重なっていることが分かる．これにより，この実験環境の再現性があることも確認できた．Fig.3.1～3.4 に示した共振周波数の実験値と理論値の結果を Table4 にまとめた．Table4 から，共振周波数の実験値と理論値がほぼ一致していることが分かる．

Table4 Comparison of experimental value and theoretical value

共振次数	共振周波数 (理論値)[Hz]	共振周波数 (実験値)[Hz]	誤差 [%]
2	0.83	0.81	2
3	1.14	1.12	2

### 3.2 開ループ特性における単方向アクチュエータの効果

Fig.3.5～3.8 に，Case1,Case2 による周波数応答の実験値を示す．この際外乱アクチュエータから各センサまでの応答は共通のものを用いた．Fig.3.8 に注目し，Case1,2 の位相特性を比較すると，ディレイを設定した 3 次共振周波数以降で Case2 の位相がより遅れている．

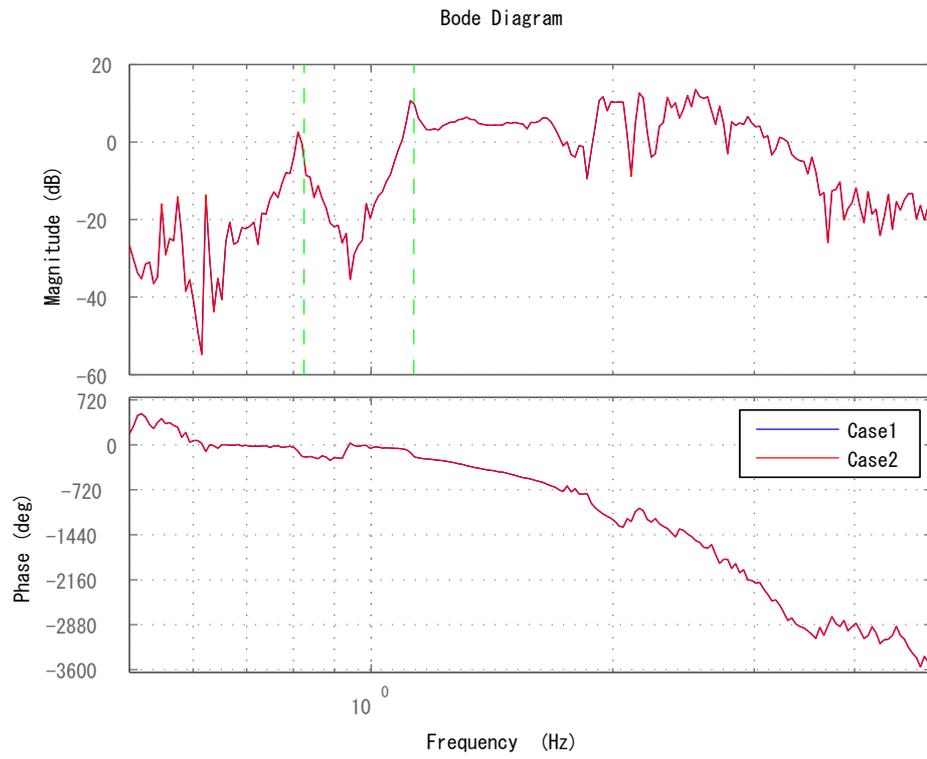


Fig. 3.5:  $G_{zw}$

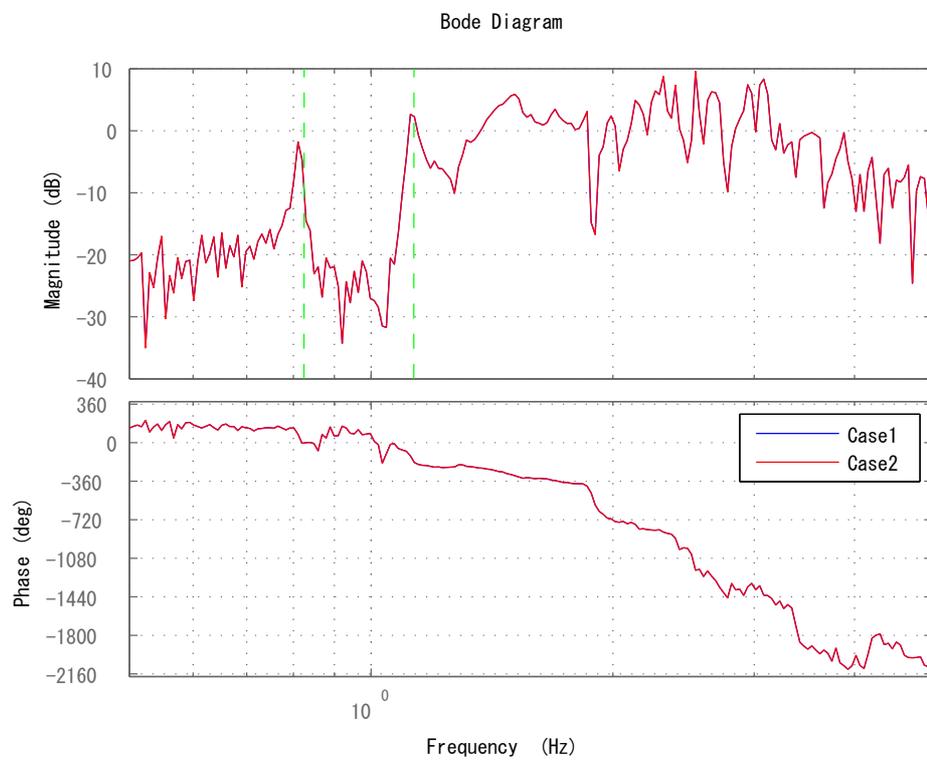


Fig. 3.6:  $G_{yw}$

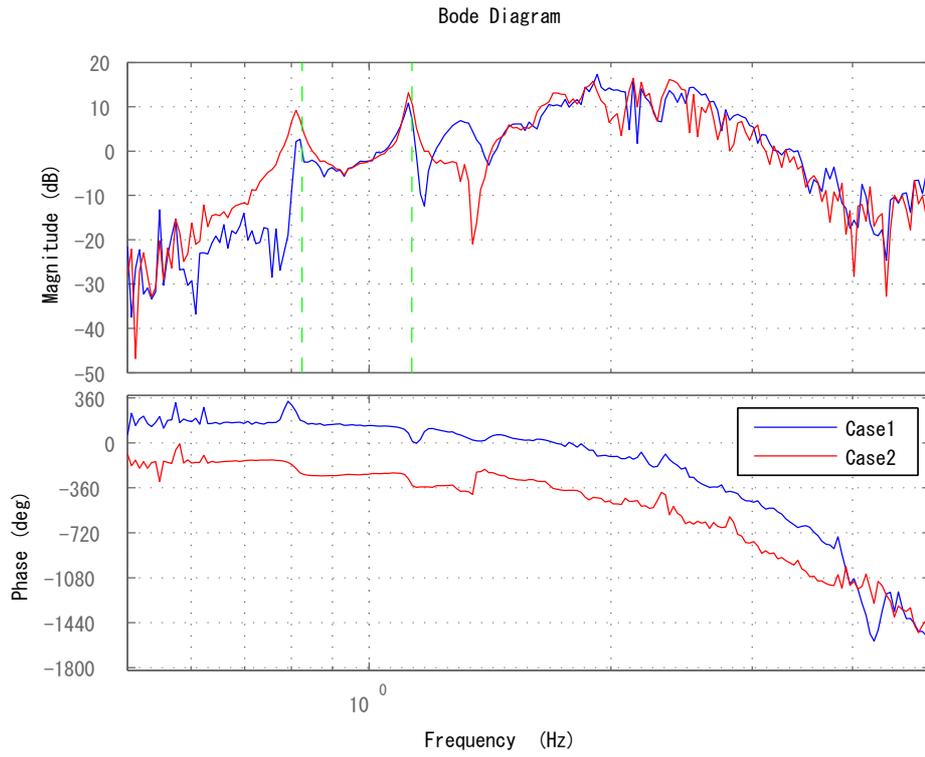


Fig. 3.7:  $G_{zu}$

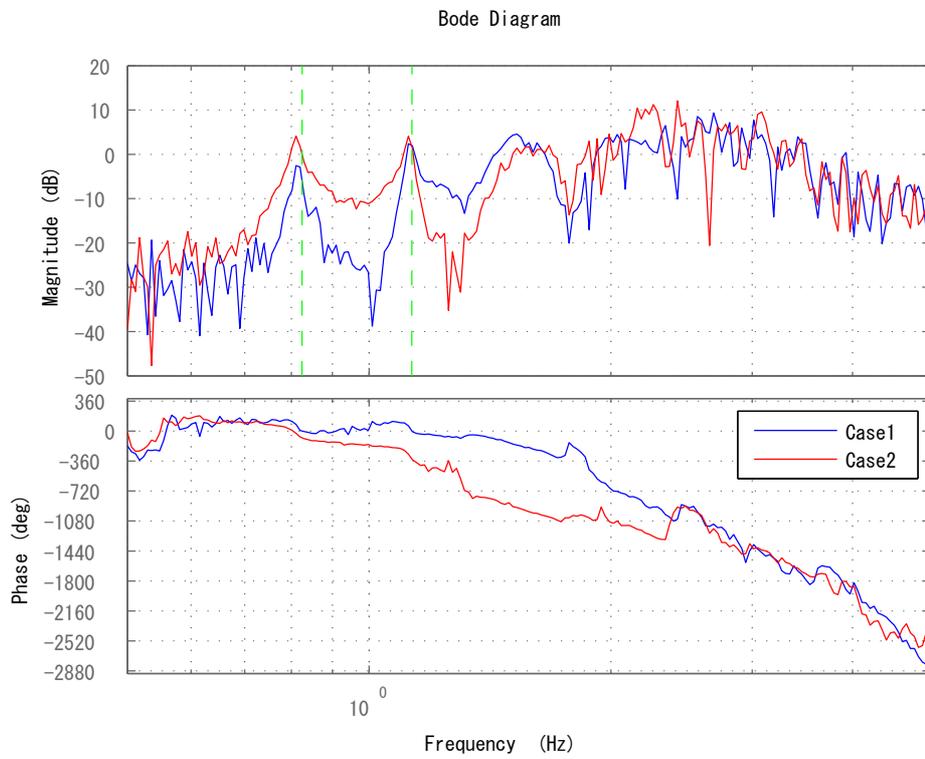


Fig. 3.8:  $G_{yu}$

### 3.3 ノミナルプラントの導出

本節では部分空間同定法により周波数応答結果に近似したプラントモデルを同定する。ノミナルプラントの近似次数が低すぎると実システムの伝達関数によく近似できず、高すぎると補償器設計に多大な時間を要する。そのため本論文ではノミナルプラントの近似次数を、低すぎず、高すぎない44次とした。設計したノミナルプラントを Case1 は Fig.3.9~3.12, Case2 は Fig.3.13~3.16 に示す。縦線は簡易モデルから得られた共振周波数の理論値である。Fig.3.9~3.12,3.15,3.16 を見ると、ノミナルプラントのゲイン線図のピークが、周波数応答結果のゲイン線図のピークをよく近似できていることが分かる。しかし、ノミナルプラントの次数を同一にしたため、Fig.3.13,3.15 は2次共振次においてピークをうまく近似することができなかった。また、ノミナルプラントの位相線図は、周波数応答結果の位相線図とずれているが、 $360 \times$  整数 [deg] のずれなので位相もよく近似できていることがわかる。ノミナルプラントを設計する際、周波数応答のゲインが低すぎるので、ゲインを10000倍した。ゲインを10000倍して補償器を設計するので、次章の外乱抑制制御実験時にリファレンスセンサの値も10000倍しなければならない。

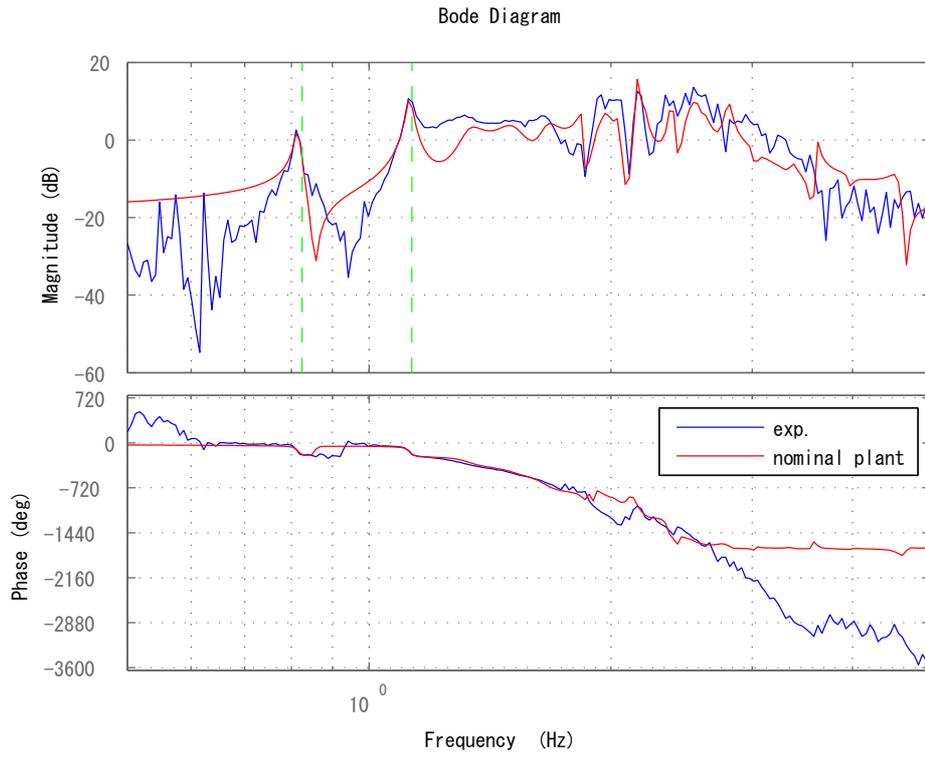


Fig. 3.9: nominal plant of  $G_{zw}$  (Case1)

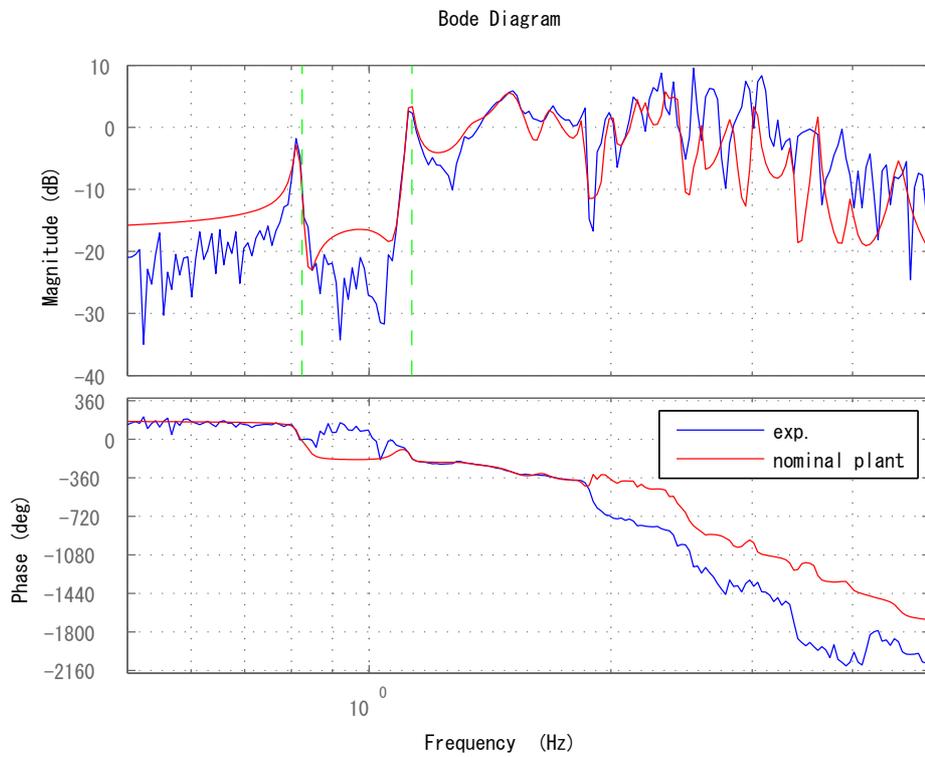


Fig. 3.10: nominal plant of  $G_{yw}$  (Case1)

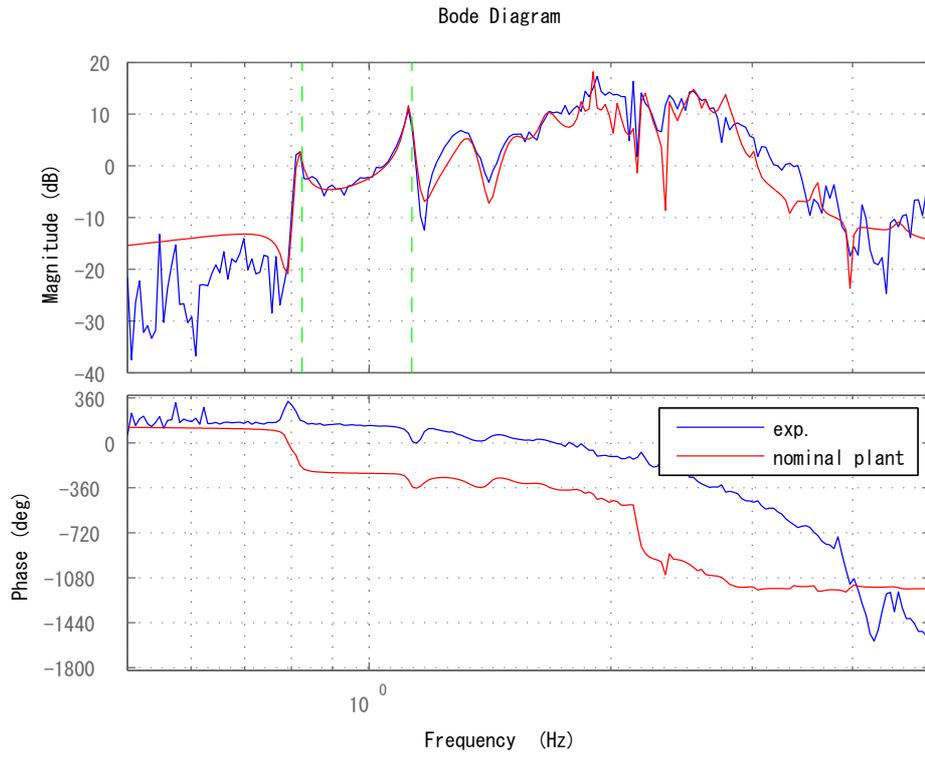


Fig. 3.11: nominal plant of  $Gzu$  (Case1)

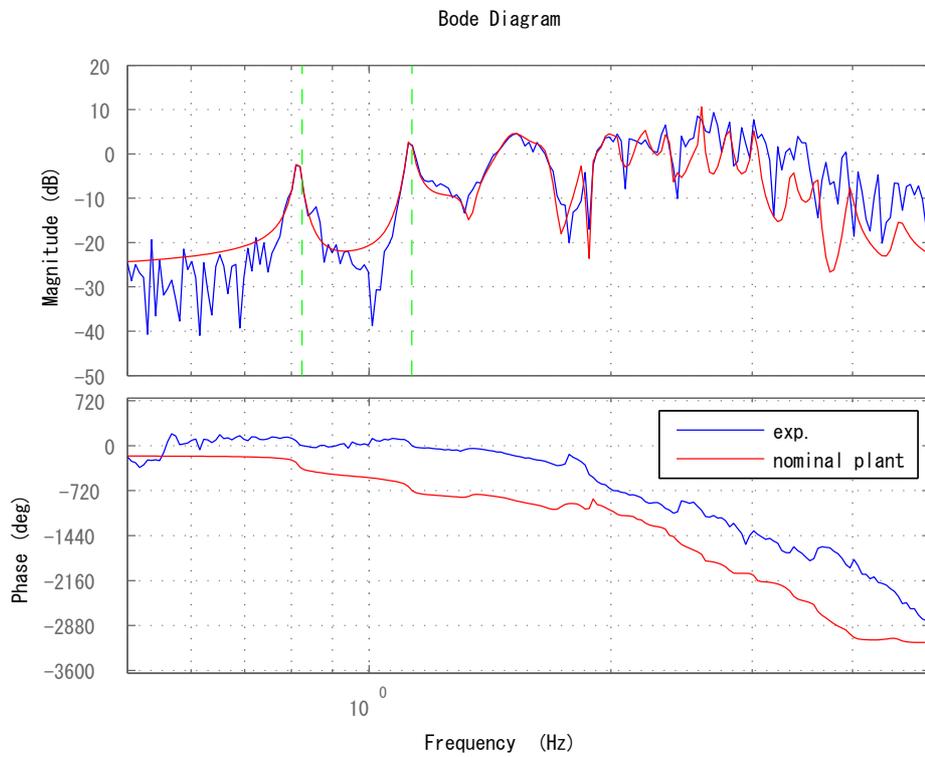


Fig. 3.12: nominal plant of  $Gyu$  (Case1)

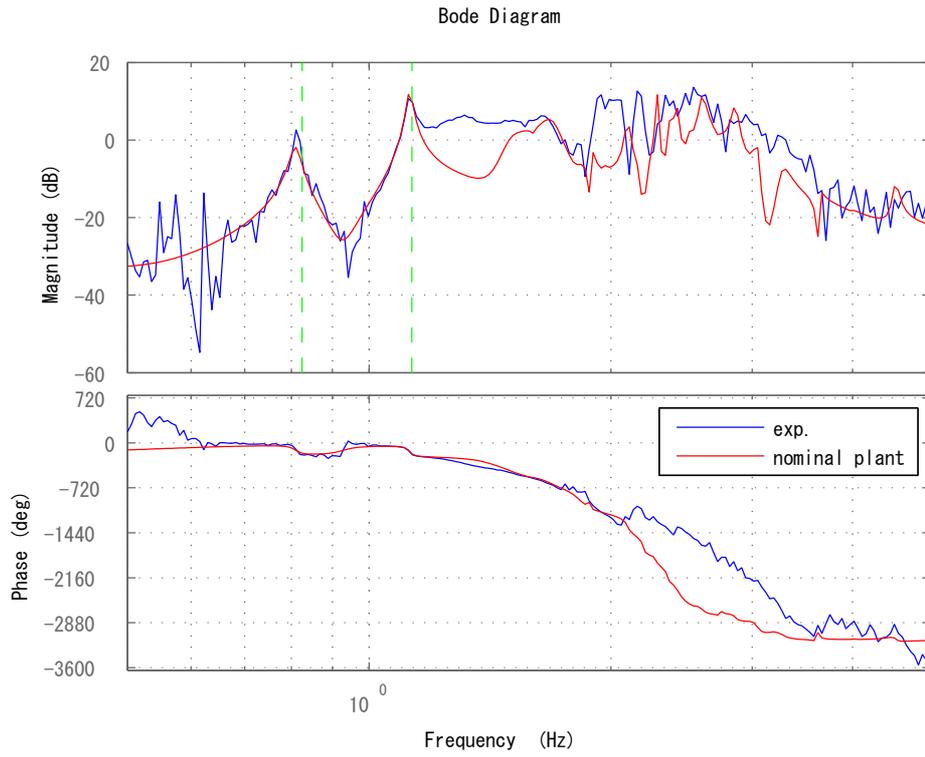


Fig. 3.13: nominal plant of  $G_{zw}$  (Case2)

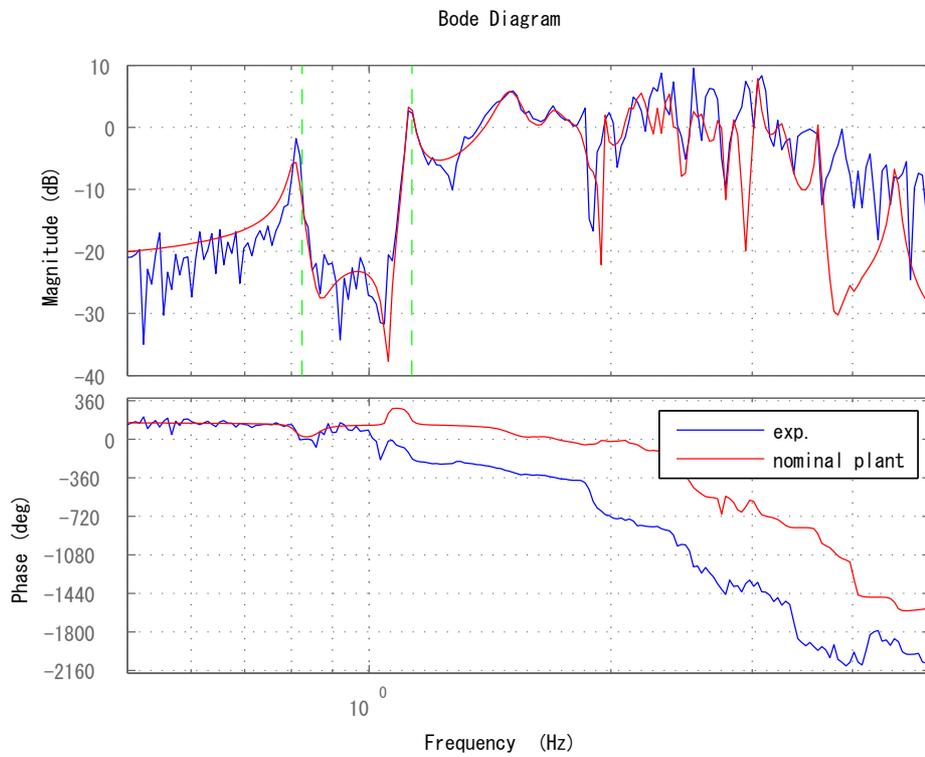


Fig. 3.14: nominal plant of  $G_{yw}$  (Case2)

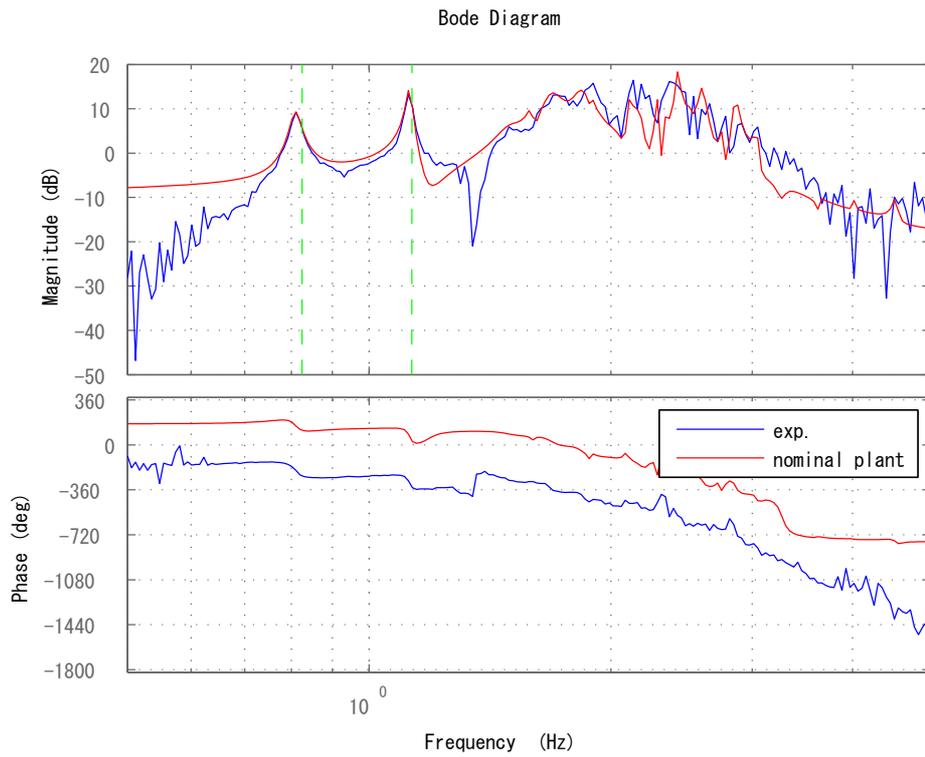


Fig. 3.15: nominal plant of  $Gzu$  (Case2)

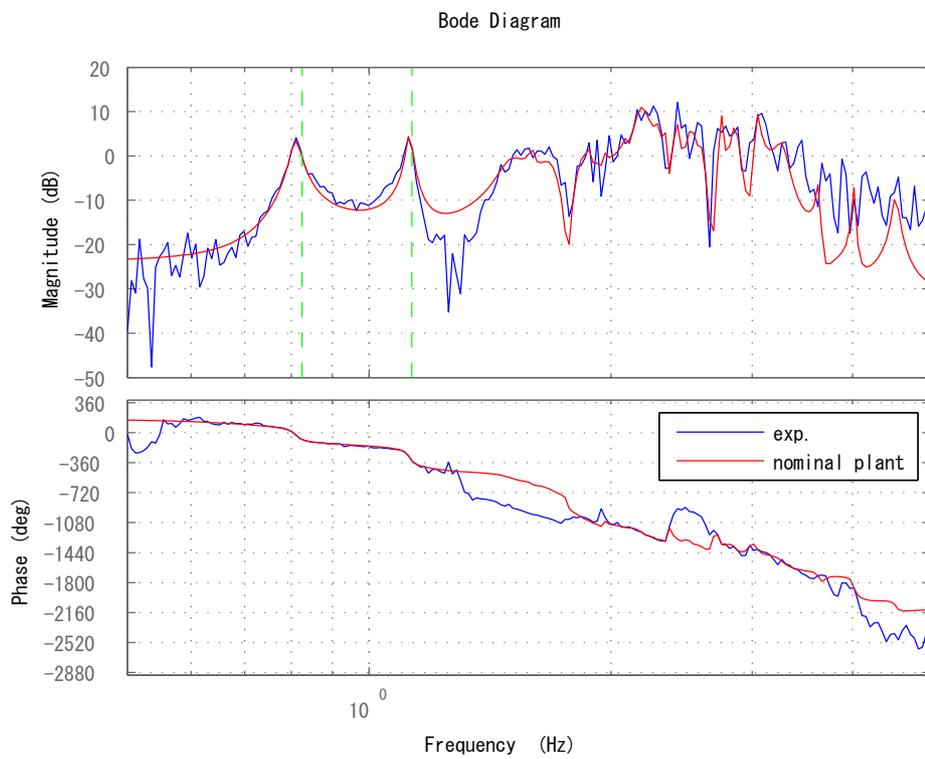


Fig. 3.16: nominal plant of  $Gyu$  (Case2)

### 3.4 モデル化誤差の見積もり

実システムの周波数応答に完全に一致する伝達関数 (真の伝達関数) を求めることは現実的には不可能であり, 通常, 両者の間には, 伝達関数に近似しきれなかった誤差 (モデル化誤差) が存在する. このモデル化誤差を無視して, 補償器を設計・実装すると, 閉ループ伝達関数の  $H_\infty$  ノルムが, 設計時の見積もりを超えて劣化したり, 最悪の場合, 制御系が不安定になることがある. 制御系が不安定となるのを防ぐためには,  $G(s)$  の 4 つの伝達関数のうち, フィードバックループを構成する伝達関数  $G_{yu}(s)$  のモデル化誤差を考慮して  $K(s)$  を設計すれば良い. ここで, 加法的摂動モデルを用いてモデル化誤差を考慮する. この場合, 伝達関数  $G_{yu}(s)$  は, ノミナル伝達関数  $\bar{G}_{yu}(s)$  を用いて, 次のように表される

$$G_{yu}(s) = \bar{G}_{yu}(s) + W(s)\Delta(s) \quad (3.1)$$

右辺第二項が加法的摂動で,  $W(s)$  はその重み関数,  $\Delta(s)$  は正規化された摂動 ( $H_\infty$  ノルムが 1 以下の安定な伝達関数) である.  $W(s)$  は式 (3.1) が有効なモデルとなるように決定されなければならない. 式 (3.1) を  $\Delta(s)$  について解き,  $|\Delta(j\omega) \leq 1|$  の条件を適用すると,

$$|G_{yu} - \bar{G}_{yu}| \leq |W(j\omega)| \quad (3.2)$$

式 (3.2) を得る. すなわち,  $G_{yu}(s)$  のモデル化誤差のゲイン特性をプロットし, それを上から覆うように,  $W(s)$  を決定すれば良い. このとき, できるだけ高い制御性能を達成するために, モデル化誤差をできる限りタイトに覆うように  $W(s)$  を決定する必要がある.

本論文では, 重み関数  $W(s)$  を式 (3.3) とする.

$$W(s) = 0.14 \left( \frac{s+10}{10} \frac{62.8}{s+62.8} \right)^5 \quad (3.3)$$

Case1, Case2 とともに同じ重み関数  $W(s)$  とする.  $W(s)$  をプロットすると, Fig.3.17, 3.18 になる. 低周波数域の制御性能を上げるため, 1~4 次共振周波数を含む低周波数域をタイトに覆った. 高周波数域は制御帯域ではないので, 重みに余裕を持たせた.

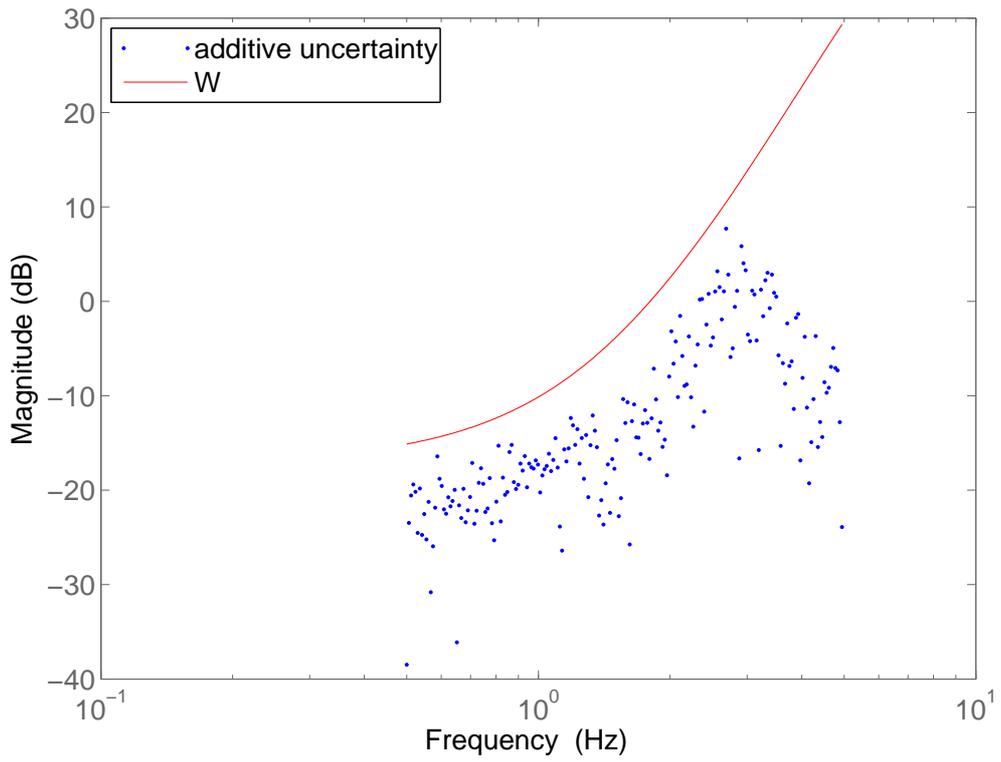


Fig. 3.17: weight function (Case1)

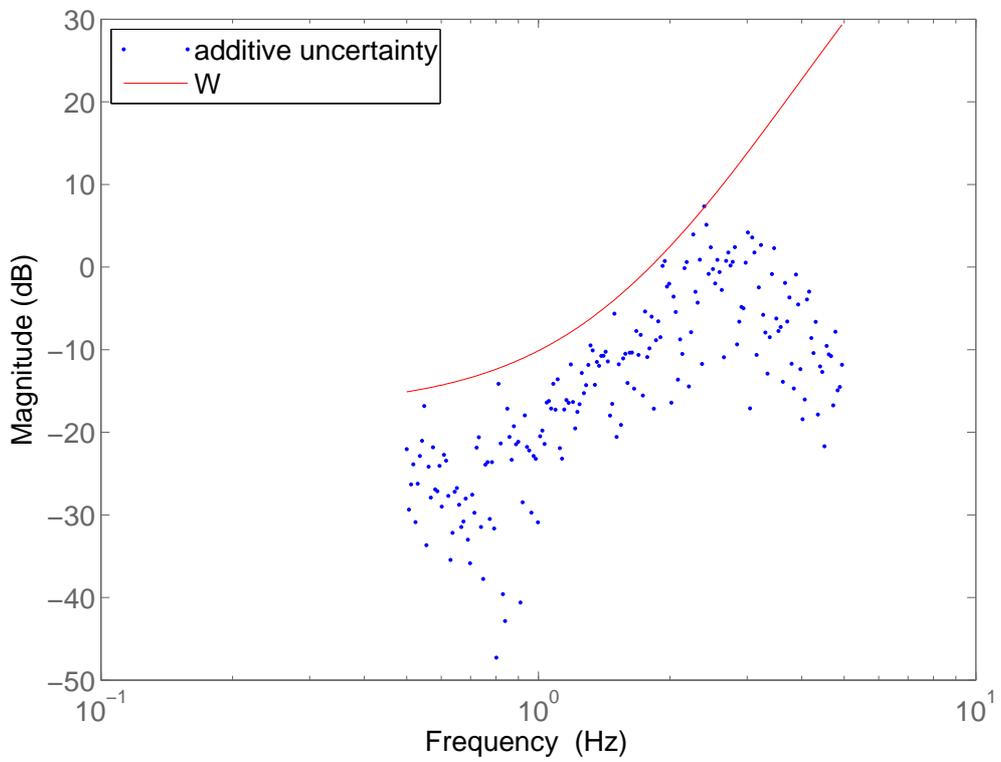


Fig. 3.18: weight function (Case2)

## 第4章 補償器設計

本章では前章の周波数応答実験結果に基づき補償器を設計する。モデル化誤差に対するロバスト安定化を図るため、次の  $H_\infty$  制御問題を解いて補償器設計を行う：次の条件を満たし、かつを最小化する補償器  $K$  を求めよ。

1. Fig.4.1 の閉ループ系が内部安定。
2. 適当な正数  $d$  が存在して閉ループ系の  $H_\infty$  ノルムが1未満となる。

Fig.4.1 で、 $\bar{G}(s)$  は周波数応答結果を近似して求めたノミナルプラント、 $W(s)$  はモデル化誤差に対する重み、 $W_p(s)$  は性能重みである。性能重み  $W_p(s)$  は、低周波数域の制御性能を良好にするため、式 (4.1) とする。

$$W_p(s) = \left(\frac{\omega_1}{s + \omega_1}\right)^3, \quad \omega_1 = 2\pi \times 0.5 \quad (4.1)$$

サンプリング周期は  $1[ms]$  で、連続時間  $H_\infty$  制御問題を解き、得られた補償器  $K$  を0次ホールドで離散化する。

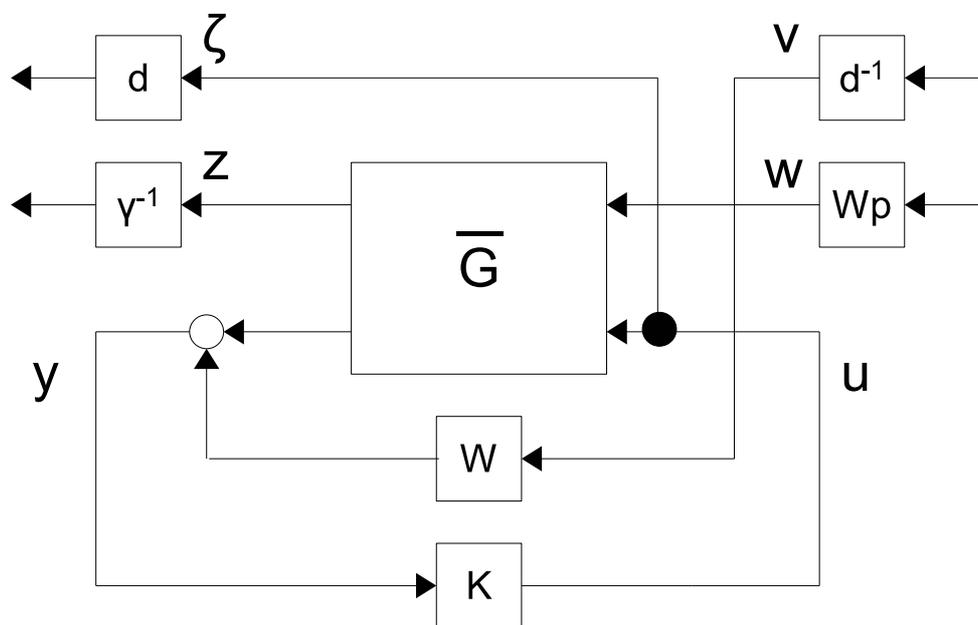


Fig. 4.1: robust performance problem with scaling

定数スケールド  $H_\infty$  制御問題を解き，望ましい補償器を求める．できるだけ高い制御性能を得るために，スケーリング  $d$  を変化させて，変数  $k$  の最大値を見つける．そのとき得られた補償器が，最もよい性能の補償器となる．スケーリングの結果を Fig.4.2,4.3 に示す．

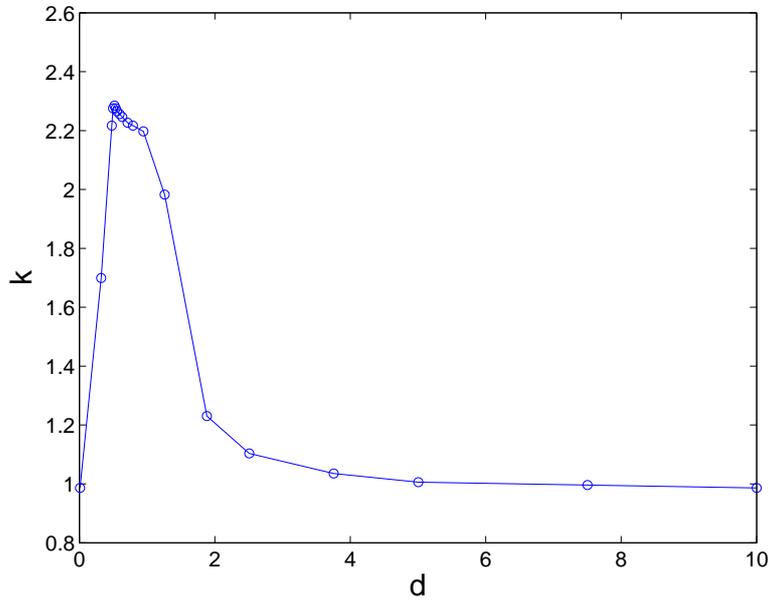


Fig. 4.2: Scaling (Case1)

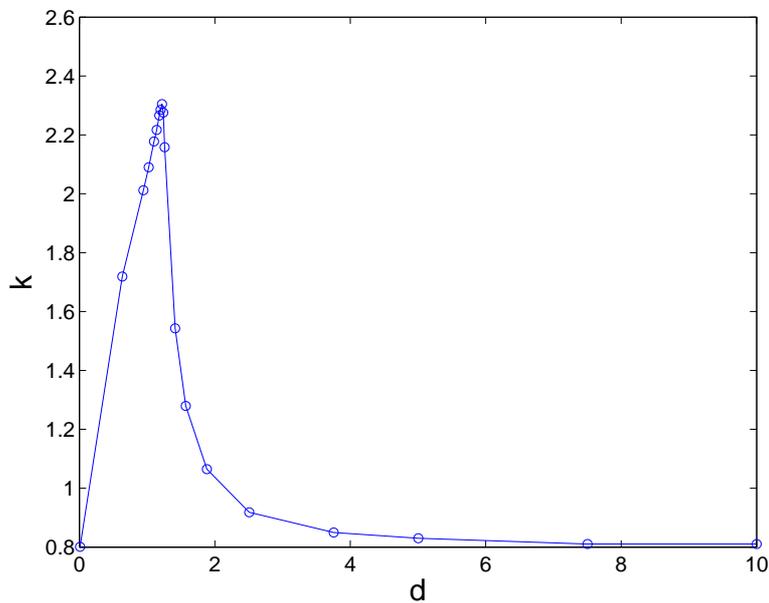


Fig. 4.3: Scaling (Case2)

スケーリングを变化する範囲が適切であれば， $d$  と  $k$  のグラフは上図のようにおおよそ凸の形となる．最後に設計した補償器のボード線図と制御性能予測を Fig.4.4 , 4.5 に示す．

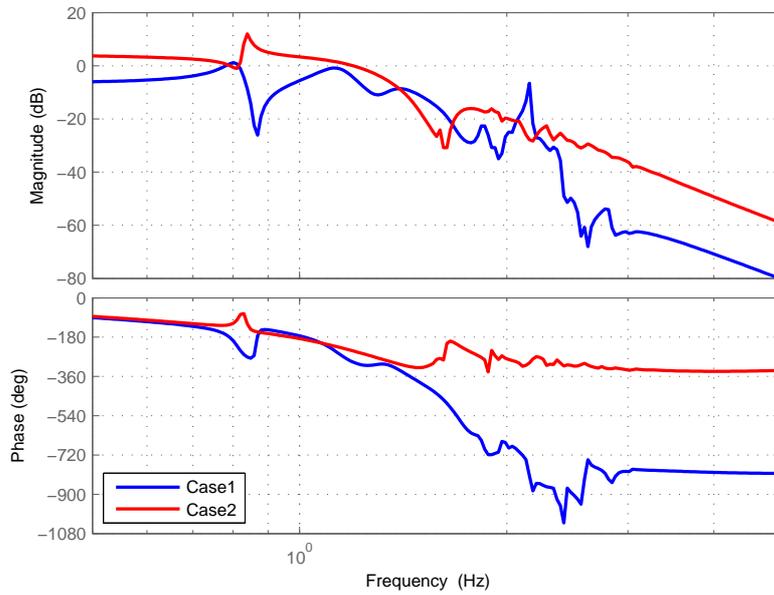


Fig. 4.4: controller

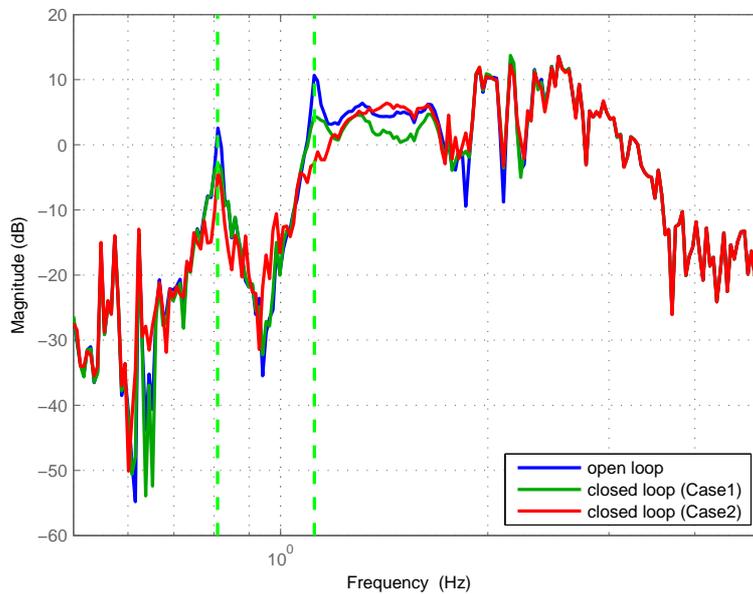


Fig. 4.5: compare result

Fig.4.5 に示した制御性能予測から，制御後は，2,3 次共振周波数において，それぞれ Case1 のとき - 5.4[dB](47%)， - 6.3[dB](52%)， Case2 のとき -6.6[dB](54%)， -13.7[dB](79%) 程度の外乱抑制効果が期待できる．3 次共振周波数以降では，ほとんど外乱抑制効果が期待できない．

## 第5章 外乱抑制制御実験

Fig.4.5 に示した制御性能予測の妥当性を検証するため，5.1 節では外乱アクチュエータ駆動信号  $w$  として正弦波を入力する．より現実的な波を発生させるため，5.2 節では外乱アクチュエータ駆動信号  $w$  として白色雑音を入力する．Case1 に対する実験を行う．

### 5.1 正弦波外乱抑制制御実験

正弦波の周波数  $f_n$  は，2,3 次の共振周波数を用いる．

1.  $f_2=0.81$ [Hz] : 2 次共振周波数
2.  $f_3=1.12$ [Hz] : 3 次共振周波数

実験方法は，次の通りである．

1. 外乱アクチュエータを 100 秒間駆動させる．
2. 50 秒経過後，制御アクチュエータを駆動させる．
3. 制御前 50 秒間と制御後 50 秒間，エラーセンサ  $z$  が測定したそれぞれの波の振幅を比較し，制御前後の外乱抑制率を調べる．

アクチュエータを動作させる時間は FFT 解析に必要な 10 周期分の定常状態の波を得るためと待ち時間を考慮した．周波数によって 10 周期の長さは異なるが，周波数毎に実験時間を変えると紛らわしいので，2,3 次共振周波数でアクチュエータを動作させる時間を同じくした． $f_2, f_3$  の正弦波外乱信号を入力したときのエラーセンサ  $z$  と制御アクチュエータ駆動信号  $u$  の実験結果を Fig.5.1 ~ 5.4 に示す．また，2,3 次共振周波数における制御前後の波の写真を Fig.5.5 ~ 5.8 に示す．

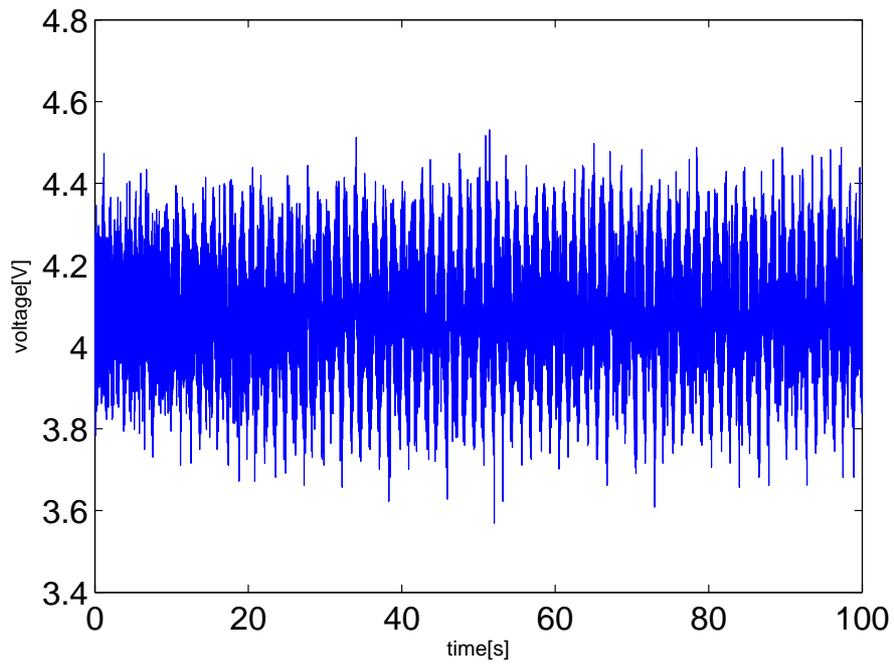


Fig. 5.1: Result  $z$  of time response of 2nd resonance

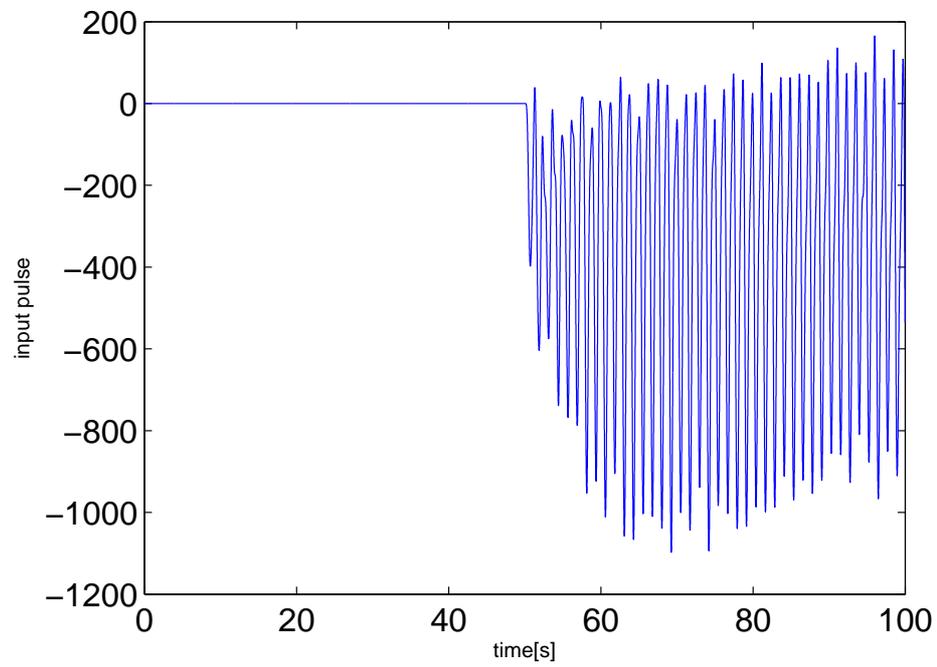


Fig. 5.2: Result  $u$  of time response of 2nd resonance

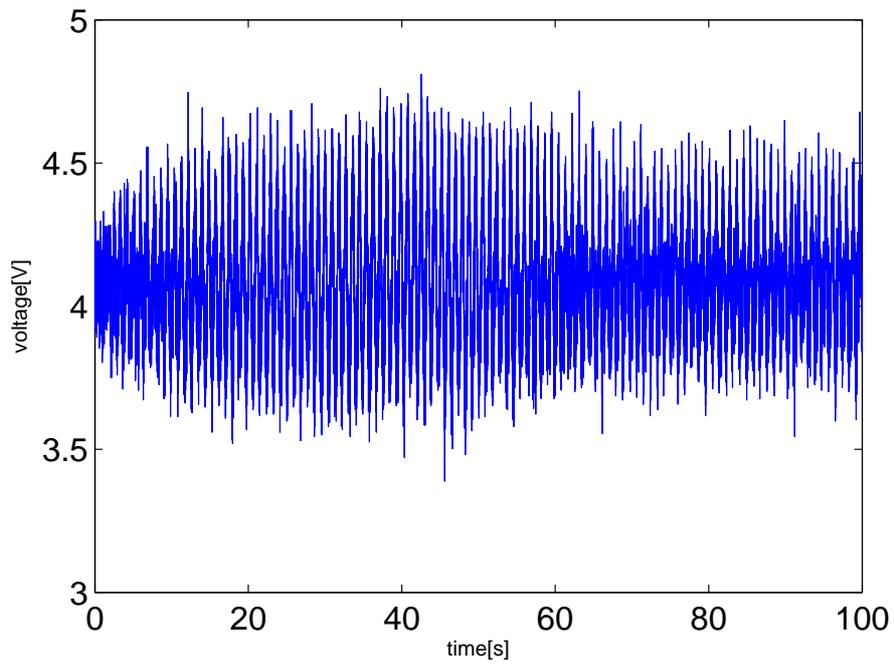


Fig. 5.3: Result  $z$  of time response of 3rd resonance

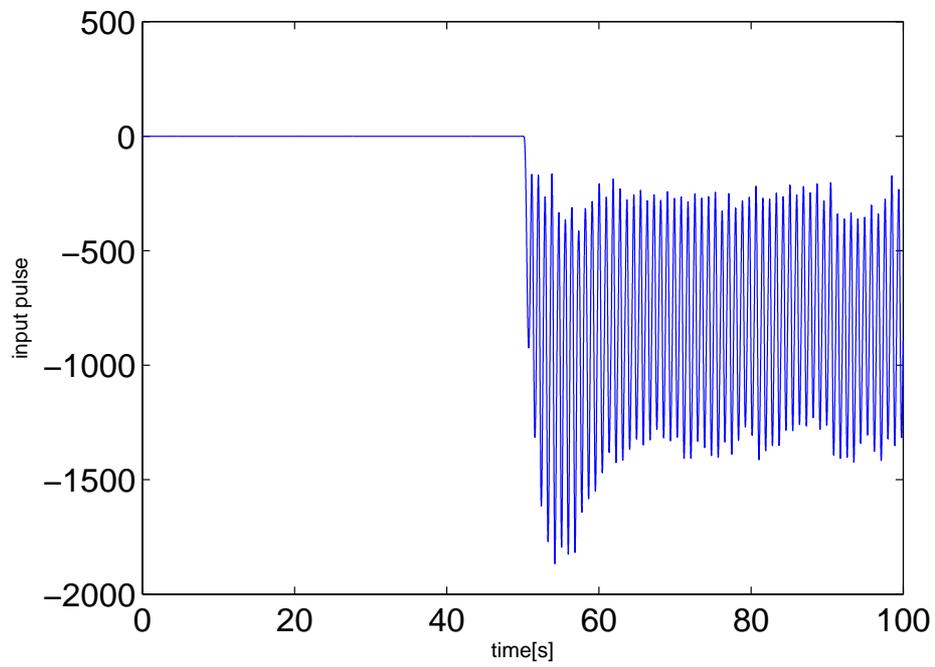


Fig. 5.4: Result  $u$  of time response of 3rd resonance

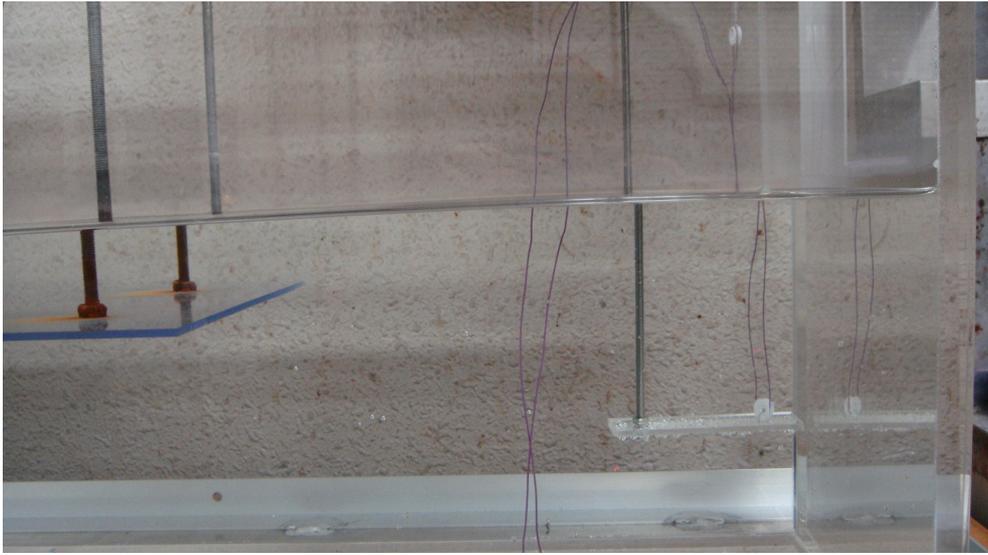


Fig. 5.5: Photograph of 2nd resonance wave(without control)

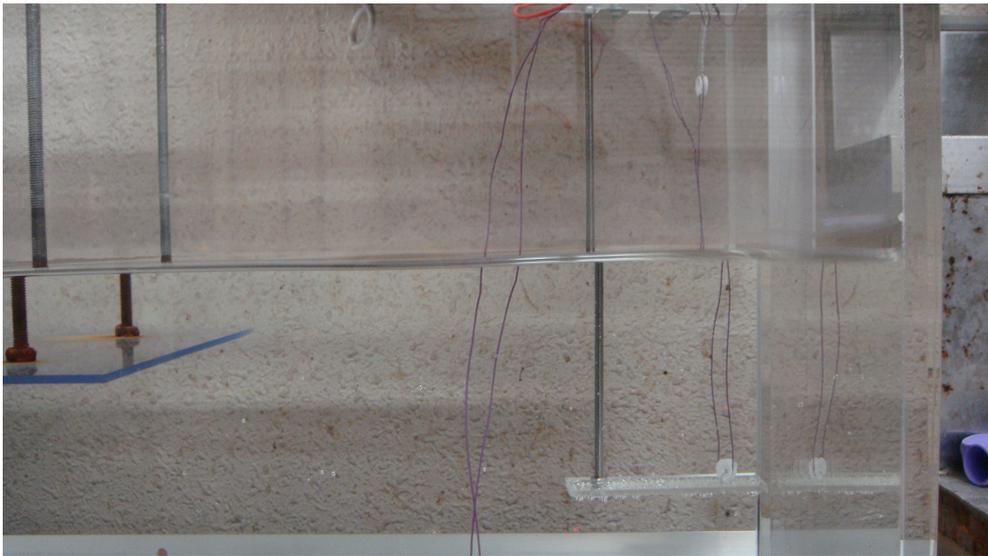


Fig. 5.6: Photograph of 2nd resonance wave(with control)

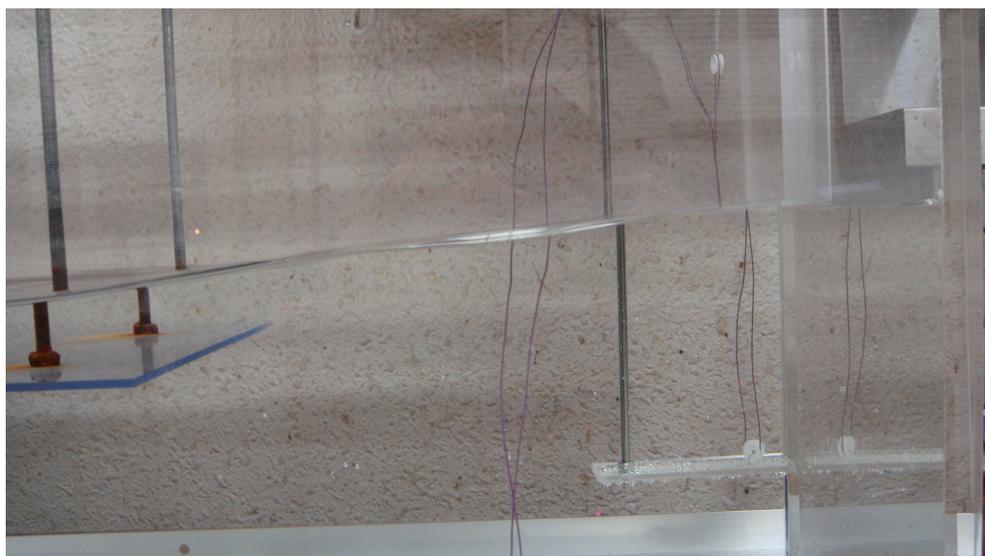


Fig. 5.7: Photograph of 3rd resonance wave(without control)

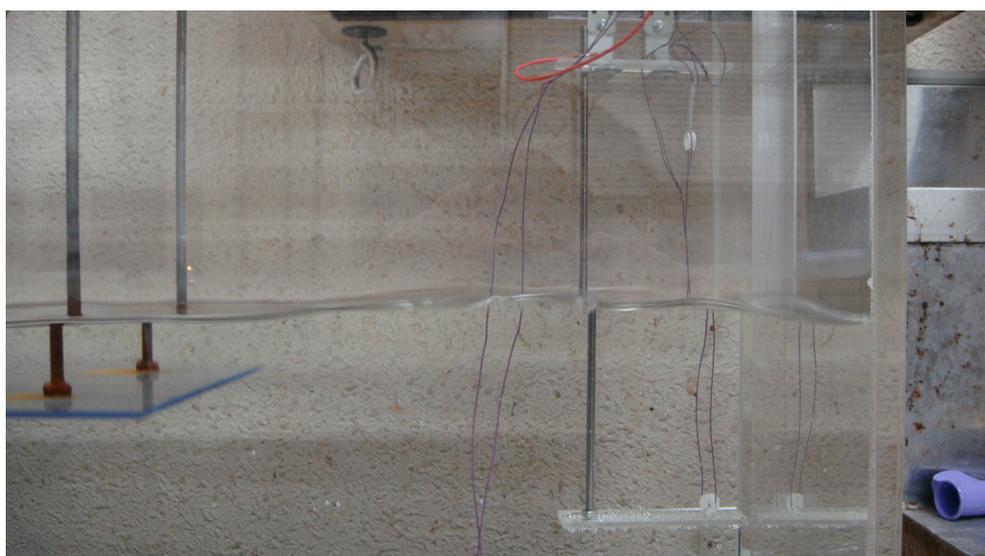


Fig. 5.8: Photograph of 3rd resonance wave(with control)

2,3 次共振時ともに，写真で制御後に波の振幅がなだらかになっていることが分かる．

正弦波外乱  $w$  が持つ 2,3 次共振周波数振幅成分の外乱抑制率を示すため，Fig.5.1，5.3 の FFT 解析結果を Fig.5.9，5.11 に示す．FFT 解析の範囲は，制御前 50 秒間，制御後 50 秒間の内の最後の 10 周期分である．Fig.5.10，5.12 に制御前後 50 秒間の内の最後の 4 周期分の時間応答を示す．

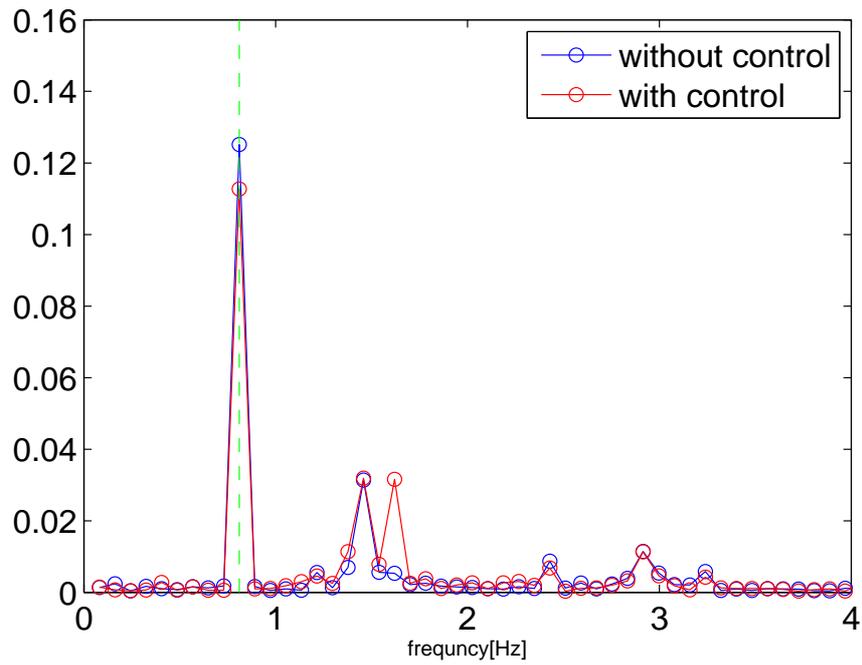


Fig. 5.9: FFT analysis of 2nd resonance

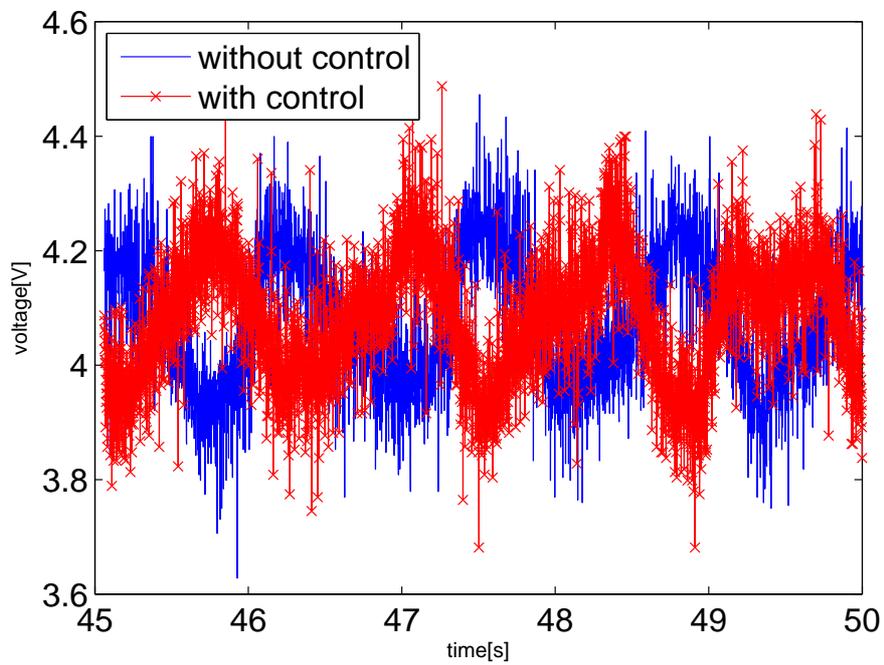


Fig. 5.10: Enlarged figure of Fig.5.1

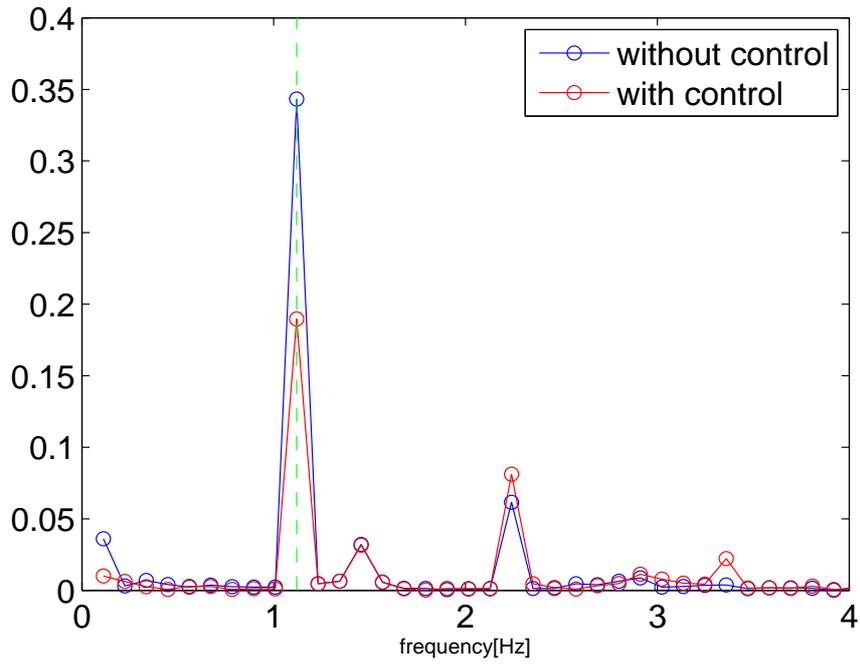


Fig. 5.11: FFT analysis of 3rd resonance

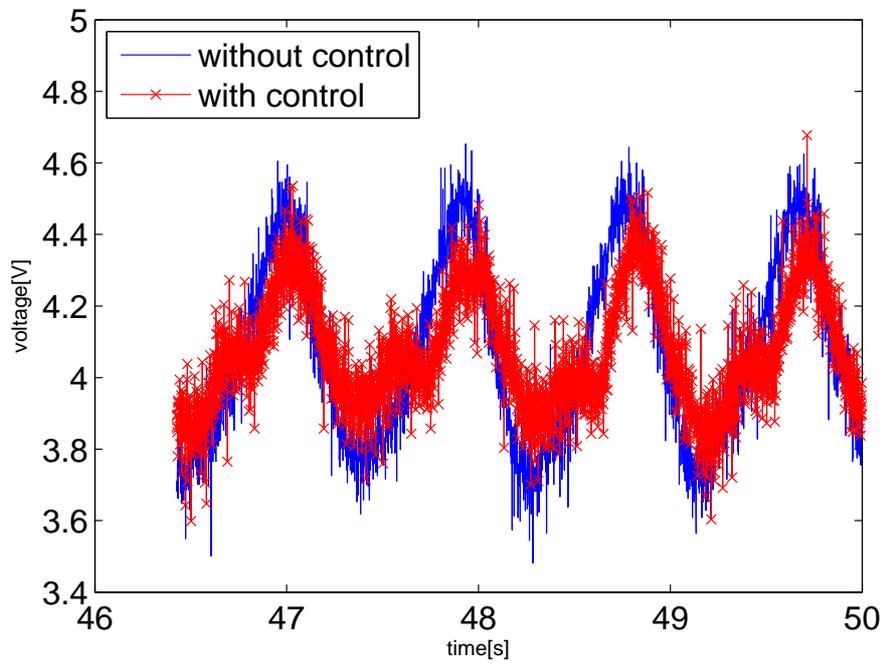


Fig. 5.12: Enlarged figure of Fig.5.3

Fig.5.9, 5.11 にそれぞれ示された左端のピークは共振周波数振幅成分であり, それ以外のピークは高調波成分である. Fig.5.9 の with control で二つ目のピークのあとにもうひとつピークが出ているが, これについて原因は不明である. 左端のピークが大きいことから, 正弦波に近い波が起きていることが分かる. Fig.5.10, 5.12 より, 実際に正弦波に近い波が起きていることが確認できる. 縦線は周波数応答実験で得られた共振周波数である.

Table5 Rate of attnuation(case of sine disturbance attenuation control experiment)

共振次数	外乱抑制率 [%](予測値)	制御前	制御後	外乱抑制率 [%](実験値)
2	47	0.13	0.11	$(1 - 0.11/0.13) \times 100 = 10$
3	53	0.34	0.19	$(1 - 0.19/0.34) \times 100 = 45$

Table5 に Fig.5.9, 5.11 の結果をまとめた. Table.5 の外乱抑制率とは, 外乱が制御前後でどの程度抑制されたかを表わす比率である. 外乱抑制率の予測値は Fig.4.5 で示された制御性能予測結果である. 制御前とは制御前の波の振幅, 制御後とは制御後の波の振幅を示しており, Fig.5.9, 5.11 に示した FFT 解析結果より求める. 外乱抑制率の実験値は,  $(\frac{\text{制御後の波の振幅}}{\text{制御前の波の振幅}} - 1) \times 100[\%]$  より求める. 実験の結果, 2,3 次周波数振幅成分の抑制率は, それぞれ, 10, 45[%] となり, 3 次は予測値とほぼ一致することが, 2 次は予測値とはだいぶ異なってしまった.

## 5.2 広帯域外乱制御実験

現実的な外乱に対する制御性能を検証するために，外乱アクチュエータ駆動信号  $w$  として広帯域外乱を用いる．ただし，現実の外乱抑制問題においては高次モードの外乱は問題とならないことが多いと考えられる．従って，ここではカットオフ周波数 3[Hz] のローパスフィルタを通した  $w$  を用いる．具体的には，デジタル 1 次ローパスフィルタを作り，広帯域外乱をそのローパスフィルタに通し，3[Hz] 以上の周波数成分をカットした広帯域外乱を外乱アクチュエータ駆動信号  $w$  とする．Fig.5.13 に本実験に用いる外乱アクチュエータ駆動信号  $w$  を示す．実験方法は前節と同様である．実験結果を Fig.5.14 ~ 5.15 に示す．また，制御前後の波の写真を Fig.5.16 ~ 5.17 に示す．

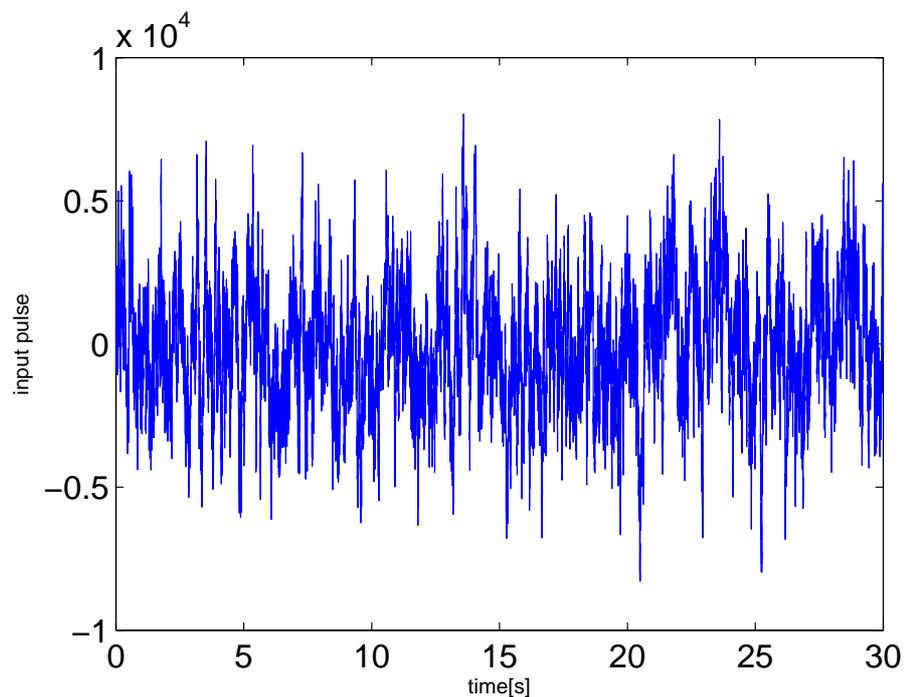


Fig. 5.13: Wide range disturbance signal  $w$

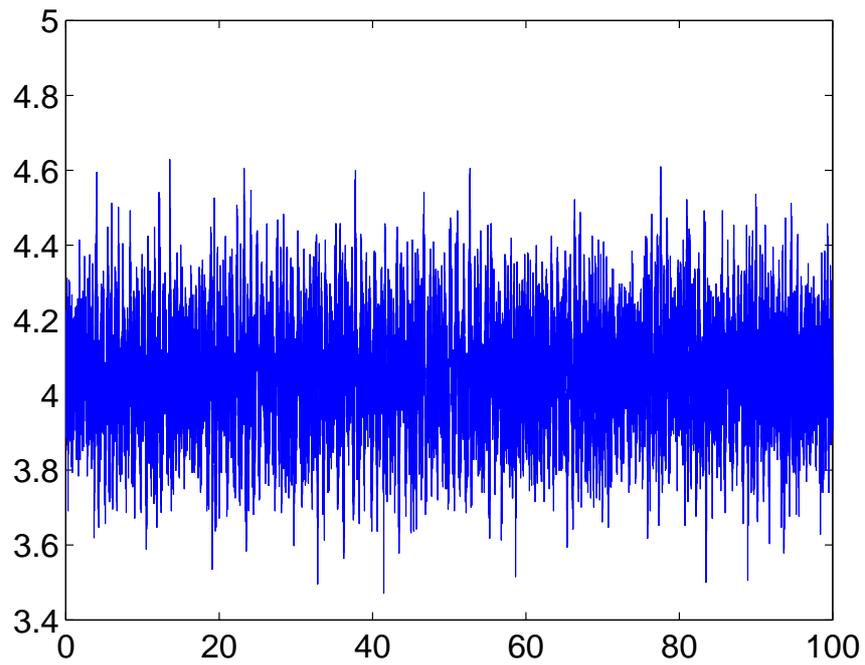


Fig. 5.14: Result  $z$  of time response of wide range disturbance

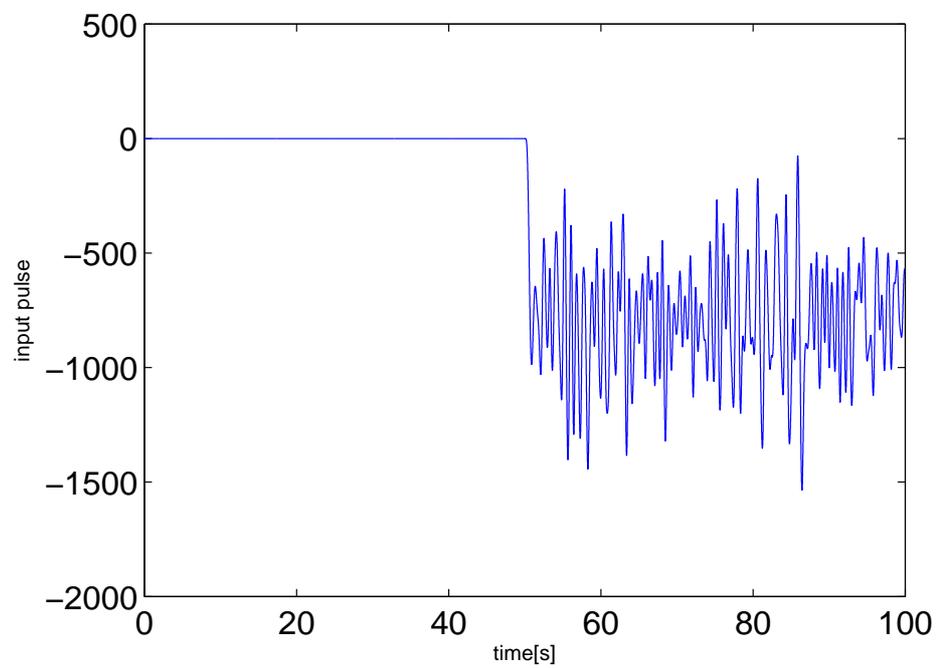


Fig. 5.15: Result  $u$  of time response of wide range disturbance

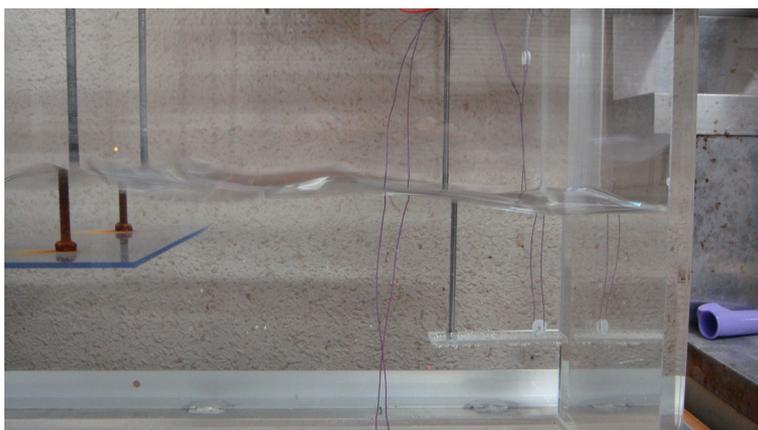


Fig. 5.16: Photograph of wide range disturbance wave(without control)

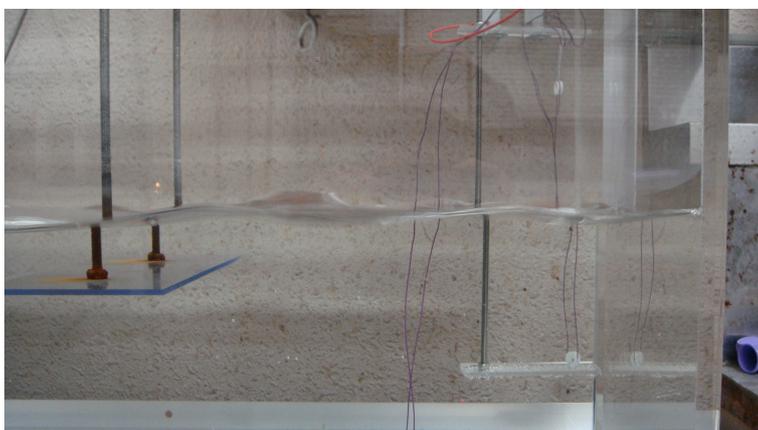


Fig. 5.17: Photograph of wide range disturbance wave(with control)

広帯域外乱を入力した場合，写真では制御後に波の振幅が小さくなったか分からない．

Fig.5.14 を見ると，制御後も波の振幅の安定性が保たれていることが分かる．Fig.5.18 に Fig.5.14 の定常状態の部分を拡大して重ねた結果を示す．青線が制御前，赤線が制御後の結果である．検出された波が複数の周波数成分を含んでいることが分かる． $w$  における 2,3 次共振周波数振幅成分の外乱抑制率を示すため，Fig.5.14 の FFT 解析結果を Fig.5.19 に示す．

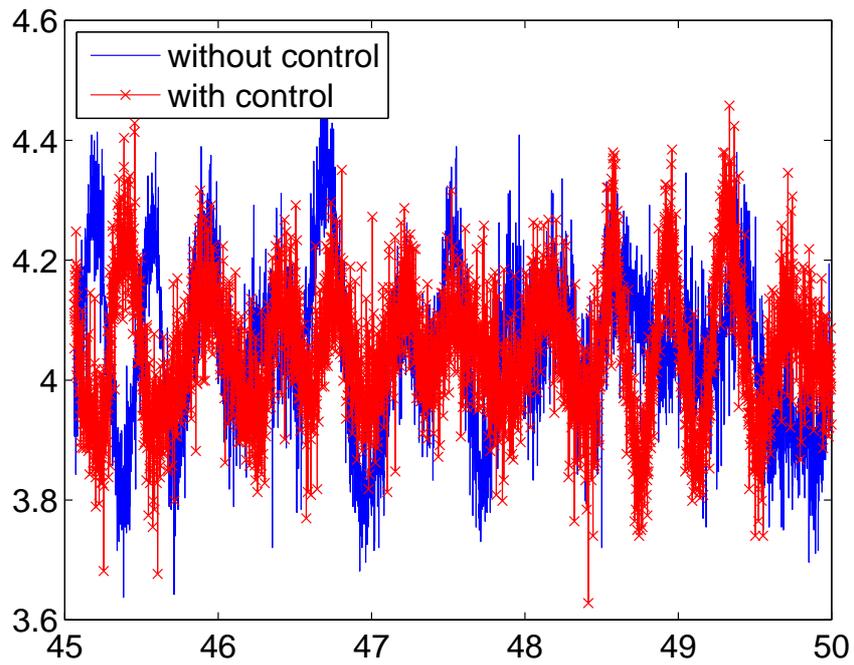


Fig. 5.18: Enlarged figure of Fig.5.14

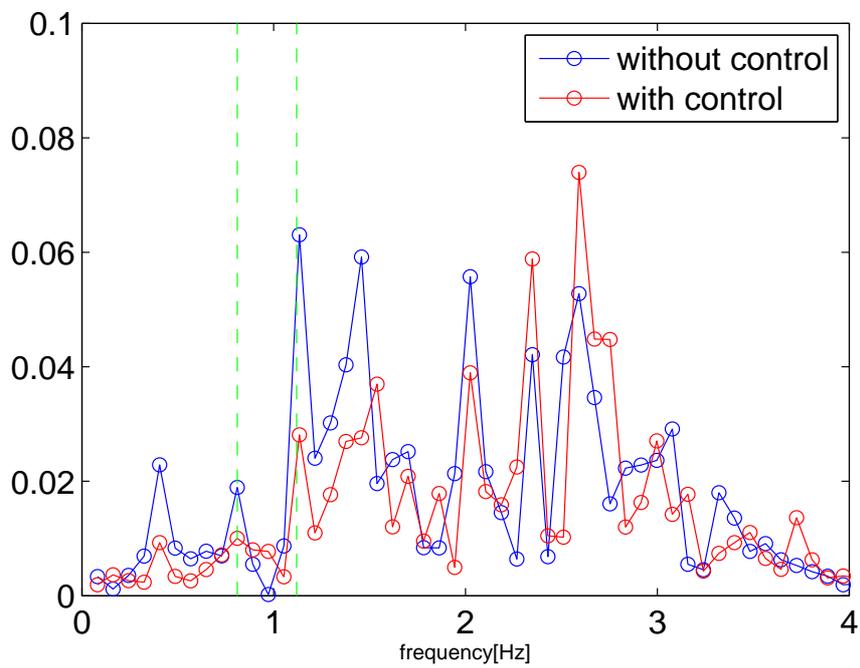


Fig. 5.19: FFT analysis of widerange disturbance

Table.6 Rate of attnuation(case of wide range disturbance attenuation control experiment)

共振次数	外乱抑制率 [%](予測値)	制御前	制御後	外乱抑制率 [%](実験値)
2	47	0.019	0.010	$(1 - 0.010/0.019) \times 100 = 47$
3	53	0.063	0.028	$(1 - 0.028/0.063) \times 100 = 55$

Table.6 に Fig.5.19 の結果とまとめた．2,3 次共振周波数振幅成分の抑制率は，それぞれ，47，55[%] である．2,3 次共振周波数振幅成分共に予測値とほぼ一致した．これより，広帯域外乱抑制制御実験において Table.6 に示すように，2,3 次共振周波数で抑制効果が得られた．

## 第6章 結言

本論文では、まず、鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構の妥当性を検証するために開ループ制御系設計を行った。その結果、2,3次共振周波数共に7割程度の抑制効果が得られた。また、共振周波数の実験値と理論値がほぼ一致した。従って、鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構は妥当であることが分かった。また、単方向波アクチュエータを用いることにより、ディレイを設定した周波数以降で位相遅れが生じることを確認した。次に、未知外乱を抑制する制御系を構成するために、周波数応答実験結果に基づき  $H_\infty$  制御系設計を行い、モデル化誤差に対してロバストな制御系を設計した。外乱抑制制御実験を行い、以下の知見を得た。

正弦波外乱抑制制御実験の結果、2,3次共振周波数において、1割、5割程度の抑制効果が得られた。3次共振周波数では抑制効果は予測とほぼ一致した。広帯域外乱抑制制御実験を行った。その結果、2,3次共振周波数において、5割、5割程度の抑制効果が得られた。広帯域外乱抑制制御実験では2,3次共振周波数どちらも抑制効果が得られた。

本論文で行った制御系設計は系統的であり、規模の異なる水槽に対しても同じ手法を適用可能である。以上より、鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構に対してロバスト制御系を設計し、外乱抑制効果を実験的に示した。

今後の課題は

1. Case2 に対する制御実験を行う。
  2. 鉛直方向に振動する水平板を用いた本実験水槽の物理モデルを導出する
- 以上の2点である。

## 参考文献

- [1] 廣田貴士, 小林泰秀. ”鉛直方向に振動する水平板を用いた消波機構のロバスト制御”. 日本機械学会論文集 (C 編), (投稿中)
- [2] Yasuhide Kobayashi, Hisaya Fujioka, Naoki Jinbo. ”A Control Source Structure of Single Loud speaker and Rear Sound Interference for Inexpensive Active Noise Control”. Advances in Acoustic and Vibration, Volume 2010. 2010.
- [3] T. L. Yip.; Allen T. Chwang. et al. ”Water wave control by a pitching plate”, Journal of engineering mechanics/August, 1997, p800-807. <http://www.hindawi.com/journals/aav/2010/730813.html>
- [4] 奥山悦郎. ”分割型吸収式造波機を用いて水面に波で文字を描く技術”, 三井造船技報, No.188, 2006-6, p15-20
- [5] 川口隆. ”波面検出及び速度制御を用いた無反射造波方式”, 三井造船技法, 第 128 号, 昭和 61 年 6 月
- [6] 野原勉. ”波の計測と制御-太平洋の波を造る-”, 計測と制御, 第 37 巻, 第 5 号, 1998 年 5 月号, p341-348
- [7] 片山大昌. 渡辺亮. ”小型造波装置における造波機構のモデリングとロバスト制御”, T.IEE Japan, Vol.121-D, No.4, 2001, p445-452
- [8] 稲垣聡. ”水を揺らす-造波装置を用いた水理実験-”, 日本機械学会誌, Vol.112, No.1090, 2009 年 9 月, p32-33
- [9] S. Neelamani.; M. S. Reddy. ”Wave transmission and reflection characteristics of a rigid surface and submerged horizontal plate”, Ocean Engng, Vol.19, No.4, 1992, p327-341
- [10] 木田重雄. ”9 形を変えない波”. いまさら流体力学 ? . 東京, 丸善, 1994, p127
- [11] G.D.Crapper. ”6 Further solutions for small waves”. Introduction to water wave. Ellis Horwood ltd, 1984, p154-173