

令和四年度
長岡技術科学大学大学 工学部
機械創造工学課程 課題研究論文

一次元ダクトの能動騒音制御における 直交振動機構の効果

Effect of orthogonal vibration mechanism on active noise control of
one-dimensional duct

令和5年2月13日

所属	機械創造工学課程
氏名	中島 天
学籍番号	21306191
指導教員	小林泰秀 准教授

目次

第1章 緒言	5
第2章 一次元ダクトの能動騒音制御	7
第3章 直交振動制御系の構成	9
3.1 実験装置	9
3.2 制御音源の構成	11
第4章 直交振動制御系の効果	13
4.1 制御音源の駆動条件の設定	13
4.2 実験方法・結果	15
4.3 制御音による音の重ね合わせの影響	20
第5章 物理モデルによる直交振動制御の効果検証	22
5.1 主軸の周波数特性	22
5.2 直交振動機構の周波数特性	24
5.3 物理モデルの作成	25
5.3.1 波動方程式の導出	25
5.3.2 断面積が一樣な管	26
5.3.3 断面積が一樣ではない管	28
5.4 断面積が一樣ではない管の周波数特性	31
第6章 結言	33
参考文献	35

目 次

2.1	Block diagram of narrowband FF ANC	7
2.2	without control(Previous research)	8
2.3	with control(Previous research)	8
3.1	Appearance of experimental apparatus	9
3.2	Equipment Overview	10
3.3	Control loudspeaker	11
3.4	Control loudspeaker Overview	11
4.1	Frequency response from control loudspeaker1,2 to microphone	14
4.2	1st Frequency response results	15
4.3	2nd Frequency response results	16
4.4	3rd Frequency response results	16
4.5	4th Frequency response results	17
4.6	5th Frequency response results	17
4.7	6th Frequency response results	18
4.8	Correlation between frequency and gain (371Hz)	18
4.9	Frequency response results off/on	19
4.10	Frequency response from noise loudspeaker (signal 0) to microphone 1st-3rd	20
4.11	Frequency response from noise loudspeaker (signal 0) to microphone 4th-6th	21
4.12	Correlation between controlled and uncontrolled (371Hz)	21
5.1	No control loudspeaker Experimental apparatus	22
5.2	Comparison of frequency response with and without control loudspeaker	23
5.3	Control loudspeaker Straight tube	24

5.4	Control loudspeaker Frequency response	24
5.5	Tubes with uniform cross-sectional area	26
5.6	Comparison of Experimental and Theoretical(Uniform area)	27
5.7	2-stage pipe	28
5.8	Comparison of Experimental and Theoretical(2-stage)	30
5.9	Change in primary resonance frequency	31
5.10	Transition of primary resonance frequency	32

表 目 次

3.1	Experimental device	10
3.2	Control loudspeaker Components	12

第1章 緒言

近年、医療技術が進み病院に足を運ぶ人が増え、厚生労働省の文献 [1] によると調査日時点での入院患者数は 130 万人を超える。日本の人口は約 1 億 2000 万人なので 100 人に 1 人の割合で入院していることになる。病棟では生活音や医療機械の騒音が問題視されており、入院患者にとって騒音は悪影響であり、療養の妨げとなっているため改善が必要である [2]。医療機械の中でも、圧縮空気を動力とし、人の動作を補助する装着型の装置が注目されている [3]。これらの装置は使用するたびにコンプレッサーから圧縮空気を充填する必要があるため、使用する際の騒音が夜間の医療や介護の現場では問題となるため十分な対策が必要である [4]。

騒音問題の主な対策として、まず遮音材や吸音材で騒音源を囲い騒音を軽減する受動騒音制御 (PNC) がある。PNC は一般に高周波数成分に対しては有効だが、低周波数の騒音に対して十分な騒音制御効果を得ようとするとき容積、重量の大きなものが必要となる [5]。一例として文献 [6] ではコンプレッサーを箱で囲み、箱に設けられた開口部の構造を変えることで騒音を抑制している。ただし PNC のデメリットとして、騒音源を箱で囲うことで内部に熱が籠りやすくなり、制御対象に悪影響を及ぼす可能性がある。他の対策として、騒音をマイクで取得し、同振幅、逆位相の制御音を生成して制御用スピーカから騒音と干渉させることで騒音を軽減する能動騒音制御 (ANC) がある。音波の干渉を利用しているため、低い周波数帯域の音に有効な技術となっている。そのため、一般的には PNC と ANC の両方を使い、騒音制御する方法が用いられる。

先行研究 [7] ではコンプレッサーを防音箱で囲み、防音箱に設けられた開口部から放射される騒音に対し、計算コストを軽減した適応制御を用いて、コンプレッサー内のモータの回転同期成分の騒音 (周期騒音) を抑制する狭帯域能動騒音制御を行っている。周期騒音を抑制しない従来の制御と比べると騒音制御効果が約 2 倍に向上するデータが得られている。周期騒音だけでなく、それ以外の周波数帯域に対しても騒音制御性能を向上することで実用可能性を高めることができる。

そこで本論文では、騒音の進行方向と垂直方向に置いた制御音源により空気を振動させることで音波の伝播を妨げ、騒音を軽減できるか調査しその効果を示すことを目的とする。

本論文の構成は以下の通りである。第2章では能動騒音制御について述べる。第3章では実験装置とその概要について述べる。第4章では、提案法による実験を行う。第5章では、制御の効果を調査する。最後に第6章で結言を述べる。

第2章 一次元ダクトの能動騒音制御

能動騒音制御とは、騒音源に対し同振幅、逆位相の制御音を干渉させることにより騒音を打ち消す技術のことである。

第1章で紹介した先行研究 [7] では Filtered-x LMS アルゴリズムを用いた適応制御系によるコンプレッサー (COMP) 内のモータ周期騒音に対しての能動騒音制御を行っている。用いられた制御系のブロック線図を Fig. 2.1 に示す。ダクト内を伝播する騒音を、ダクト面にとりつけられた制御音源により小さくする事が目的である。具体的には騒音の信号 y をバンドパスフィルタ (BPF) に通して y_{BPF} をモータの回転角周波数 ω の正弦波とみなす。 y のゼロクロス時刻を利用して $\hat{\omega}$ を推定しその整数倍成分に対して r_{i0} , r_{i1} の信号を用意しそれぞれに対する適応係数 a_i , b_i を適応制御則により更新する、

制御効果として Fig. 2.2, Fig. 2.3 に示す通り、周期騒音が抑制され、騒音が約 4.7dB 減少した。

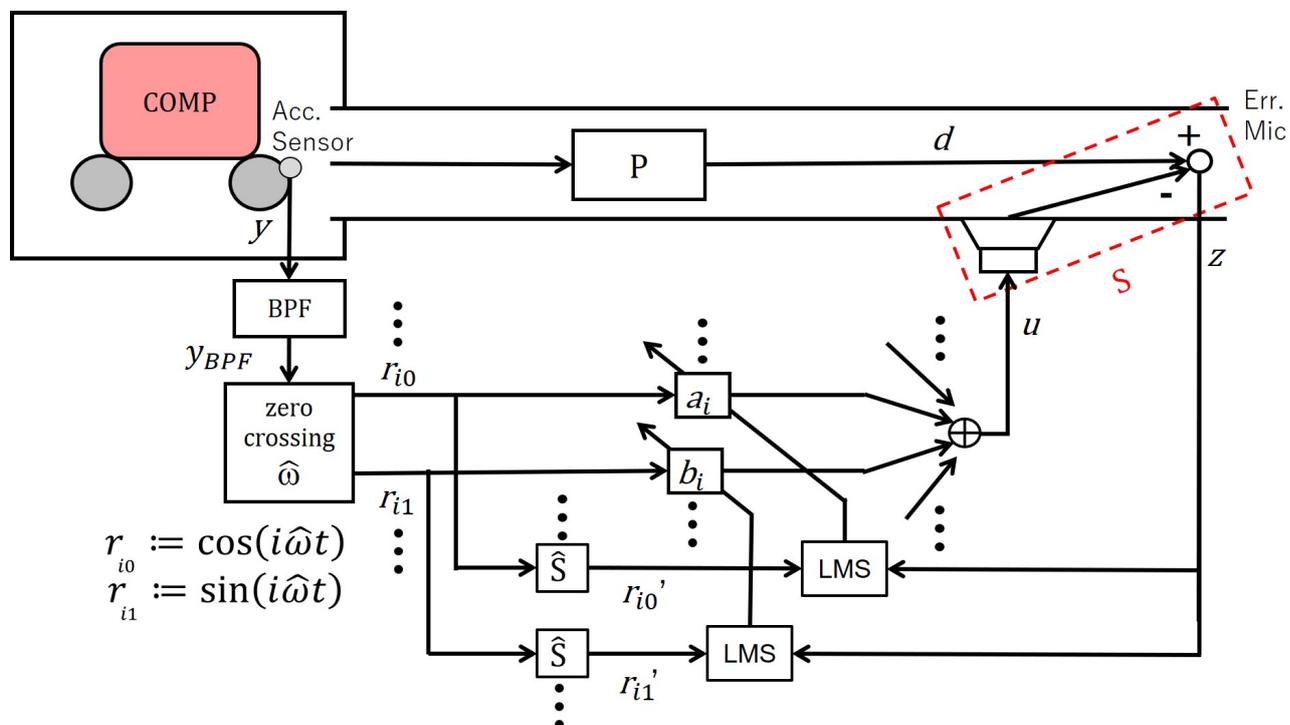


Fig. 2.1: Block diagram of narrowband FF ANC

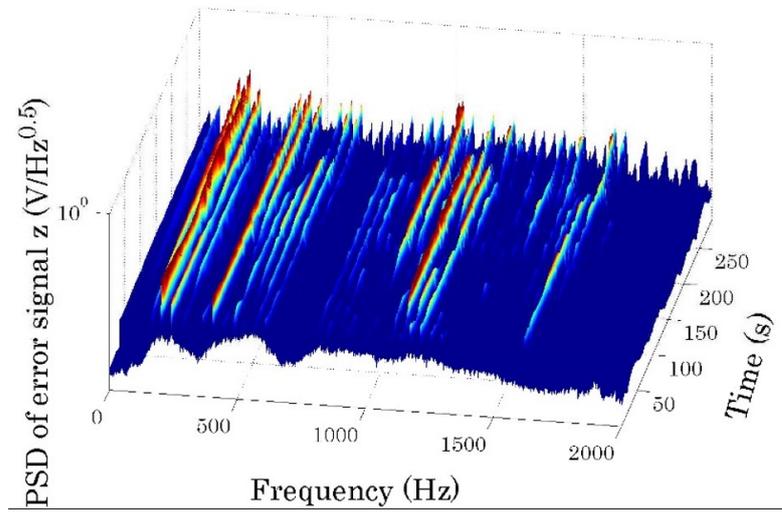


Fig. 2.2: without control(Previous research)

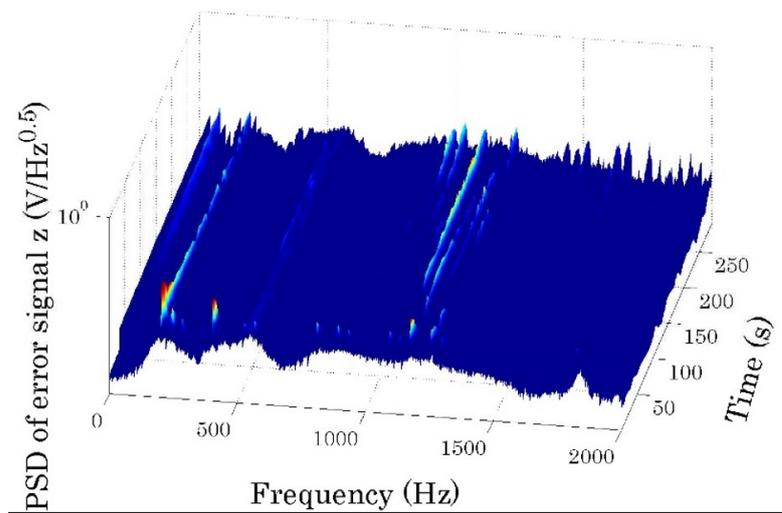


Fig. 2.3: with control(Previous research)

第3章 直交振動制御系の構成

3.1 実験装置

装置の外観を Fig. 3.1 に、概要を Fig. 3.2, Table 3.1 に示す。騒音スピーカから評価用マイクまでの直線方向(主軸)に対して直交方向に制御音源を2つ接続した直交振動機構により、空気振動を生じさせる。2つの制御音源はそれぞれが生成する音波が打ち消し合うように駆動される。先行研究では騒音源をコンプレッサー内のモータとしているが、本研究ではスピーカを用いて行う。目的は提案法の制御効果を調査することであり、騒音源を不規則な騒音を促すモータではなく、信号が最初から既知であるスピーカを用いることで実験結果を比較しやすくなるためである。PCよりD/Aを介してLPF、パワーアンプ、各音源に信号が入力される。評価用マイクに入力された信号はプリアンプ、LPF、A/Dを介してPCに記録される。

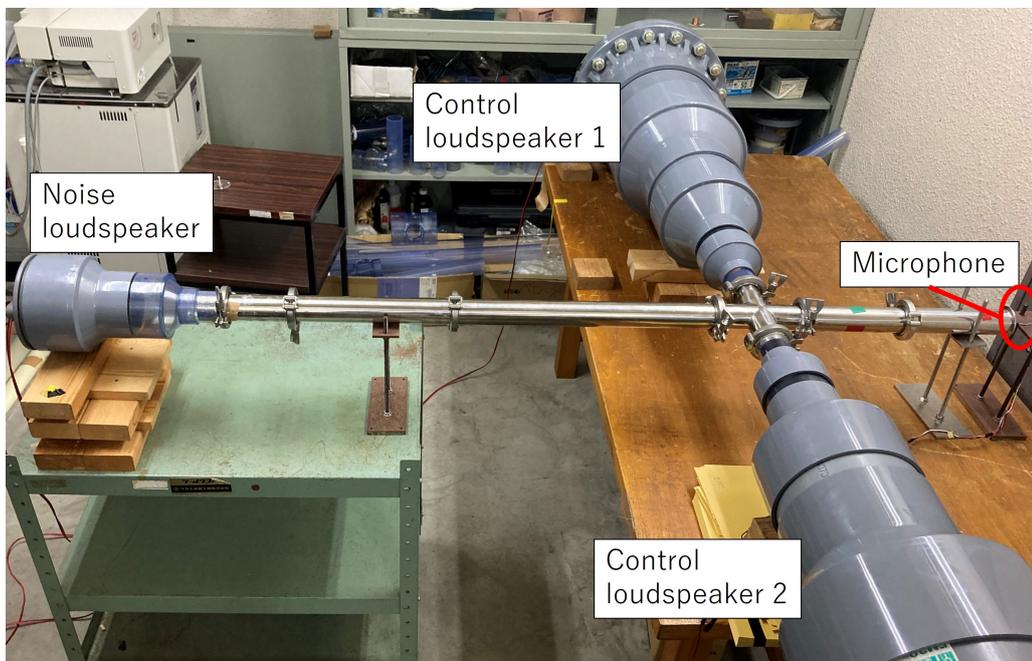


Fig. 3.1: Appearance of experimental apparatus

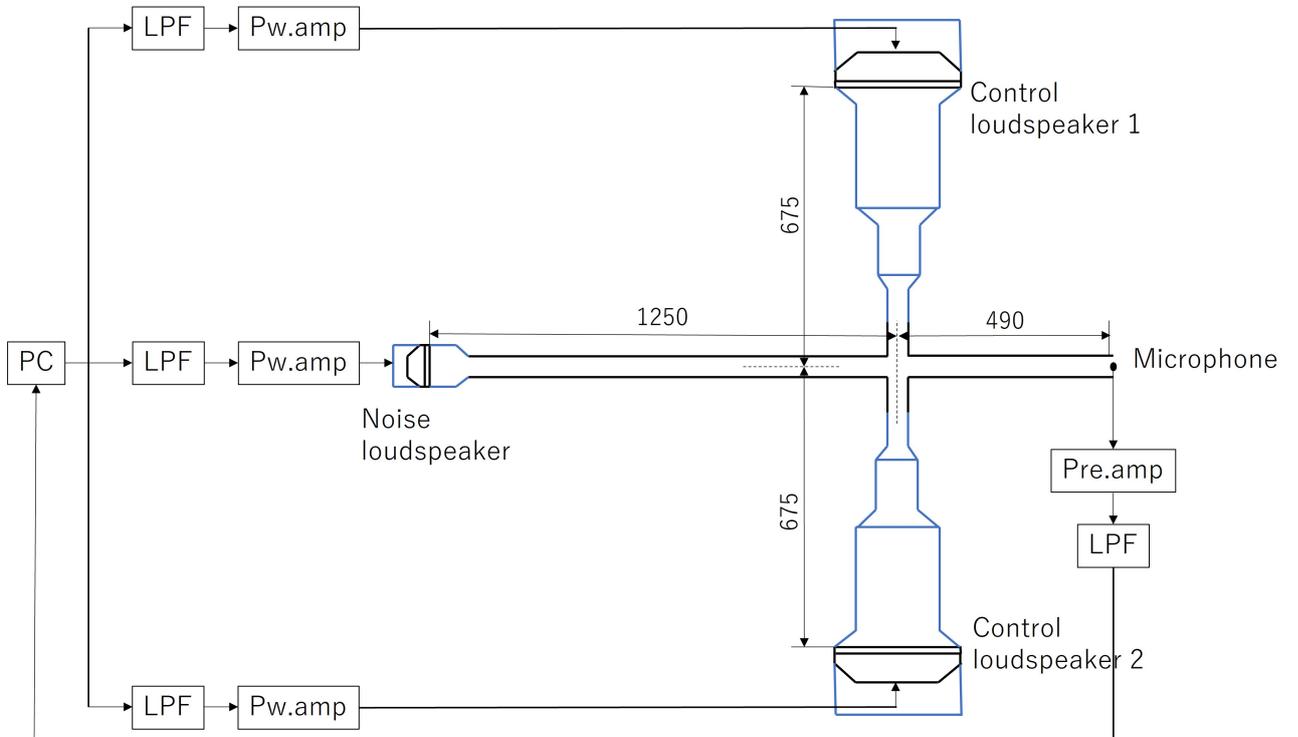


Fig. 3.2: Equipment Overview

Table 3.1: Experimental device

Noise loudspeaker	Fostex FW108N, $f_0=50\text{Hz}$
A/D, D/A	CONTEC EPD-96A, CONTEC DTP-4C
LPF	Cutoff frequency 500Hz
Evaluation Microphone	Condenser microphone
Power amplifier	YAMAHA P1000S, TW-144Z
PC	Dell poweredge840

3.2 制御音源の構成

制御音源の実物を Fig. 3.3 に、概略図を Fig. 3.4 に、機器、材料を Table 3.2 に示す。制御に使用する音源は、音源同士の間の空気の振動を大きくするため大出力、大振幅のものが好ましい。そのため制御音源には 300mm ウーハーユニットを採用している。実験装置の都合上、直径 50mm のサニタリー管で接続するため、最終的な音の放出部の径と音源であるスピーカの駆動径が異なる。気密テープ、パッキンを用いて隙間のない構造としている。

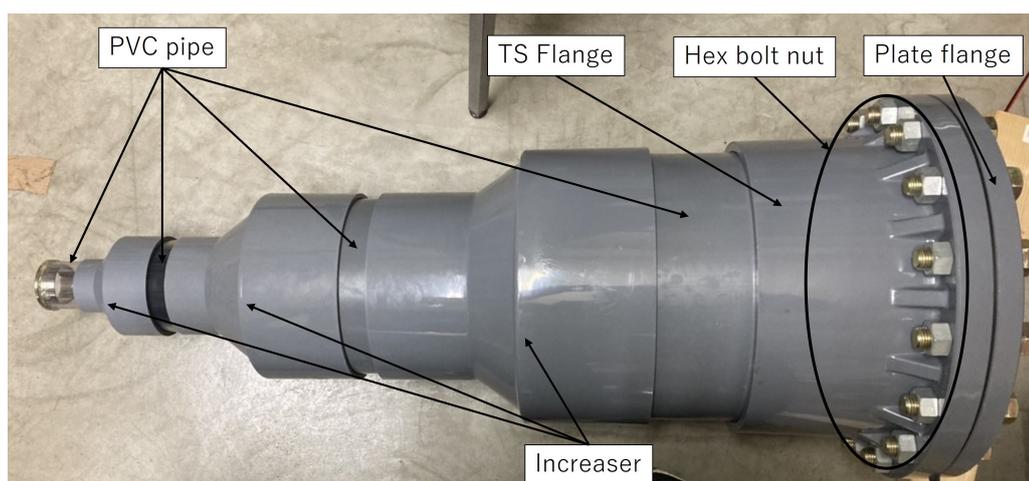


Fig. 3.3: Control loudspeaker

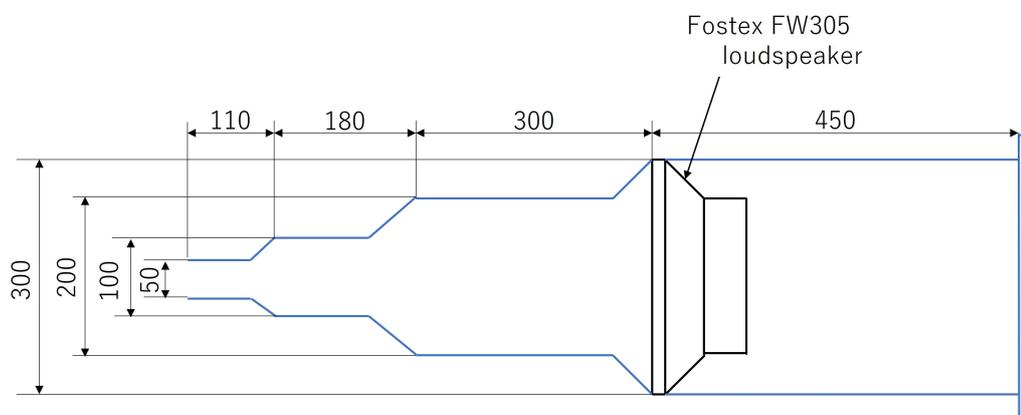


Fig. 3.4: Control loudspeaker Overview

Table 3.2: Control loudspeaker Components

Control loudspeaker	Fostex FW305, $f_0=20\text{Hz}$
PVC pipe	VU3H4 , VU2H4 , VU1H4 , TV50X2M NP
Increaser	UIN3H2 , UIN2H3 , UIN1H3
TS Flange	TSF3H
Plate flange	FSB3H
Gasket	PE3HC
Hexagonal bolt Nut	HXN-ST3W8-M22-98 , HNT1-S45C3W-M22

第4章 直交振動制御系の効果

4.1 制御音源の駆動条件の設定

直交振動制御をするために2つの制御音源により空気の振動を起こす必要がある。制御音源を駆動する際の設定を行う必要があるため、実験的に必要な値を記録する。Fig. 3.2の装置で、駆動電圧の振幅を共通で2.0Vとした時の制御音源1, 2の入力信号からマイクの出力信号までの周波数応答(ゲイン特性)をFig. 4.1に示す。図より制御音源1, 2の入力信号からマイクの出力信号までの周波数応答はほぼ同じ結果がみられる。2つの制御音源はマイクについて対称に配置されていることから、両者がほぼ同じ結果を示すのは妥当である。図に見られるピークには制御音源1, 2の入力信号からマイクの出力信号間における様々な共振が含まれる。2つの制御音源の端面を反射して音波が往復する共振も含まれると考えられる。直交振動制御機構において2つの制御音源は、それぞれが生成する音波が打ち消し合うように駆動される。その結果、接続部に粒子速度の腹を形成し気柱を主軸と直交方向に振動させる。よって、音波が強め合う共振周波数を利用する必要はないが、本論文では制御音源を正弦波駆動することとする。さらにその周波数(f_c とする)を図より、最大ゲインを与える269Hzとした上で、両音源が生成する音波が打ち消し合うように駆動信号の位相を実験的に調整する。すなわち、制御音源1, 2それぞれの駆動信号を $u(t)$, $v(t)$ とするとき

$$u(t) = A \cos \omega t, \quad v(t) = B \cos(\omega t - \phi), \quad \omega = 2\pi f, \quad f_c = 269, \quad A = 2.0, \quad B = 2.17, \quad \phi = 173\text{deg}$$

である。ここで、 A は本実験装置で音源が正弦波駆動される最大の電圧振幅、 B , ϕ はマイクの出力信号がほぼ0となるように実験的に調整した結果である。図より $f_c = 269$ Hzにおいて制御音源2を駆動した場合の方が制御音源1を駆動した場合よりも若干低いゲイン特性を示しており、これを補正するために $B > A$ となっていることがわかる。

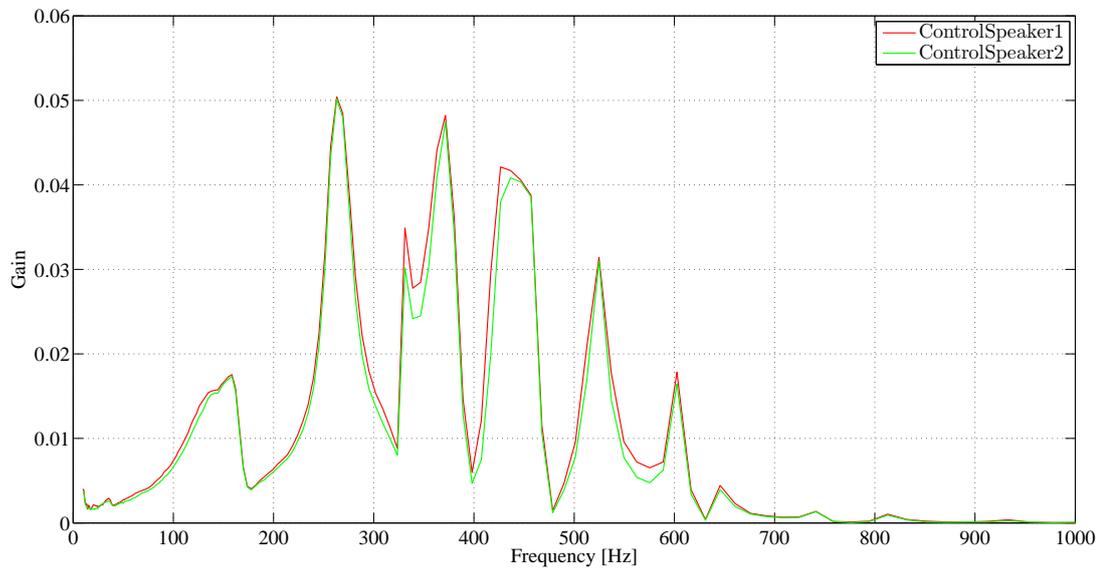


Fig. 4.1: Frequency response from control loudspeaker1,2 to microphone

4.2 実験方法・結果

騒音スピーカの入力信号から評価用マイクの出力信号までの周波数応答計測を行い、非制御時と制御時の周波数応答結果のゲインをみて評価を行う。周波数応答の再現性をとるために非制御時 (off) と制御時 (on) の順番で各 6 回ずつ行う。実験環境として室温が 21 °C で音速 344m/s である。

非制御時と制御時の周波数応答を比較した結果 (ゲイン特性) を Fig. 4.2~Fig. 4.7 に示す。図よりゲインの高い周波数から順に見たとき、最初に 371Hz の共振においてゲインの軽減が見られる。その周波数に注目し再現性を確認した。Fig. 4.8 より、6 回とも非制御時より制御時の方がゲインが低い相関をもつ結果が得られ、約 3% の軽減がみられる。ゲインが右肩上がりになっているのは、回数を重ねるごとに音源 (スピーカ) が熱をもつことで抵抗が上昇したためと考えられる。

他の周波数での変化をみるため Fig. 4.2~Fig. 4.7 を off/on の比で表した図を Fig. 4.9 に示す。図より非制御時、制御時で相関をもってゲインが増減している周波数がみられる。371Hz 以外でのゲインの変化は元のゲインが低く、非制御時でも 371Hz のゲインより低いいため高いゲインに対して軽減がみられた 371Hz の共振に注目し、制御の効果といえるのか調査する。

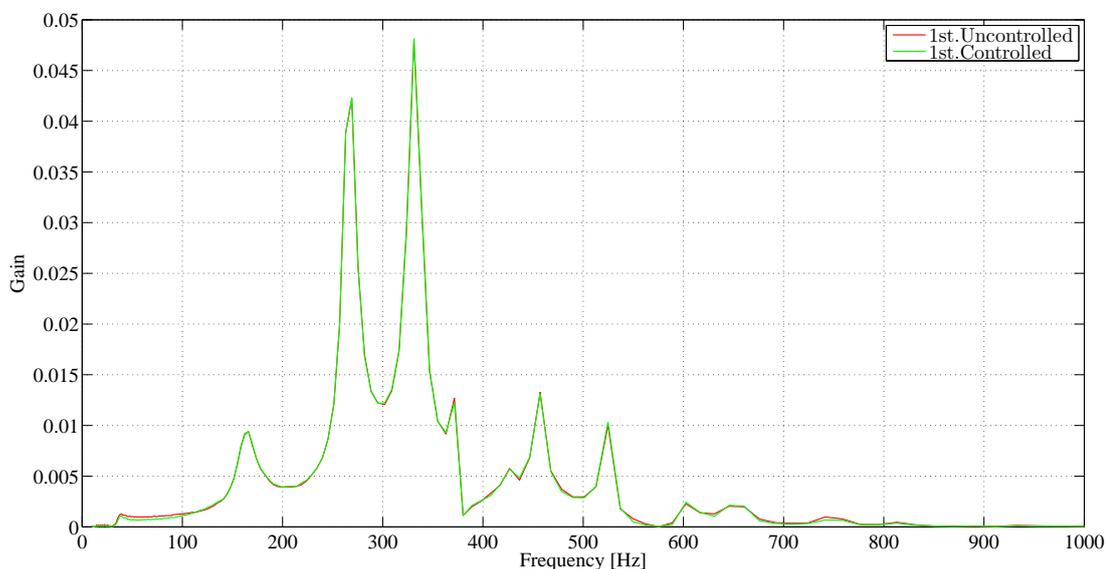


Fig. 4.2: 1st Frequency response results

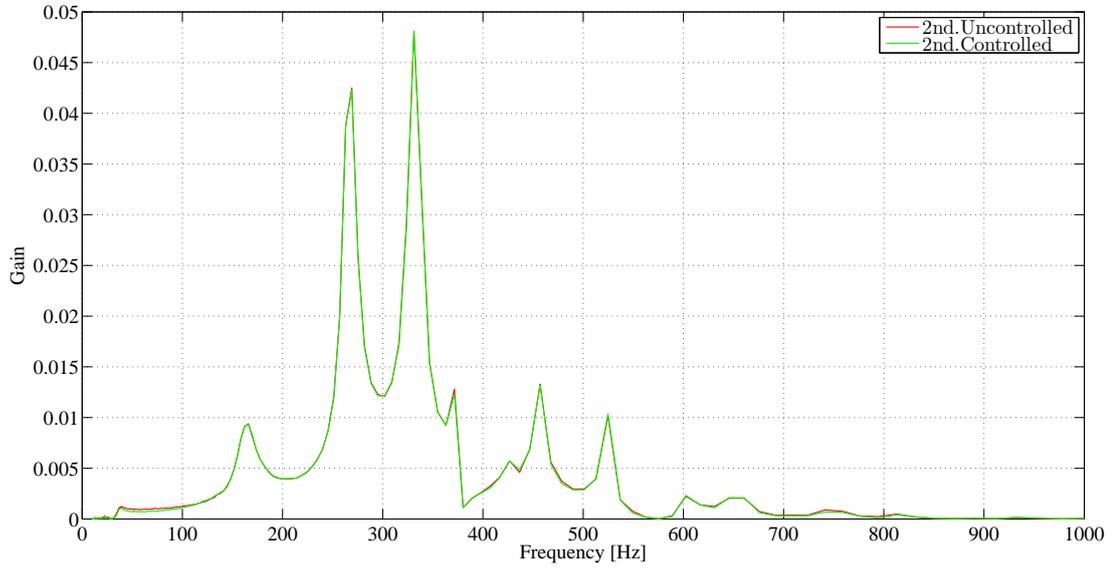


Fig. 4.3: 2nd Frequency response results

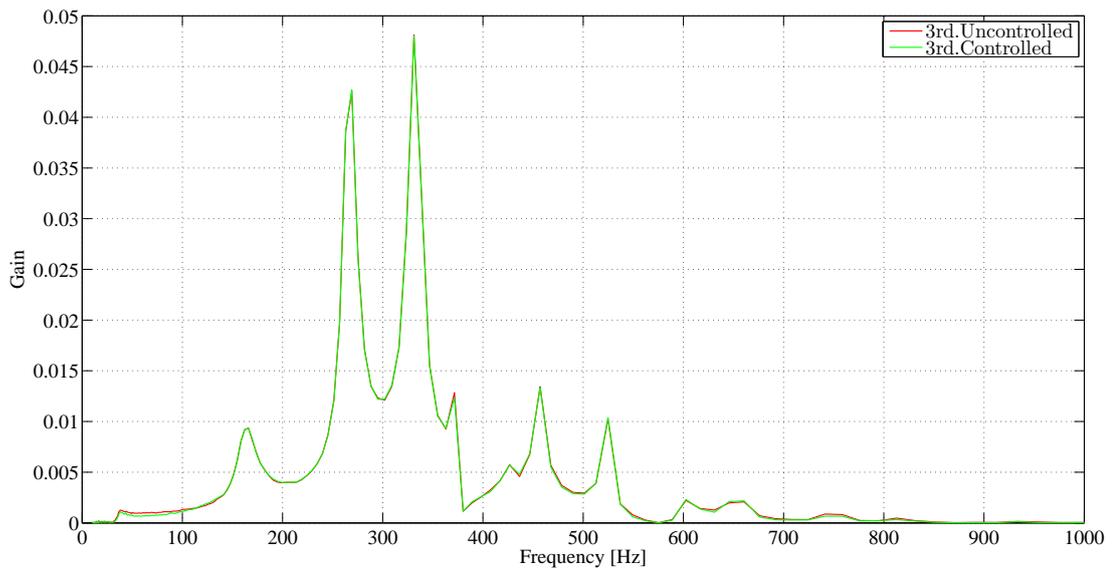


Fig. 4.4: 3rd Frequency response results

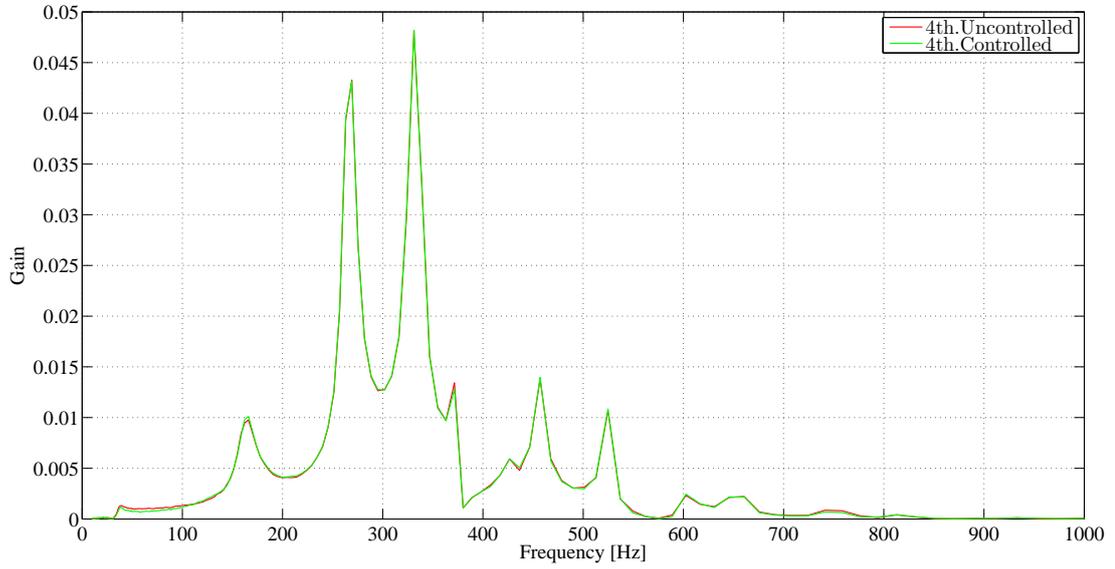


Fig. 4.5: 4th Frequency response results

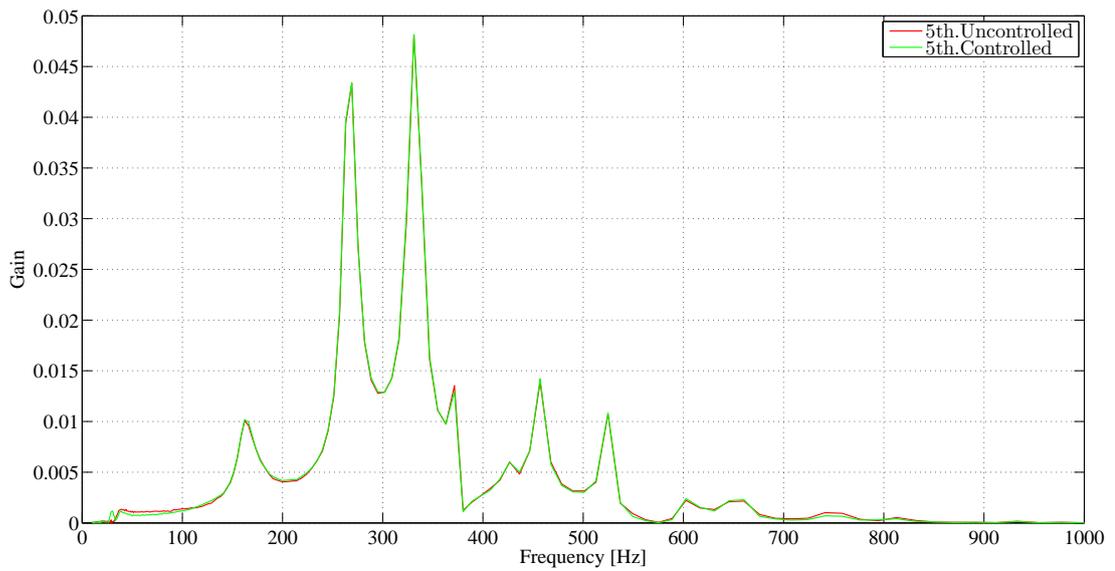


Fig. 4.6: 5th Frequency response results

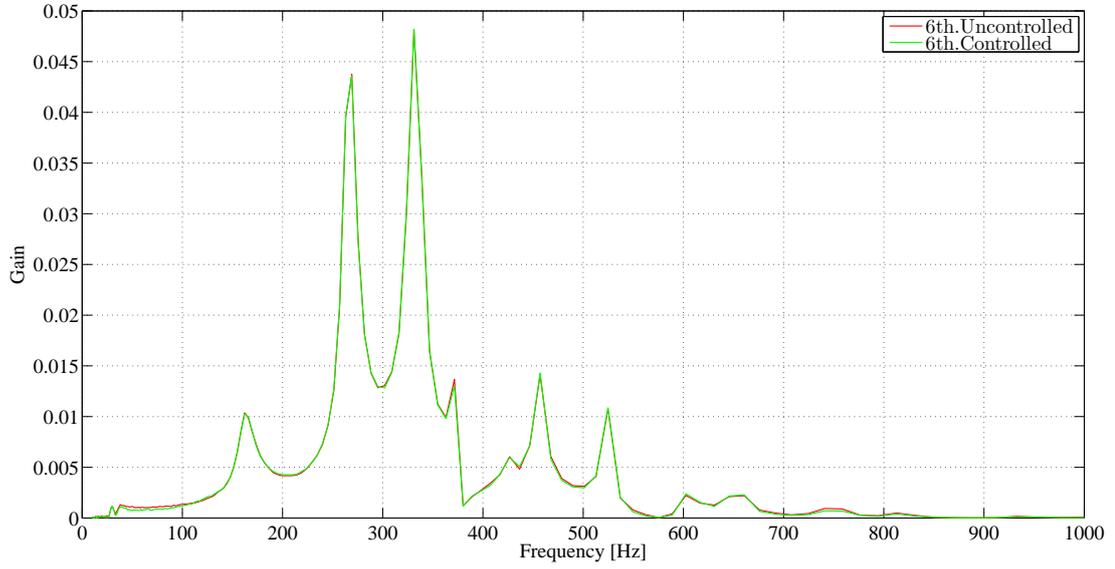


Fig. 4.7: 6th Frequency response results

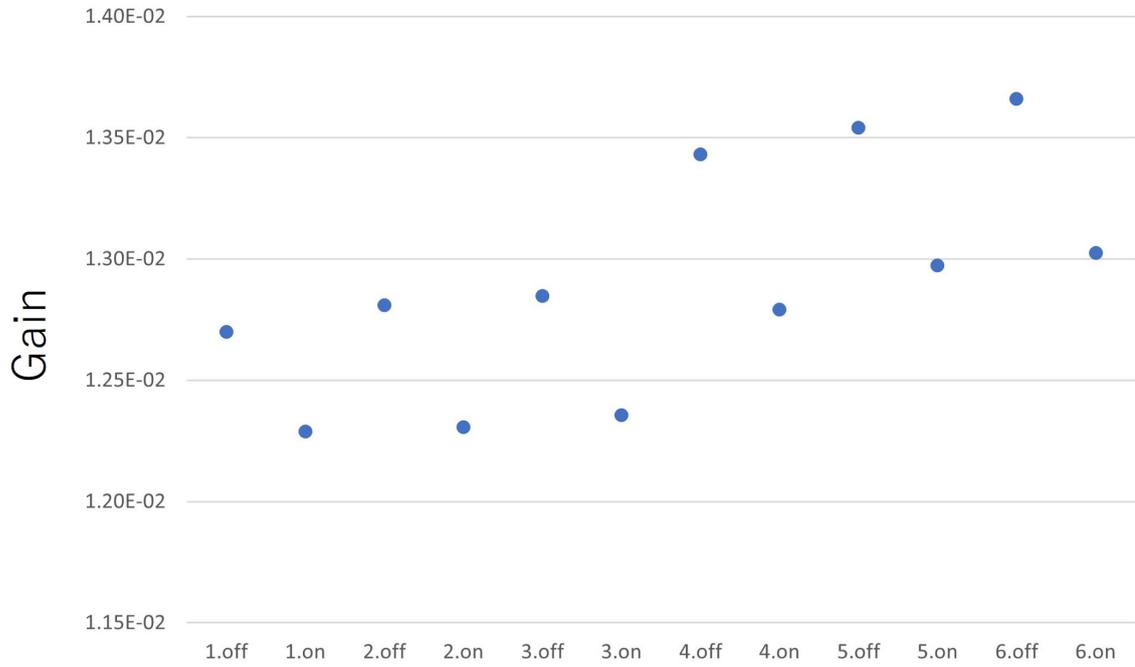


Fig. 4.8: Correlation between frequency and gain (371Hz)

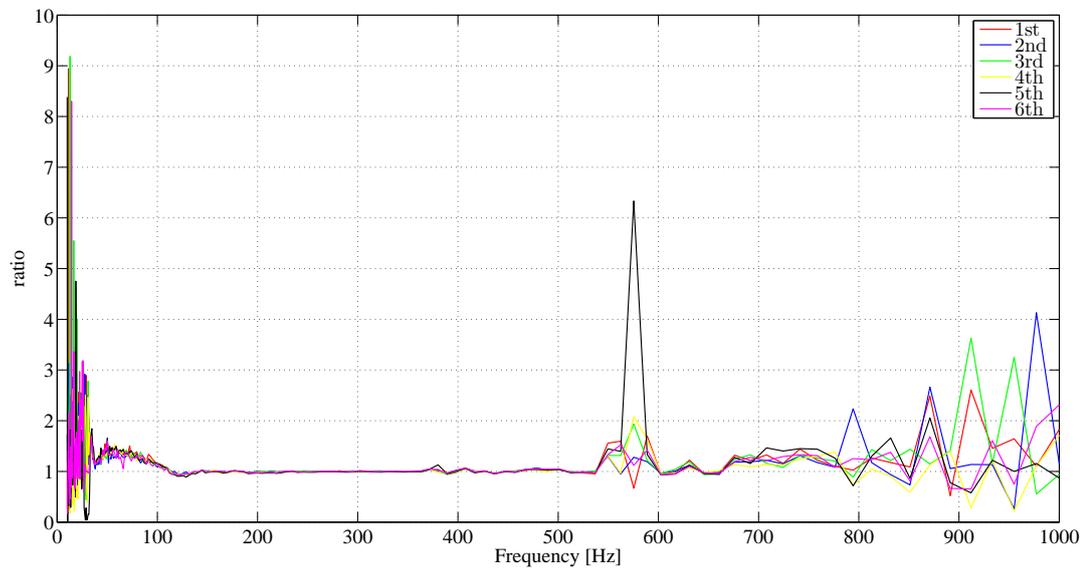


Fig. 4.9: Frequency response results off/on

4.3 制御音による音の重ね合わせの影響

直交振動制御の制御音は極力音がでないよう、振幅、位相を決定した。そのため消しきれていない制御音が元になり余分に生じた 371Hz 成分により、騒音源を 371Hz で駆動した際に音の重ね合わせで減少している可能性がある。Fig. 3.2 の装置で、直交振動制御時、非制御時において、騒音源の入力を 0 とし、騒音源の入力信号からマイクの出力信号までの周波数応答を仮想的に計測する。再現性を示すため非制御時、制御時で各 6 回ずつ行った結果を Fig. 4.10, Fig. 4.11 に示す。結果から制御時に相関をもって 269Hz とその約 2 倍成分の 520Hz にピークがみられる。269Hz は制御に用いている周波数である。よってこの二つの成分は制御音からなる成分と考えられるため妥当な結果である。371Hz での結果をより詳細にみるため Fig. 4.12 に非制御時 (off), 制御時 (on) での相関図を示す。図より 371Hz において制御による有意差は見られないため、直交振動制御が騒音の伝播特性を変化させたと考えられる。

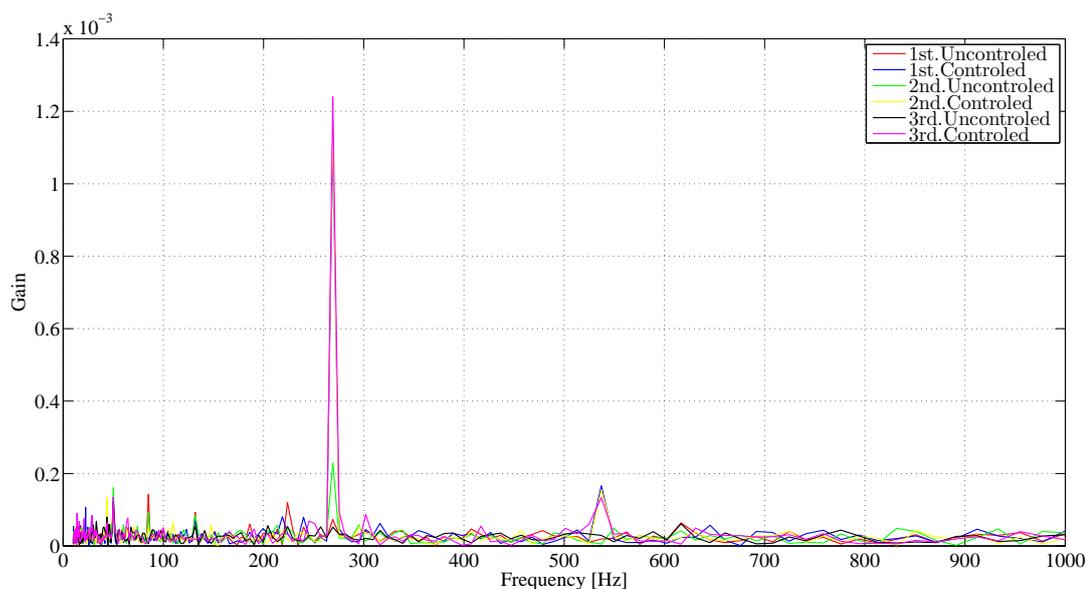


Fig. 4.10: Frequency response from noise loudspeaker (signal 0) to microphone 1st-3rd

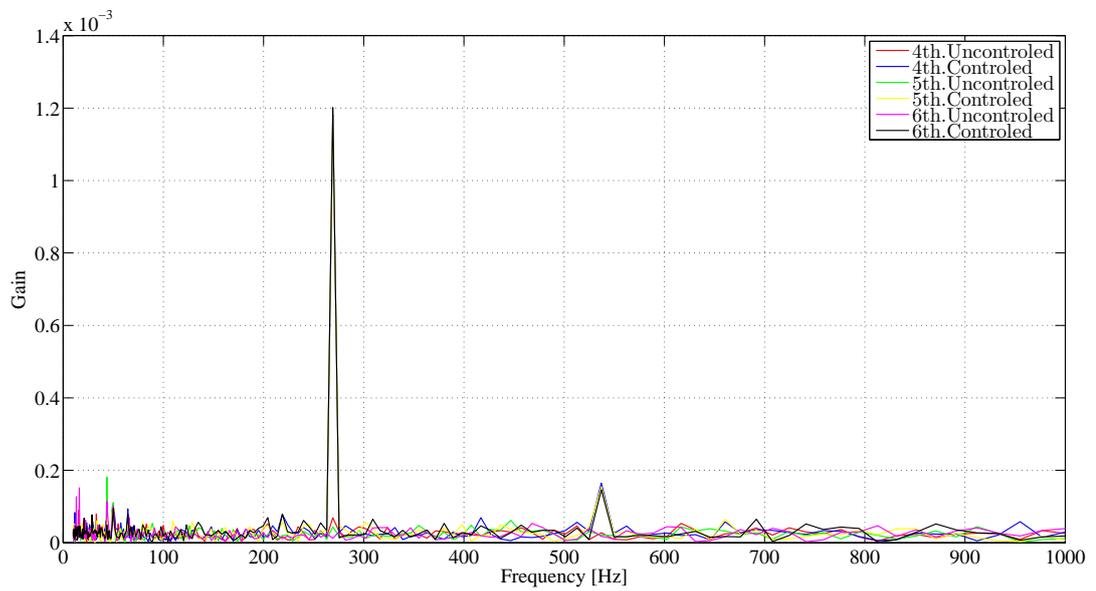


Fig. 4.11: Frequency response from noise loudspeaker (signal 0) to microphone 4th-6th

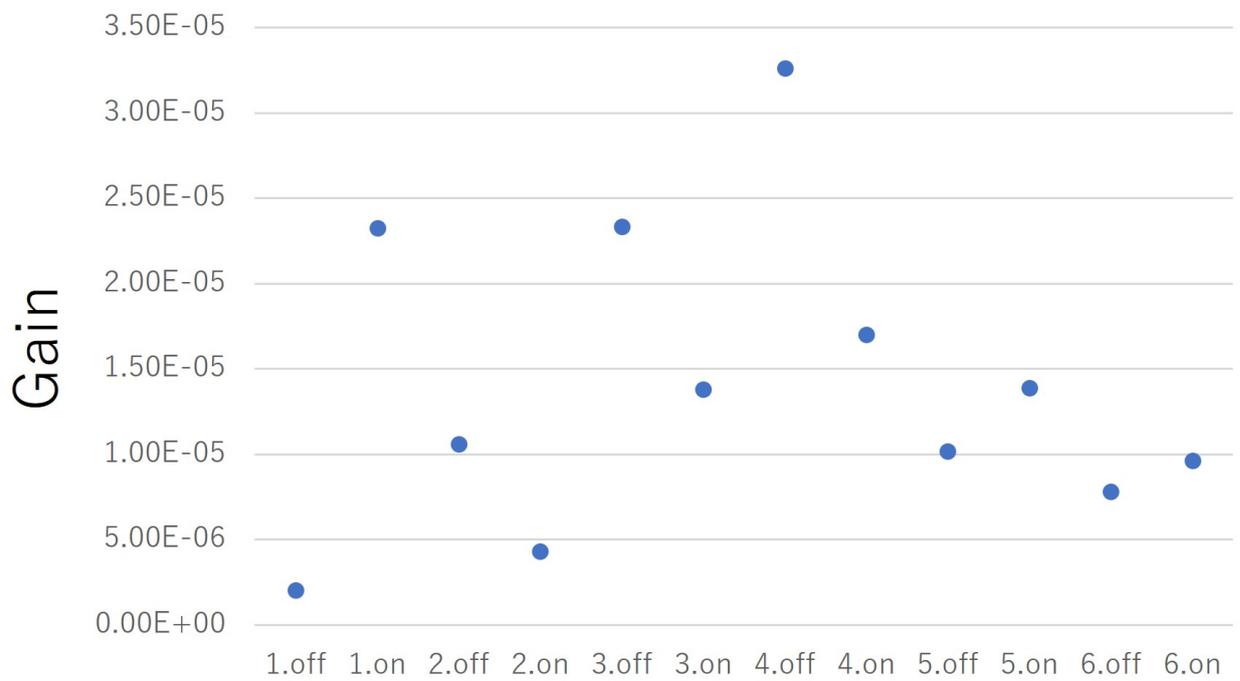


Fig. 4.12: Correlation between controlled and uncontrolled (371Hz)

第5章 物理モデルによる直交振動制御の効果検証

実験環境として 5.1, 5.2 節の実験は, 室温 5 °C で音速 335m/s であり, 4.2 節の実験は室温 21 °C で 344m/s であるため約 2.6%, 5.1, 5.2 節の方が音速が小さい. 共振周波数は音速により変化し, 5.1, 5.2 節の結果は, 4.2 節の結果より共振周波数が約 2.6% 低い状態で現れるため, 予め差を補正した結果を出力している.

5.1 主軸の周波数特性

前章までで, 騒音の伝播特性 (騒音スピーカの駆動信号からマイクの出力信号までのゲイン特性) のうち, 371Hz のピークゲインが直交振動制御により 3% 軽減することが分かった. この周波数成分が音響ダクトのどの部分に起因するのかをみるために, Fig. 5.1 のように制御音源を取り外した状態で, 騒音の伝播特性を計測した結果を Fig. 5.2 に実線で示す. 比較のため Fig. 3.2 の周波数応答を破線で示す. 図にみられる 30Hz と 320Hz の共振はほぼ一致している. Fig. 3.2 とその一部分 (主軸) の周波数応答の結果であるため共通するピークがみられるのは妥当である. 制御音源を外すと 371Hz の共振ピークが見られないことがわかる. よって 371Hz の共振を生じさせている経路には直交振動機構の管路が含まれると考えられる.

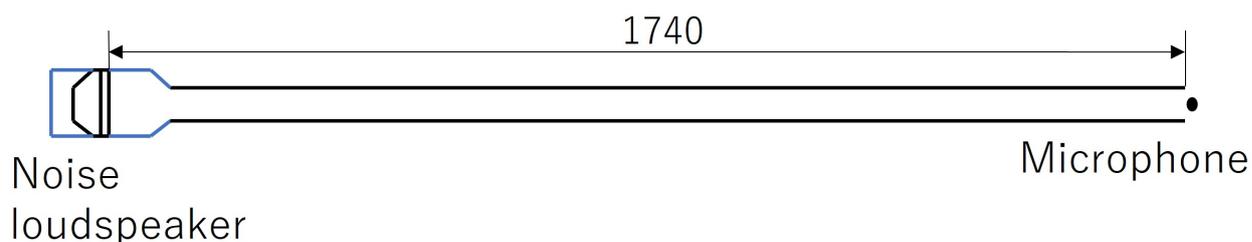


Fig. 5.1: No control loudspeaker Experimental apparatus

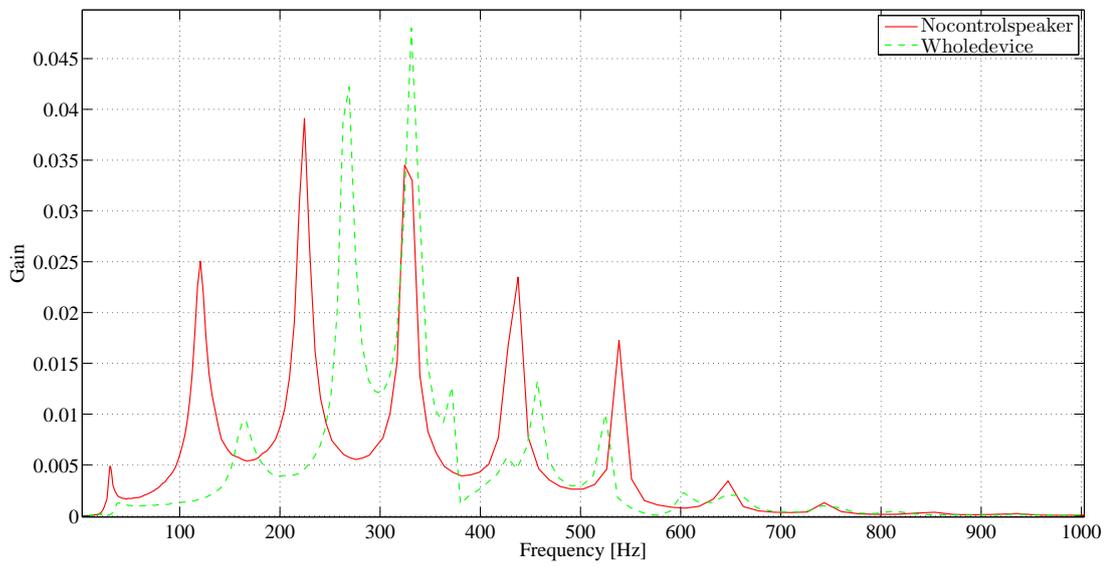


Fig. 5.2: Comparison of frequency response with and without control loudspeaker

5.2 直交振動機構の周波数特性

騒音の伝播特性における 371Hz の共振に直交振動機構の管路が関与していることがわかったため、両者の関係を更に詳細に検討する。すなわち Fig. 5.3 のように主軸のダクトを外して直交振動機構単体とした時、一方の制御音源を駆動する周波数応答実験を行い、371Hz の共振が現れるか調査する。Fig. 5.4 に示す結果から 371Hz の共振とほぼ一致するピークが見られる。グラフから直交振動機構単体の一次共振周波数は約 130Hz であり、断面積が一樣な時の一次共振周波数 $\frac{\text{音速 (m/s)}}{2 \times \text{全長 (m)}} = \frac{335}{2 \times 1.35} = 124\text{Hz}$ とほぼ一致している。断面積が一樣な管と異なる管で共振がどう変化するか未知であるため物理モデルを用いて結果の妥当性を調査する。

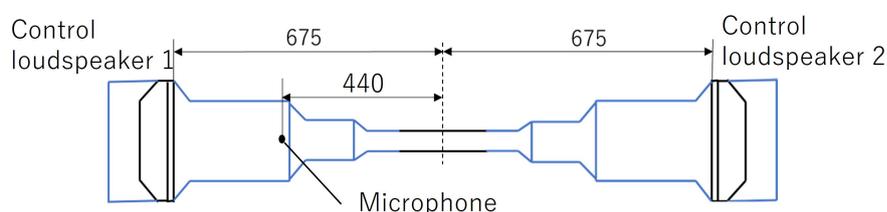


Fig. 5.3: Control loudspeaker Straight tube

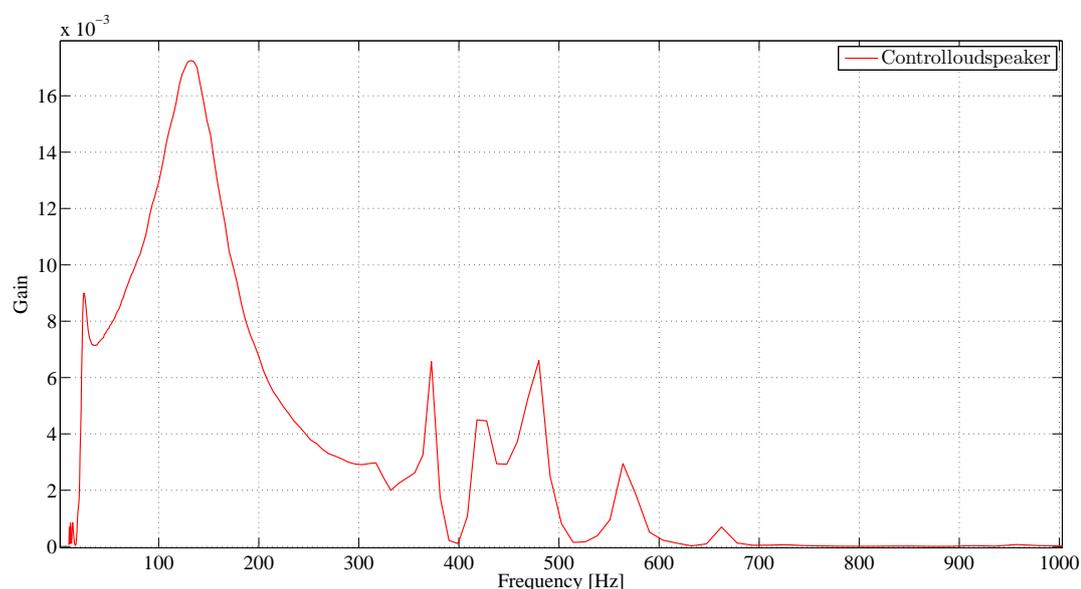


Fig. 5.4: Control loudspeaker Frequency response

5.3 物理モデルの作成

本節では断面積が異なる管の場合に断面積が一樣な管の場合と比べて一次共振周波数がどう変化するかをみるために使用する物理モデルについて述べる。導出の手続きは文献 [8] と同様に出発している。用いる物理モデルは減衰などを考慮していない純粋な音響特性を表したものとなっている。

5.3.1 波動方程式の導出

管内を伝播する音波は平面波とみなすことができ、音速 c 、速度ポテンシャル ϕ を用いると波動方程式は (5.1) 式で表される。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (5.1)$$

ここで速度ポテンシャル ϕ は音圧瞬時値 p 、密度 ρ 、粒子速度瞬時値 v として、次式で定義されている。

$$v = -\frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (5.2)$$

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (5.3)$$

速度ポテンシャルの複素実効値を Φ とすると粒子速度 V と音圧 P は

$$V = -\frac{d\Phi}{dx} \quad (5.4)$$

$$P = j\omega\rho\Phi \quad \omega: \text{角周波数} \quad (5.5)$$

と表すことができ、波数 $k = \frac{\omega}{c}$ として Φ で波動方程式を表すと (5.6) 式になる。

$$\frac{d^2 \Phi}{dx^2} + k^2 \Phi = 0 \quad (5.6)$$

(5.6) 式を積分していくと、A と B を積分定数として (5.7) 式になり、音圧 P と粒子速度 V は (5.7) 式を (5.4)(5.5) 式に代入して (5.8) 式で表される。

$$\Phi = Ae^{-jkx} + Be^{jkx} \quad (5.7)$$

$$P_{(x)} = j\omega\rho(Ae^{-jkx} + Be^{jkx}) \quad (5.8)$$

$$V_{(x)} = jk(Ae^{-jkx} - Be^{jkx})$$

5.3.2 断面積が一様な管

Fig. 5.5 に示す両方閉口端の断面積が一様な管において、 $x = 0$ の位置に振動版の速度 V_0 、角周波数 ω のスピーカを置いたとき、右端は蓋で閉じられているため $x = l$ で $V = 0$ の条件を (5.8) 式に代入すると、(5.9) 式を得る。

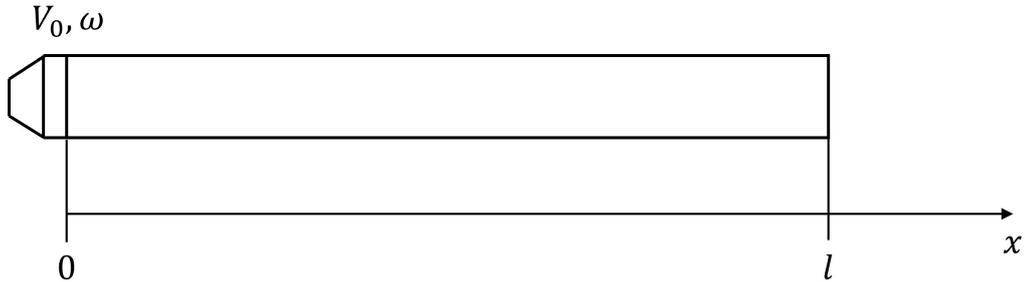


Fig. 5.5: Tubes with uniform cross-sectional area

$$\begin{aligned} V_0 &= jk(A - B) \\ 0 &= jk(Ae^{-jkl} - Be^{jkl}) \end{aligned} \quad (5.9)$$

(5.9) 式から A と B を導出し (5.8) 式に代入すると (5.10) 式を得る。

$$\begin{aligned} A &= V_0 \frac{-e^{jkl}}{2k \sin kl} \\ B &= V_0 \frac{-e^{-jkl}}{2k \sin kl} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P(x) &= -jcV_0\rho \frac{\cos k(l-x)}{\sin kl} \\
 V(x) &= V_0 \frac{\sin k(l-x)}{\sin kl}
 \end{aligned}
 \tag{5.10}$$

x を任意のマイクの位置として、スピーカの駆動からマイクが圧力を検知するまでの周波数応答の式 $G(j\omega)$ は (5.11) 式で表される.

$$G(j\omega) = -jc\rho \frac{\cos k(l-x)}{\sin kl}
 \tag{5.11}$$

(5.11) 式の $G_{j\omega}$ が ∞ , すなわち共振するときの周波数は (5.12) 式で表される.

$$f(n) = \frac{nc}{2l}
 \tag{5.12}$$

整合性を確認するため実際の実験結果との比較を Fig. 5.6 に示す. 共振周波数はほぼ一致しており, 整合性が取れている. よって同様の考え方で断面積が一様ではない管の導出を行う.

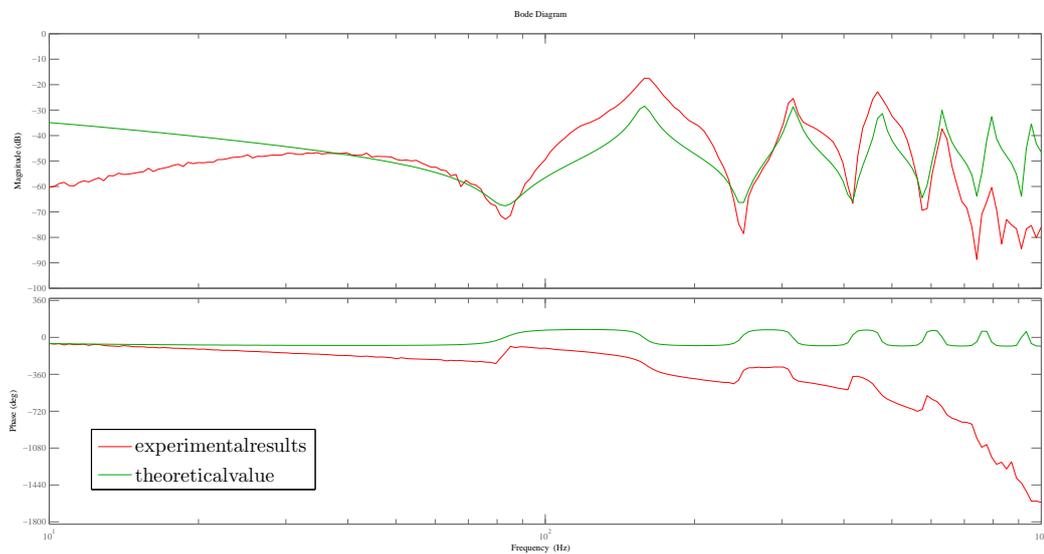


Fig. 5.6: Comparison of Experimental and Theoretical(Uniform area)

5.3.3 断面積が一樣ではない管

Fig. 5.7 に示す両方閉口端の断面積が一樣ではない管においても、断面積が一樣な管の場合と同様の考え方で導出が可能である。Fig. 5.7 の l_1 から左側と右側で分けて考えた時、圧力 P と粒子速度 V は未知定数 A, B, C, D 、断面積を S_1, S_2 、スピーカからの長さを l_1, l_2 としてそれぞれ (5.13)(5.14) 式で表される。

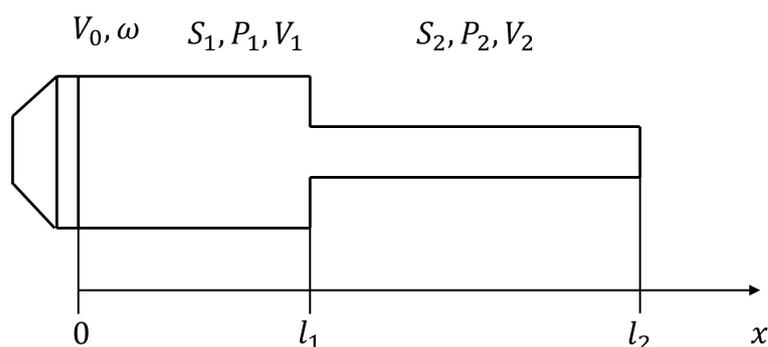


Fig. 5.7: 2-stage pipe

$$\left. \begin{aligned} P_1(x) &= j\omega\rho(Ae^{-jkx} + Be^{jkx}) \\ V_1(x) &= jk(Ae^{-jkx} - Be^{jkx}) \end{aligned} \right\} (0 \leq x \leq l_1) \quad (5.13)$$

$$\left. \begin{aligned} P_2(x) &= j\omega\rho(Ce^{-jk(x-l_1)} + De^{jk(x-l_1)}) \\ V_2(x) &= jk(Ce^{-jk(x-l_1)} - De^{jk(x-l_1)}) \end{aligned} \right\} (l_1 \leq x \leq l_2) \quad (5.14)$$

$x = 0$ で $V_1 = V_0$, $x = l_2$ で $V_2 = 0$, 連続の式から $P_1(l_1) = P_2(l_1)$, $V_1(l_1) = \frac{S_2}{S_1}V_2(l_1)$ の条件を代入し、未知定数 A, B, C, D を連立方程式で求めると次式になる。

$$\begin{aligned}
A &= \frac{V_0}{jk} \frac{S_1(-e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)}) + S_2(-e^{jkl_2} + e^{-jk(l_2-2l_1)})}{S_1(e^{jk(l_2-2l_1)} + e^{-jkl_2} - e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)}) - S_2(e^{jk(l_2-2l_1)} - e^{-jkl_2} + e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)})} \\
B &= \frac{V_0}{jk} \frac{S_2(e^{jk(l_2-2l_1)} - e^{-jkl_2}) - S_1(e^{jk(l_2-2l_1)} + e^{-jkl_2})}{S_1(e^{jk(l_2-2l_1)} + e^{-jkl_2} - e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)}) - S_2(e^{jk(l_2-2l_1)} - e^{-jkl_2} + e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)})} \\
C &= \frac{V_0}{jk} \frac{-2S_1e^{jk(l_2-l_1)}}{S_1(e^{jk(l_2-2l_1)} + e^{-jkl_2} - e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)}) - S_2(e^{jk(l_2-2l_1)} - e^{-jkl_2} + e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)})} \\
D &= \frac{V_0}{jk} \frac{-2S_1e^{-jk(l_2-l_1)}}{S_1(e^{jk(l_2-2l_1)} + e^{-jkl_2} - e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)}) - S_2(e^{jk(l_2-2l_1)} - e^{-jkl_2} + e^{jkl_2} - e^{-jk(l_2-2l_1)})}
\end{aligned}$$

A, B, C, D を (5.13)(5.14) 式に代入して整理し、スピーカの駆動からマイクが圧力を検知するまでの周波数応答は (5.15)(5.16) 式で表せる。

$$G(j\omega) = -jc\rho \frac{S_2(\cos k(l_2 - 2l_1 + x) - \cos k(l_2 - x)) - S_1(\cos k(l_2 - 2l_1 + x) + \cos k(l_2 - x))}{S_1(\sin k(l_2 - 2l_1) - \sin kl_2) - S_2(\sin k(l_2 - 2l_1) + \sin kl_2)} \quad (5.15)$$

$(0 \leq x \leq l_1)$

$$G(j\omega) = jc\rho \frac{2S_1 \cos k(l_2 - x)}{S_1(\sin k(l_2 - 2l_1) - \sin kl_2) - S_2(\sin k(l_2 - 2l_1) + \sin kl_2)} \quad (5.16)$$

$(l_1 \leq x \leq l_2)$

整合性を確認するため実際の実験結果との比較を Fig. 5.8 に示す。共振周波数はほぼ一致しているため整合性が取れている。よって断面積が一樣ではない管において、 l_1, l_2 の長さによる共振周波数がどう変化するか調査する。

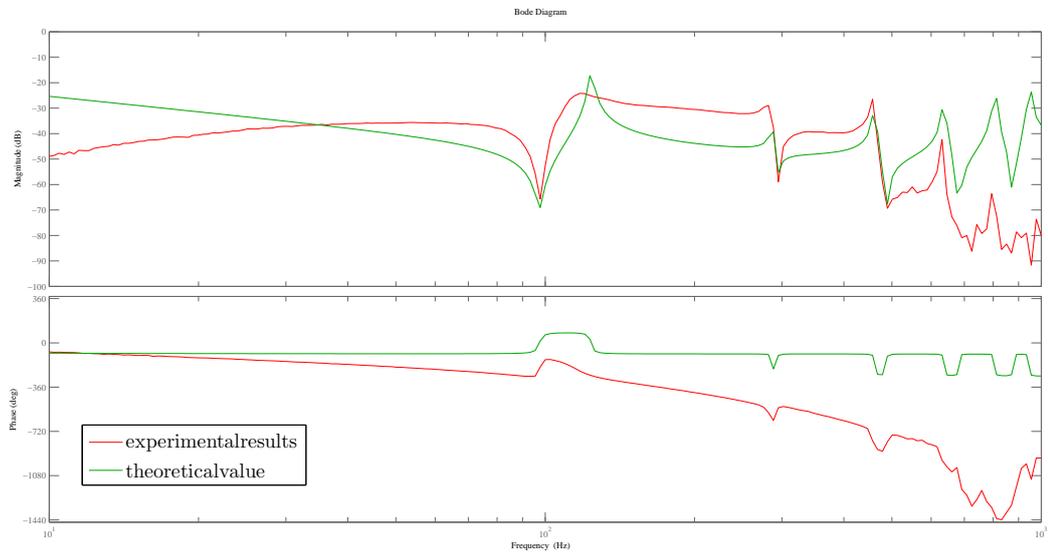


Fig. 5.8: Comparison of Experimental and Theoretical(2-stage)

5.4 断面積が一様ではない管の周波数特性

Fig. 5.9 に $S_2 < S_1$ として, $l_1 < \frac{l_2}{2}$, $l_1 = \frac{l_2}{2}$, $\frac{l_2}{2} < l_1$, $l_2 = l_1$ (断面積が一様) のときの両方閉口端の周波数応答を示す. 結果から, $l_1 < \frac{l_2}{2}$ の時は一次共振周波数は低くなり, $l_1 = \frac{l_2}{2}$ の時は断面積が一様な時の一次共振周波数と変わらず, $\frac{l_2}{2} < l_1$ の時は一次共振周波数は高くなっていることがわかる. このことから断面積が異なる管の一次共振周波数の変化は Fig. 5.10 の模式図のように表すことができる. Fig. 5.10 より, Fig. 5.3 に示した直交振動機構は両端が対称であり, 全長 1350m に対し断面積の大きい部分の長さは 600mm で全長の約半分であるから, 一次共振周波数は断面積が一様なときと近い値が見られると考えられる. よって直交振動機構単体の一次共振周波数 130Hz は妥当であり, 371Hz の共振は直交振動機構単体の共振であることがわかった.

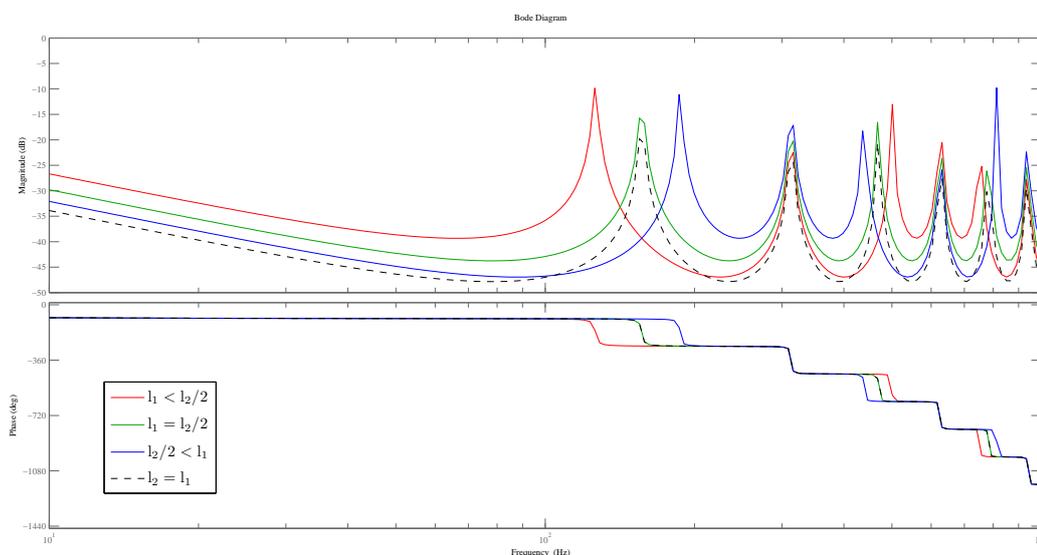


Fig. 5.9: Change in primary resonance frequency

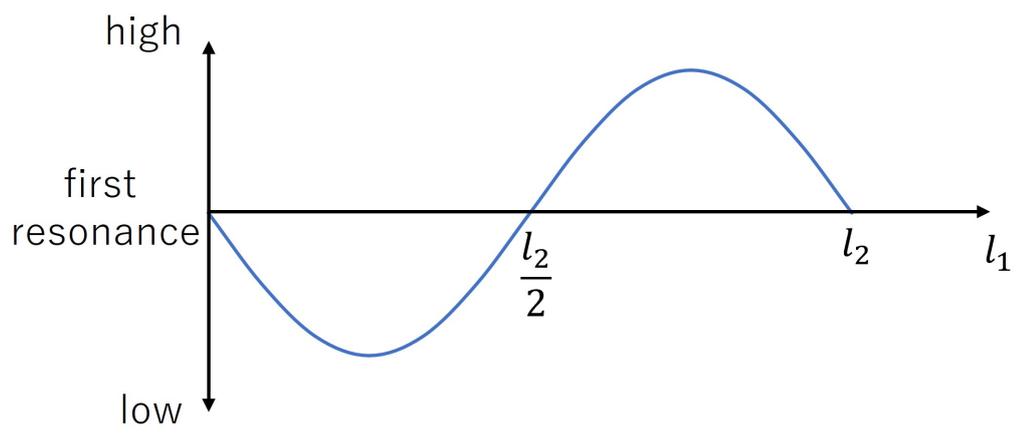


Fig. 5.10: Transition of primary resonance frequency

第6章 結言

本論文では、一次元ダクトにおける能動騒音制御系において、騒音が伝播する方向と直角方向にダクト内の空気を振動させることが騒音の伝播特性に与える効果を実験的に検討した。具体的には、両端に取り付けられた制御音源で管内の空気を振動状態とする共鳴管をダクトと直交するように設置し、制御時、非制御時の騒音の伝播特性を比較した結果、以下の知見を得た。

- ・ 騒音スピーカの入力信号から評価用マイクの出力信号までの周波数応答における共振周波数のうち 371Hz のゲインは非制御時に対して制御時の場合の方が約 3 %減少する。ただし、よりゲインの低い周波数帯域において制御の有無によるゲインの増減が見られる。
- ・ 騒音スピーカの入力を 0 とした状態で仮想的に周波数応答を計測した結果、371Hz のゲインに直交振動制御による有意差は見られなかった。よって直交振動制御が騒音の伝播特性を変化させたと考えられる。
- ・ 直交振動制御機構単体で制御音源の一方の駆動信号から管内に設置されたマイクの出力信号までの周波数応答を計測した結果と物理モデルを比較したところ、371Hz にほぼ一致する共振周波数が存在する。

直交振動制御により騒音の伝播特性が変化するメカニズムについて明らかにすることが今後の課題である。

謝辞

本研究に関して終始様々なご指導ご鞭撻を頂きました，本学 小林泰秀准教授に厚く御礼申し上げます。
最後になりましたが，日々のゼミ等を通じて多くの助言や指摘を頂きました，小林研究室の皆様
に感謝し，謝辞とさせていただきます。

参考文献

- [1] 厚生労働省: 患者調査の概況 (2017)
- [2] 米山愛永美, 他.: ” 脳神経外科・救急病棟における入院患者が不快に感じる 夜間の音の検討”,
Yamanashi Nursing Journal Vol.7 No.2 (2009)
- [3] Miura, Kousei, et al. : ” The hybrid assistive limb (HAL) for Care Support successfully reduced lumbar load in repetitive lifting movements” *Journal of Clinical Neuroscience* 53 pp. 276-279 (2018)
- [4] 伊藤毅: ” 騒音制御工学”, コロナ社 (1977)
- [5] 西村正治, 宇佐川毅, 伊勢史郎, 梶川嘉延: ” 新版 アクティブノイズコントロール”, コロナ社 (2017)
- [6] Huagen Wu , Yuqi Shen, et al. : ” Performance Research and Optimization of Sound Insulation Hood of Air Compressor Unit” (2021)
- [7] 香田達朗, 小林泰秀: ” コンプレッサー騒音における高次モードを考慮した狭帯域能動騒音制御系の設計”, 日本機械学会 北陸信越支部第 58 期総会・講演会 (2021)
- [8] 城戸健一: ” 音響工学”, コロナ社 (2007)