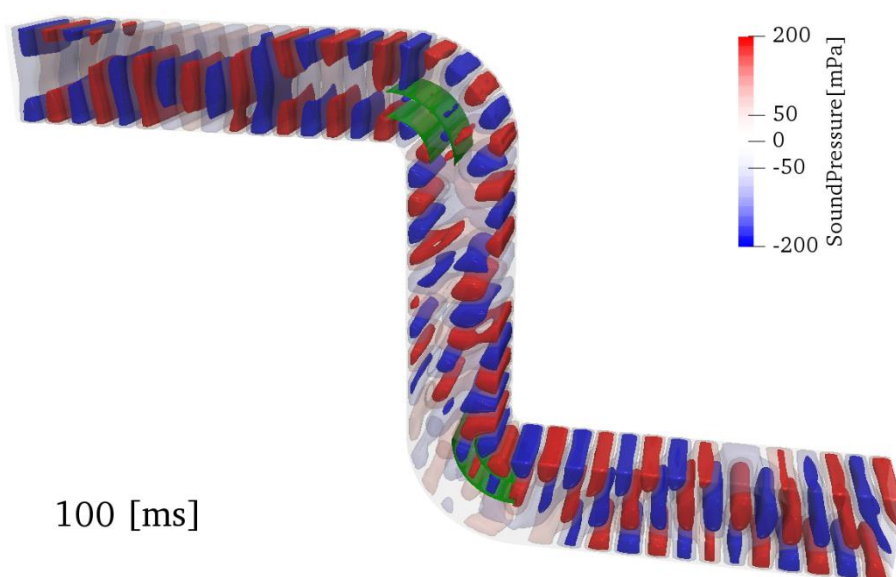


矩形管路における騒音伝播を可視化

Numerical study on noise propagation in a rectangular duct

Keywords: 3次元音響解析, 音響波動方程式, FDTD法



エルボー部にガイドベーンを有する矩形管路の内部の音圧場
(管路幅 $d = 1$ [m], 音源周波数 $f = 680$ [Hz])

目次

1. はじめに 3
 音の距離減衰 3
 騒音の周波数特性 3
 ガイドベーン 3
 音響解析手法（FDTD 法） 3
 2. 解析手法 4
 音響波動方程式 4
 FDTD 法 4
 吸収境界条件 5
 固体境界条件 5
 音圧レベル 5
 入力音源 6
 3. 計算条件 7
 矩形管路とガイドベーンの寸法 7
 計算格子 7
 時間刻み 7
 計算条件一覧 7
 4. 計算結果 9
 音圧レベルの空間分布 9
 測定点での音圧の時間変化 10
 5. 考察 13
 管路出口における音圧レベル 13
 音圧レベルの空間分布と吸音材/制振材 13
 参考文献 14
 付録 15
 周波数: $f_{src} = 2$ [kHz] (Case6b) での音圧レベルの空間分布（ガイドベーン有） 15

1. はじめに

ビルなどで導入される空調設備では、矩形断面の管路が広く用いられている。このような空調設備では管路上流の送風機や管理内部で発生した騒音が、管路内部を伝播することで居室にまで響いてしまい、騒音問題を引き起こすことがある。本調査では、前者の騒音を対象に、管路内部を音波が伝播する状況を音響解析により予測し、騒音対策の検討に役立てる。

音の距離減衰

点音源では距離の2乗、線音源では距離に比例して、音響エネルギー（音圧）の距離減衰が発生する。一方、面音源から発する管路内（管路一定）の平面波では、管路径より波長が長い場合には、音響エネルギーの距離減衰がほとんど発生しない。この現象は、伝声管^[X]のメカニズムに用いられるように、離れた場所に音を伝えるために活用される。管路内部の騒音伝播においても、管路幅より長い波長では管路出口まで騒音が伝播することが危惧される。

騒音の周波数特性

空調設備に用いられる送風機から発生する騒音の周波数特性は、500 [Hz]前後の周波数帯で80 [dB]前後の音圧レベルのピークを有することが知られている^[X]。音が共鳴すると、音源よりも大きな音圧レベルが発生する可能性があるため、本調査では共鳴を考慮した音源の周波数を計算条件として選択する。

ガイドベーン

空調用の管路という性質上、圧力損失の低減が求められる。その目的から矩形管路のエルボ一部にはガイドベーンが設けられることがある^[X]。本調査においても、ガイドベーンを取り付けた場合の数値解析を実施し、ガイドベーンが音圧場に与える影響を調査する。

音響解析手法（FDTD法）

本調査では、矩形管路における騒音伝播を予測するため、音響波動方程式^[X]に基づく、音響解析を実施する。音響解析手法は、時間領域差分法（Finite-difference time-domain (FDTD) 法）^[X]や有限要素法（Finite element method (FEM)）などの3次元空間を対象とした手法と、領域境界にのみ物理量を定義する境界要素法（Boundary element method (BEM)）に大別される。本調査では管路内部の音圧場の予測を行うためにFDTD法を採用する。

2. 解析手法

音響波動方程式

音圧場の基礎方程式には(2.1)式の音響波動方程式^[X]を用いる。

$$\left(\Delta - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)p = 0 \quad (2.1)$$

ここで、 Δ はラプラス作用素、 c は音速、 p は音圧である。

なお、(2.1)式では熱伝導や粘性によるエネルギーの散逸や、酸素分子や窒素分子によるエネルギーの分子吸収は考慮していない。

FDTD 法では、(2.1)式と数学的に等価な(2.2a)式の連続の式と(2.2b)式の運動方程式^[X,X]を用いる。

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\rho c^2 \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (2.2a)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \nabla p \quad (2.2b)$$

ここで、 ∇ はナブラ、 $\nabla \cdot$ は発散作用素、 ρ は密度、 \mathbf{u} は粒子速度ベクトルであり、 $\mathbf{u} = (u, v, w)$ である。

FDTD 法

(2.2)式の数値計算手法には、Finite-difference time-domain (FDTD)法^[X,X]を採用する。FDTD 法では、圧力場と速度場を $\Delta t/2$ ずらして時間積分を行う Leap-frog 法と、圧力変数と速度変数を半格子ずらして配置する Staggered 格子を用いる。

$$\begin{aligned} u_{i+\frac{1}{2},j,k}^{n+\frac{1}{2}} &= u_{i+\frac{1}{2},j,k}^{n-\frac{1}{2}} - \frac{\Delta t}{\rho} \left(\frac{p_{i+1,j,k}^n - p_{i,j,k}^n}{\Delta x} \right) \\ v_{i,j+\frac{1}{2},k}^{n+\frac{1}{2}} &= v_{i,j+\frac{1}{2},k}^{n-\frac{1}{2}} - \frac{\Delta t}{\rho} \left(\frac{p_{i,j+1,k}^n - p_{i,j,k}^n}{\Delta y} \right) \end{aligned} \quad (2.3a)$$

$$\begin{aligned} w_{i,j,k+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} &= w_{i,j,k+\frac{1}{2}}^{n-\frac{1}{2}} - \frac{\Delta t}{\rho} \left(\frac{p_{i,j,k+1}^n - p_{i,j,k}^n}{\Delta z} \right) \\ p_{i,j,k}^{n+1} &= p_{i,j,k}^n - \Delta t \rho c^2 \left(\frac{u_{i+\frac{1}{2},j,k}^{n+\frac{1}{2}} - u_{i-\frac{1}{2},j,k}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+\frac{1}{2},k}^{n+\frac{1}{2}} - v_{i,j-\frac{1}{2},k}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta y} + \frac{w_{i,j,k+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - w_{i,j,k-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta z} \right) \end{aligned} \quad (2.3b)$$

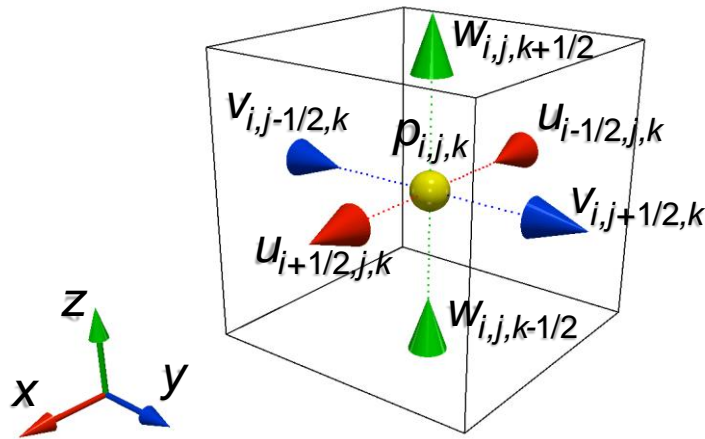


Figure 2.1 Variable allocation on the staggered grid system.

吸収境界条件

管路流出面の無反射境界には、以下の音圧の移流方程式を用いた吸収境界条件を適用する。

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -c\nabla p \quad (2.4)$$

上述の Mur^[x]による吸収境界条件よりも精度が良い perfectly matched layer (PML) 境界条件^[x,x]が提案されているが、本調査では、主に吸収境界に対して垂直に入射する平面波を取り扱うため、PML 境界条件による優位性はほとんどないと考えられる。よって、計算負荷が比較的小さい上述の Mur の吸音境界条件を採用する。

固体境界条件

管路壁面では、粒子速度および音圧勾配をゼロとする固体境界条件を課す。

音圧レベル

音の大きさの評価には、音圧レベル (sound pressure level, SPL) [dB]を用いる。

音圧レベル (瞬時値)

$$L = 20 \log_{10}(p/p_0)$$

音圧レベル (二乗平均平方根)

$$L_{rms} = 20 \log_{10}(p_{rms}/p_0)$$

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} p^2 dt}$$

ここで、 p_0 は最小可聴音圧であり、 $p_0 = 2.0 \times 10^{-5}$ [Pa]である。

入力音源

音源の音圧の時間変化は次式で与えられる。

$$p_{src} = A \sin(2\pi f_{src} t)$$

ここで、音圧のピーク A は、音源の音圧レベル L_{src} を用いて $A = \sqrt{2} \times p_0 \times 10^{\frac{L_{src}}{20}}$ で表される。また、 f_{src} は音源の周波数である。特に断りのない限り、 A および ω には定常値を用いる。

3. 計算条件

矩形管路とガイドベーンの寸法

矩形管路とガイドベーンの寸法（中央断面表示）、および音圧の時系列データの測定点の位置を以下の図に併せて示す。なお、矩形管路の断面は 1 [m] 四方の正方形である。本調査で用いる矩形管路に対して、ここで示すように 2 枚羽のガイドベーンをエルボー部に導入することで、圧力損失を効果的に低減できることを、事前の調査において確認している。

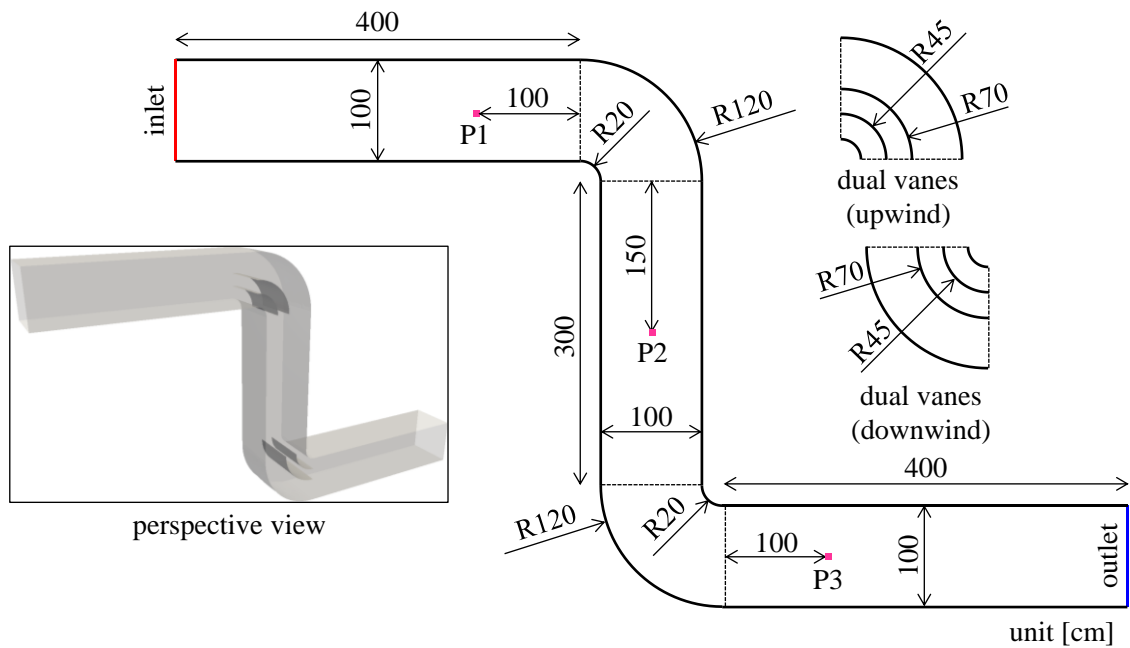


Figure 3.1 Dimensions of rectangular duct and probing locations.

計算格子

計算格子には一辺が $\Delta x = 2$ [cm] の立方体格子を用いる。今回、最も波長が短い Case5a および Case5b での波長は 50 [cm] 程度なので、単一波長を 25 格子程度に分割する格子幅である。

時間刻み

時間刻み Δt は Courant 数, $C_n = \Delta t / c \Delta x$ を用いて決定する。断りない限り, $C_n = 1/\sqrt{3}$ とする。従って、時間刻みは $\Delta t = c \Delta x / \sqrt{3}$ である。

計算条件一覧

本調査では、音源として 5 種類の周波数をガイドベーンの有無それぞれに対して取り扱う。周波数は、管路径 1 [m] と同じ波長を有する 340 [Hz] とその 2 倍の 680 [Hz] および半分の 170 [Hz] に加えて、送風機から発生する騒音の周波数特性のうち、音圧レベルが最も大きいとされる 500 [Hz]、さらに低周波音として 125 [Hz] を取り扱う。以下の表に全 10 ケースをまとめて示す。なお、計算時間は

100 [ms]までとし、二乗平均平方根の計算には $t_1 = 50$ [ms]から $t_2 = 100$ [ms]のデータを用いる。

Table 3.1 Computational condition.

	Guide vane	Frequency f_{src} [Hz]	Amplitude L_{src} [dB]
Case1a	w/o vane	125	80
Case2a		170	
Case3a		340	
Case4a		500	
Case5a		680	
Case1b	w/ vanes	125	
Case2b		170	
Case3b		340	
Case4b		500	
Case5b		680	

4. 計算結果

音圧レベルの空間分布

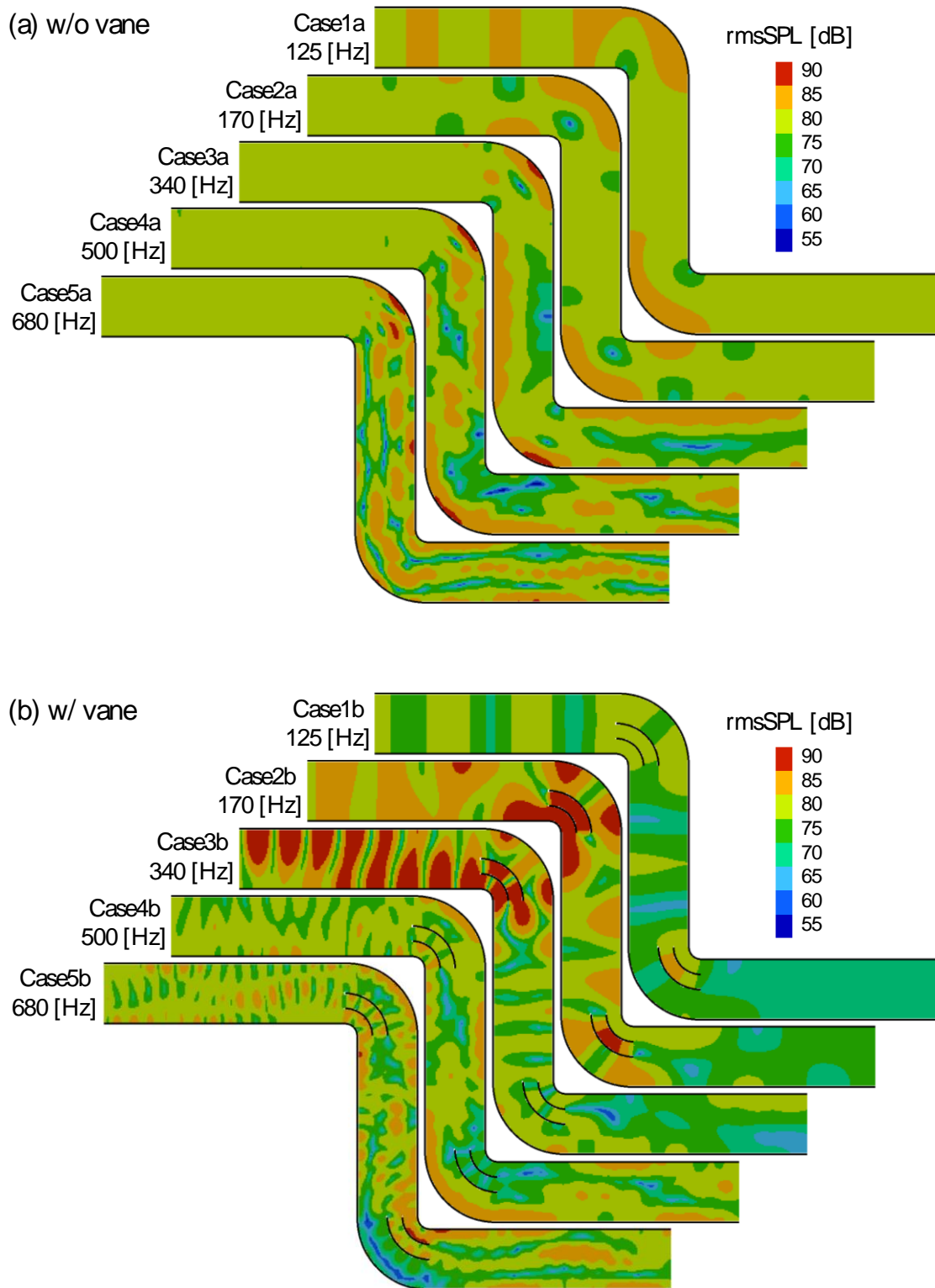


Figure 4.1 Distribution of rms sound pressure level.

測定点での音圧の時間変化

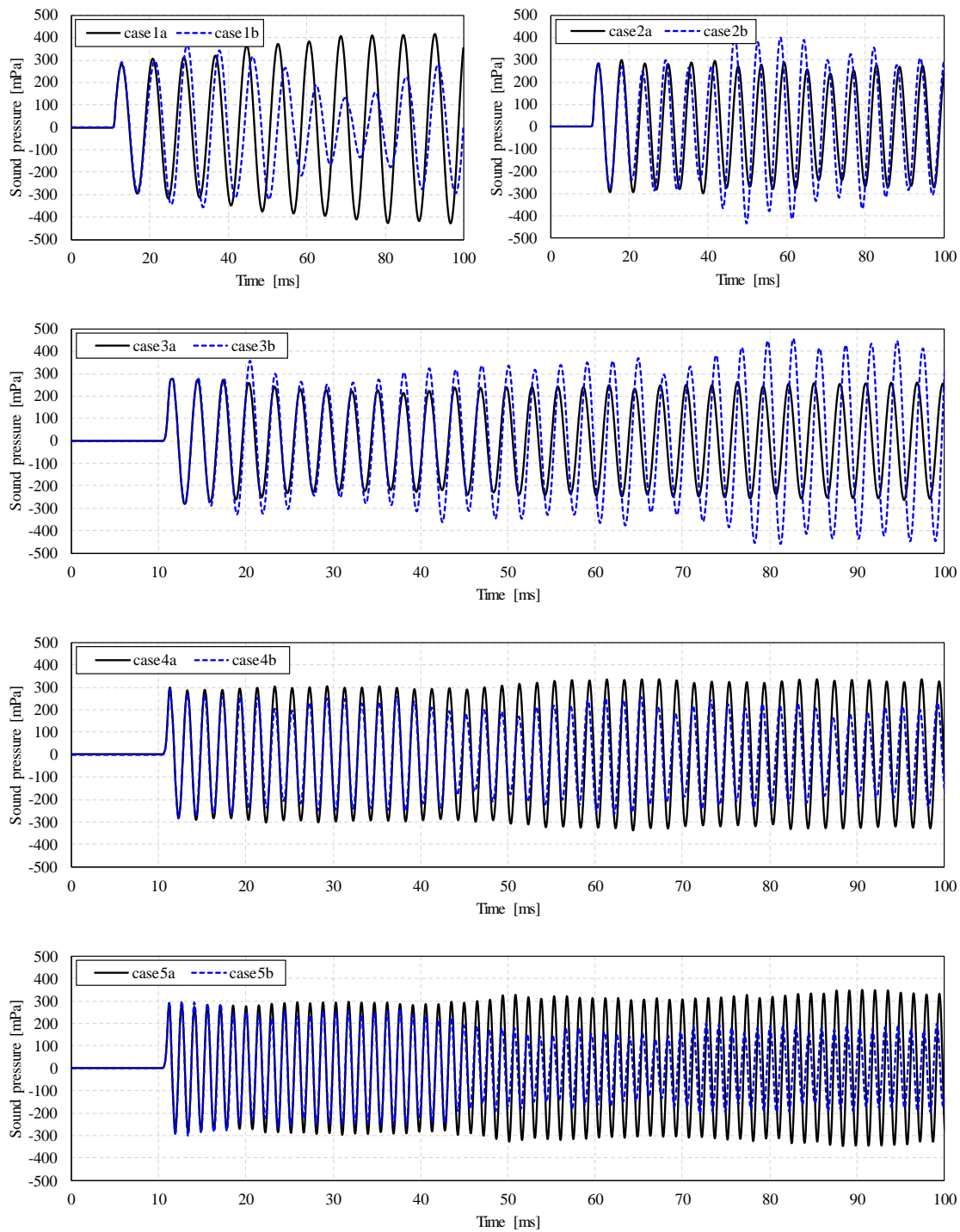


Figure 4.2 Variation of sound pressure [mPa] at the first probe point (P1).

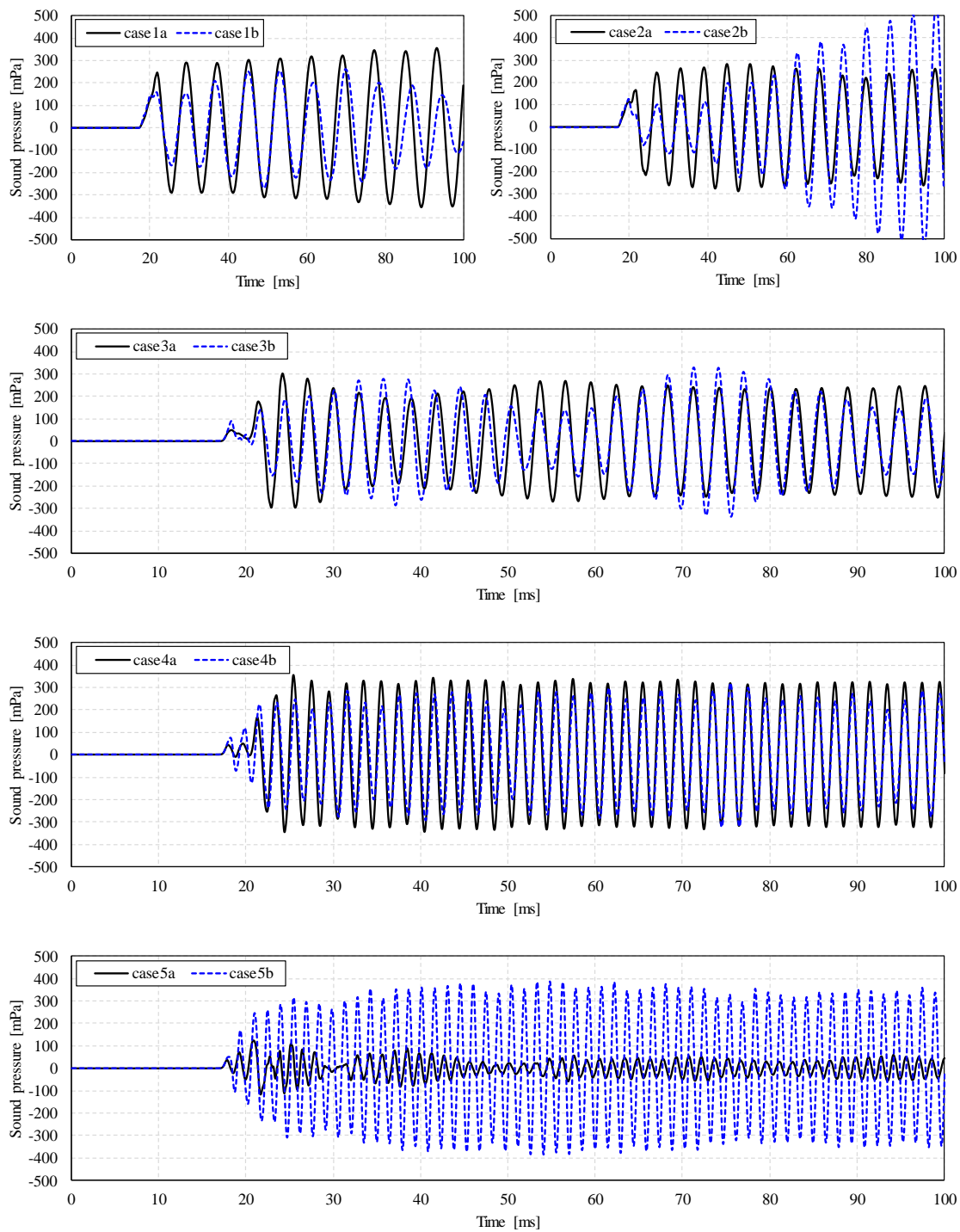


Figure 4.3 Variation of sound pressure [mPa] at the second probe point (P2).

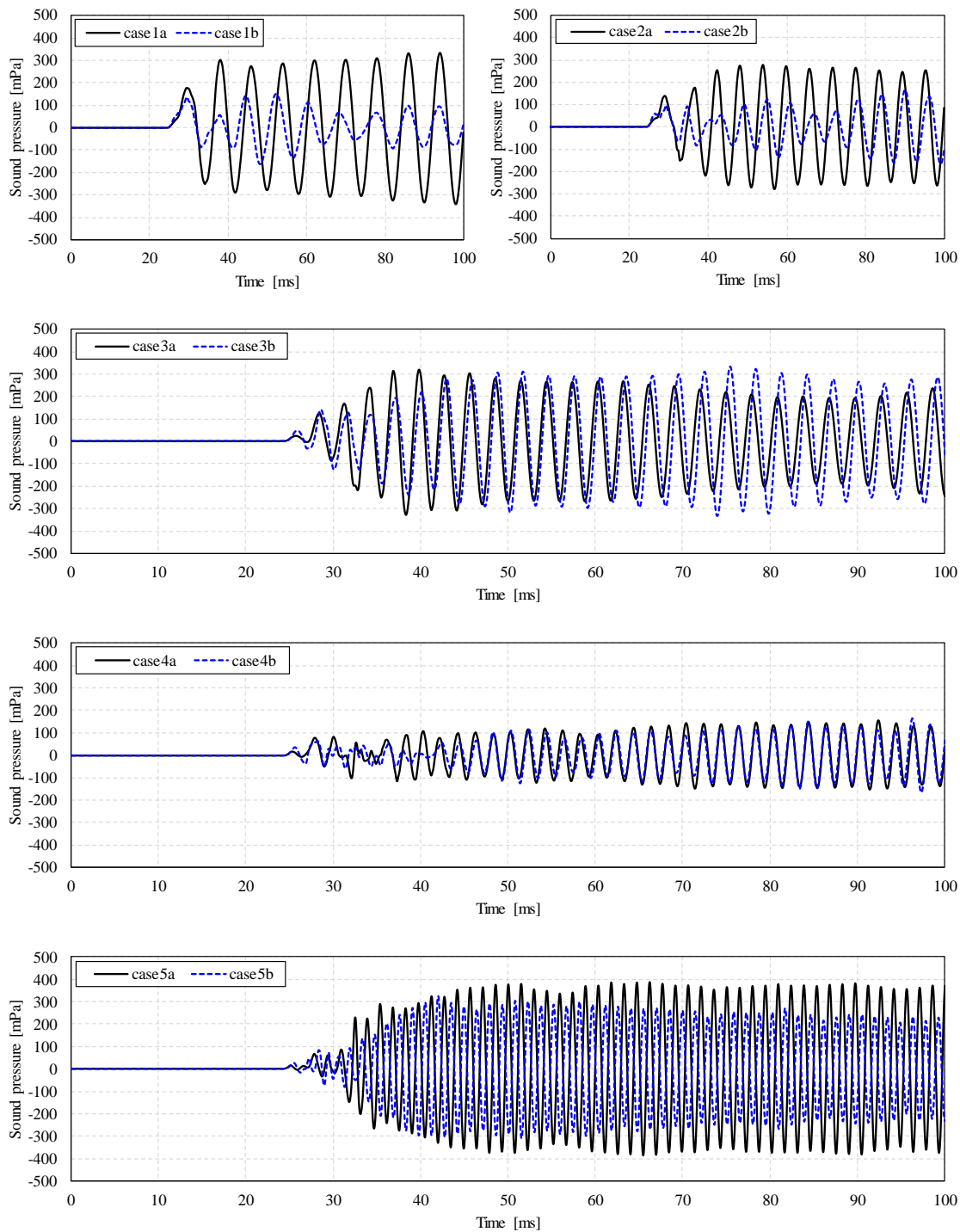


Figure 4.4 Variation of sound pressure [mPa] at the third probe point (P3).

5. 考察

管路出口における音圧レベル

(a) ガイドベーンなし

波長が管路径より十分に大きいときには、音の距離減衰がほとんど発生することなく、伝播することが知られている。本調査で取り扱った周波数帯は、管路径とほぼ等しい波長の 340 [Hz]と、その前後の周波数を含んでいる。実際に、管路径よりも波長が長い 125, 170 [Hz]では、管路出口での音圧レベルの減衰はほとんど確認できなかった。比較的、波長が短い 340, 500, 680 [Hz]では、管路出口で音圧の局所分布が見られたものの、音圧レベルの減衰は確認できなかった。局所分布は、エルボー部での音波の複雑な反射によって平面波が崩壊したためと考えられる。また、音圧レベルの減衰が認められなかったことから、音圧の時空間変動に対して、時刻刻みと格子幅が妥当であったことを確認出来る。

今回の管路長では、音圧レベルの減衰は認められなかったが、理論的には伝播方向が乱雑になることで、音響エネルギー（音圧）の散逸が想定される。

(b) ガイドベーンあり

ガイドベーンを設置した場合、125, 170, 340 [Hz]の音源では、5 [dB]ほどの音圧レベルの減衰が期待できる。また、500, 680 [Hz]の音源では、ガイドベーンがない場合と同様に、局所的な空間分布が発生するものの、全体として音圧レベルの減衰はあまり期待できない。これは、低周波音がガイドベーンによって上流側に反射されるためだと考えられ、一方、高周波音は複雑に反射しながら、ガイドベーンの間をすり抜けていくためだと考えられる。従って、管路径より長い波長を有する音波に対しては、ガイドベーンを設置することによる音圧レベルの減衰効果が期待できる。

音圧レベルの空間分布と吸音材/制振材

(a) ガイドベーンなし

ガイドベーンを取り付けない場合の音圧レベルは、周波数に関わらず、エルボー部の外周で増大し、内周では減少する傾向が見られる。従って、ガイドベーンを取り付けない場合には、エルボー部の外周に、吸音材または制振材を取り付けるのが有効と考えられる。

(b) ガイドベーンあり

ガイドベーンを取り付けた場合と取り付けない場合とを比較すると、音圧レベルの分布が大きく異なる。また、周波数によっても音圧レベルの分布が大きく異なる。本調査で取り扱った矩形管路では、管路径と波長が等しい 340 [Hz]の音波で共鳴が発生し、上流側ガイドベーンのさらに上流に、音源の音圧レベル 80 [dB]より遥かに大きい 90 [dB]以上の騒音が反響した。これは、音響エネルギーが上流に向けて輸送され（逆流した）、下流での音圧レベルが低下したためと考えられる。管路径と半波長が等しい 170 [Hz]の音波でも共鳴が発生し、上流側エルボー部の内周では、音圧レベルが著しく上昇していることが確認出来る。従って、送風機が設置された管路の上流側に対する騒音対策が必要な場合には、上流側エルボー部のガイドベーンに対して、吸音材または制振材による対策を取ることが有効と考えられる。

参考文献

- [1] K. S. Yee, “Numerical Solution of Initial Boundary Value Problems Involving Maxwell’s Equations in Isotropic Media”, IEEE Trans. Antennas Propag., Vol. AP-14, No. 3, (1966), pp. 302-307.
- [2] G. Mur, “Absorbing Boundary Conditions for the Finite-Difference Approximation of the Time-Domain Electromagnetic-Field Equations”, IEEE Trans. Antennas Propag., Vol. EMC-23, No. 4, (1981), pp. 377-382.
- [3] J. Berenger, “A Perfectly Matched Layer for the Absorption of Electromagnetic Waves”, J. Comput. Phys., Vol. 114, (1994), pp. 185-200.
- [4] Q. Liu and J. Tao, “The perfectly matched layer for acoustic waves in absorptive media”, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 102, No. 4, (1997), pp. 2072-2082.
- [5] 坂本慎一, “有限差分法による音場の数値解析”, 騒音制御, 31 巻, 4 号, (2007), pp. 263-270.
- [6] 尾本章, “波動方程式から理解する音響学”, 日本音響学会誌, 66 巻, 9 号, (2010), pp. 451-457.
- [7] 阪上公博, “伝声管”, 日本音響学会誌, 64 巻, 4 号, (2008), p. 261.
- [8] 佐瀬敏次, “送風機発生騒音の実務的評価”, 騒音制御, 17 巻, 6 号, (1993), pp. 289-293.

付録

周波数: $f_{src} = 2$ [kHz] (Case6b) での音圧レベルの空間分布 (ガイドベーン有)

追加計算として音源の周波数 2 [kHz], 一辺が 1 [cm] の計算格子を用いた Case6b を実施した. 計算結果として音圧レベルの空間分布を図 A.1 に示す. 管路内では至る所で反射が発生している様子が確認できるが, それによる顕著な音圧レベルの減衰は見られない.

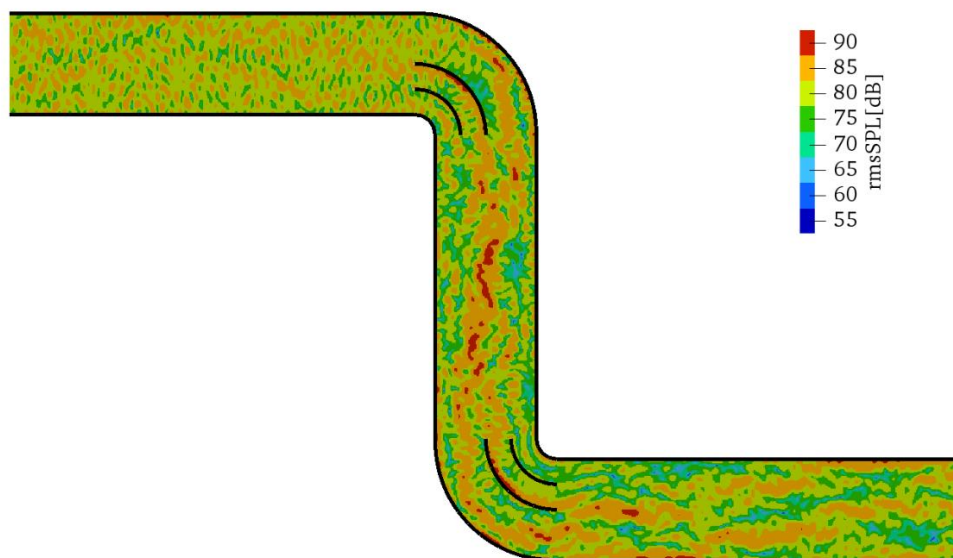


Fig. A.1 Distribution of rms sound pressure level (Case6b).