

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 28 年 6 月 8 日現在

機関番号：17102

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2013～2015

課題番号：25820075

研究課題名(和文) 壁面の粘弾性を組み込んだ声道の集中系モデル化手法の開発及び医療技術への応用

研究課題名(英文) Development of vocal-tract modeling method by concentrated mass model considering wall viscoelasticity

研究代表者

木庭 洋介(koba, yosuke)

九州大学・工学(系)研究科(研究院)・技術専門職員

研究者番号：20380602

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,300,000円

研究成果の概要(和文)：人間の音声生成機構である声帯振動および声道の形状による音響伝達特性を統一的に扱える簡便な解析手法の開発を目的とし、声帯・声道モデルの連成解析による声帯自励振動の解析について研究を行った。声道内の空気の伝播を質点・ばね・減衰から構成される多自由度集中系でモデル化し、固有値解析が可能な音声生成解析モデルを提案した。そして本モデルの周波数応答と発声器官の模型を用いた実験結果がある程度一致していることを確認した。また、声帯部を質量、線形ばね、減衰からなる1自由度の弁としてモデル化し、声道モデルと連成解析することで声帯自励振動を解析可能であることを示した。

研究成果の概要(英文)：In this study, we aimed to development of a simplified analysis method for vocal folds-tract interaction analysis.

A vocal tract modeled by a concentrated mass model to eigenvalue analyze the speech production mechanisms. This model consists of masses, connecting linear springs, connecting dampers, base support dampers, and base support springs. A frequency response analysis of this model accorded with a measurement using the model of the vocal organ to some extent.

In addition, we proposed model for vocal folds-tract interaction analysis, in which vocal folds modeled as a mass, a connecting linear spring, a connecting damper. this model indicated a possibility for analysis of self-oscillation of the vocal folds.

研究分野：能動音響制御

キーワード：集中系モデル 人工喉頭 声帯振動

1. 研究開始当初の背景

研究代表者らは生体の力学特性の計測および体内にある腫瘍等の異物を検出することを目的として、生体を模擬したシリコンを対象とし、加振した時に得られる周波数応答と、対象を質量、ばね、減衰で構成される要素で分割した集中系モデルで計算された周波数応答を一致させることによる生体粘弾性の同定手法について研究を行っている。また、研究協力者である石川により途中で弾性管を有する音響管の波動現象について、1次元集中系にモデル化することで実験結果と定性的、定量的によく一致する結果が得られている。これらの研究を応用することにより、声道壁面の粘弾性も考慮した声道の集中系モデル化手法を開発する着想に至った。

2. 研究の目的

より自然な音声生成技術や医療技術への応用を全体構想とする。本研究では集中系モデルを用いて簡便で精度よく声道をモデル化する手法として異なる粘弾性・断面積が縦続する音響管としてモデル化する手法の開発を目指す。また、気管、声道部の音響振動と音源波を発生させる声帯振動を連成させて解析できることは音声生成メカニズムの解明や声帯の異常の検出などのために重要であると考え、そこで、集中系を用いた連成モデルの開発を目指す。

3. 研究の方法

(1) 一様な断面形状および粘弾性をもつ音響管を対象とし、音響管壁面の粘弾性の違いによる音響固有周波数の変化について実験により確認し、実験結果と音響管を集中系でモデル化して行った解析結果と比較する。

実験は図.1に示す装置を作製し、音響管開口部の下端を振動試験機に取り付けたピストンを用いて音響加振し、音響管開口部の上端に配置したマイクロホンにより音圧測定する。ピストンの加速度とマイクロホンで取得した音圧を用いて周波数応答を測定する。音響管はアルミニウム、アクリルおよび柔らかさの異なる2種類のシリコンの計4種類の素材からなる内径20mm、外径60mm、長さ170mmの



図.1 実験装置

音響管を使用し比較を行う。

周波数応答の解析は音響管内の空間を図.2に示す質量 m 、非線形結合ばね、結合減衰、基礎支持ばね k^b 、基礎支持減衰 c^b を縦続接続した1次元集中系モデルを用いて行う。結合減衰は流体の法線応力による結合減衰 c^c と弾性菅の構造減衰による結合減衰 c^E を考える。また、菅断面積変化の影響を含んだ圧力変動を非線形結合ばねで考慮する(石川 他, “集中系モデルによる弾性管内非線形圧力波の解析”, 日本機械学会 D&D Conference, 2010)。弾性管内の圧力変動量 dp_i を線形化すると、

$$dp_i = -\frac{p_0\gamma}{l+p_0\gamma\frac{D_0l}{Eh_0}}(x_i - x_{i-1}) \quad (1)$$

となる。ここで γ は比熱比、 p_0 、 D_0 、 h_0 は平衡状態の管内圧力、菅内径、菅の厚さ、 E は菅の弾性率である。これより、線形ばね定数 k は次式になる。

$$k = \frac{p_0\gamma A_0}{l+p_0\gamma\frac{D_0l}{Eh_0}} \quad (2)$$

また、弾性菅の構造減衰は、管内の圧力変動により弾性菅が周方向に変形することでエネルギー損失が発生するためであると仮定する。周方向弾性変形速度の大きさは、各質点の相対速度に依存すると考え、その損失を結合減衰によって考慮する。結合減衰係数 c^E は以下のように仮定する。

$$c^E = \alpha\frac{A_0}{l} \quad (3)$$

ここで、 A_0 は弾性変形のない平衡状態の菅断面積を表し、 α は粘性係数と同じ単位を持つパラメータである。この α を変化させることにより壁面の粘弾性を考慮する。

(2) 声道-声帯振動の連成解析の初段階として声帯摘出者の代替声帯音源として使用される笛式人工喉頭を対象として集中系モデル化し、系の安定判別を行う。

本モデルでは人工喉頭における気管孔と口内を繋ぐチューブ内部の空間は内径が異なる

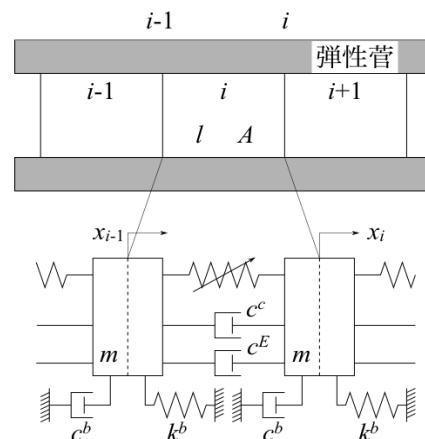


図.2 弾性菅の集中系モデル

円筒として要素分割し，図.3に示す質量，線形結合ばね，結合減衰で1次元集中系モデル化する．空間内の空気を，断面積変化部を挟み込むような長さ l の要素で分割し，断面積変化部から $l/2$ 離れた位置に分割点(節点) $i-1$ ， i をとり，質量を集中させる．節点 i の変位を x_i ，空気の平衡状態の密度を ρ_0 ，節点 i の断面積を A_i とすると，質量 m_i は次式になる．

$$m_i = \rho_0 A_i l \quad (4)$$

また，要素 i の平衡状態の圧力を $p_{0,i}$ ，圧力変動量を dp_i として，要素 i の圧力 p_i は以下になる．

$$p_i = p_{0,i} + dp_i \quad (5)$$

節点間の線形ばねは，各要素の圧力 p_i と体積 V_i の関係を表している．管内空気を理想気体として断熱過程を仮定し， $p_{0,i}$ 近傍で線形化すると要素 i の圧力変動量 dp_i は， γ を比熱比として次式になる．

$$dp_i = -\frac{\rho_{0,i} \gamma (A_i x_i - A_{i-1} x_{i-1})}{\frac{l}{2} (A_i + A_{i-1})} \quad (6)$$

dp_i によって質点 $i-1$ ， i にかかる力 f_i^{kL} ， f_i^{kR} は次式になる．

$$\left. \begin{aligned} f_i^{kL} &= -dp_i A_{i-1} \\ f_i^{kR} &= -dp_i A_i \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

結合減衰は流体の法線応力の効果を表す．体積粘性係数を μ とすると要素 i 内で働く法線応力 σ_i は以下になる．

$$\sigma_i = -\mu \frac{A_i \dot{x}_i - A_{i-1} \dot{x}_{i-1}}{A_i l_i^R + A_{i-1} l_i^L} \quad (8)$$

σ_i によって質点 $i-1$ ， i にかかる力 f_i^{cL} ， f_i^{cR} は次式になる．

$$\left. \begin{aligned} f_i^{cL} &= -\sigma_i A_{i-1} \\ f_i^{cR} &= -\sigma_i A_i \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

一方，チューブの途中にあるゴム製の弁部は図.4に示す質量，線形ばね，減衰から構成される1自由度系でモデル化する．弁前後に圧力差 $p_{0,u} - p_{0,d}$ があるとき，弁は一定の隙間 Z_0 を保ち，その間を流量 Q_0 の空気が通過する．この状態を定常状態と呼び，弁の質量 m_v ，減衰係数 c_v ，ばねによる復元力 f_k ，弁の定常状態

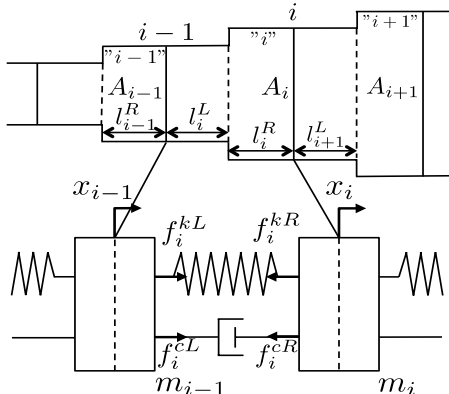


図.3 軸方向に内径の異なるモデル

からの変動変位 z ，弁の受圧面積 A_v ，弁直前と直後の圧力変動量 dp_i ， dp_{i+1} として弁の運動方程式は次式となる．

$$m_v \ddot{z} + c_v \dot{z} + f_k = A_v (dp_i - dp_{i+1}) \quad (10)$$

ここで，弁を通過する空気の流量がベルヌーイの式で与えられると仮定すると(葉山，“昇圧開型弁が出口に付いた管路系の安定性解析”，日本機械学会 D&D Conference, 2006)，弁を通過する空気の流量は次式になる．

$$Q_0 + q = \beta B Z_0 \times \sqrt{\frac{2\{(p_{0,u} + dp_i) - (p_{0,d} + dp_{i+1})\}}{\rho_0}} \quad (11)$$

ここで β は流量計数， q は弁を通過する空気の変動流量， B は弁の周長である．弁を通過する空気の流速変動 u は次式で表される．

$$u = \frac{q}{A_v} \quad (12)$$

式(6)より弁前後の圧力差，式(10)より弁変位が求まると式(11)，(12)より流速変動 u が求まり，この流速変動をチューブ内部モデルの弁部に相当する質点の速度条件として与えることで，弁と空間を連成させる．

連成モデルの安定判別には固有値解析を行った．定常状態での流速を U_0 として，式(11)を線形化すると以下になる．

$$\frac{q}{Q_0} = \frac{z}{Z_0} + \frac{dp_i - dp_{i+1}}{2(p_{0,u} - p_{0,d})} = \frac{u}{U_0} \quad (13)$$

式(10)と式(13)で示す弁の運動方程式およびチューブ内部の各質点の運動方程式は次式になる．

$$\dot{\mathbf{Y}} = \mathbf{A}\mathbf{Y}, \mathbf{Y} = [x_i, x, \dot{x}]^T \quad (14)$$

式(14)を用いて固有値解析を行い，系の安定性判別を行う．

(3) 声帯部の自励振動の発生条件，メカニズムを解明するため，声道，気管内の空気の伝播を質点，線形結合ばね，結合減衰で構成される1次元集中系でモデル化し，固有値解析が可能な音声生成解析モデルを提案する．そして発声器官の簡易模型で実験を行い，モデルの妥当性を検証する．

図.5示すように長さ L_t の気管および長さ L_v の声道を直径 D_i の N 個の円筒管を縦続接続した空間で近似する．このとき，生体組織の柔

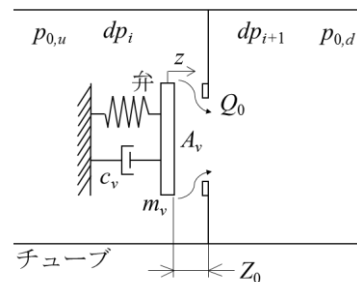


図.4 弁のモデル

軟性は考慮せず，口からの放射の影響も無視している．気管と声道の結合部にある声帯は1自由度の弁としてモデル化する．これらの集中系モデル化および気管・声道と弁の連成手法は研究の方法(2)と同様に行う．

実験は図.1の実験装置を用いて行った．音響管部を荒井による日本語母音/a/の声道断面面積の値を参考に作成した声道模型に変え，声帯側より振動試験機を用いてピストンによるサインスイープ加振を行う．口唇側の音圧を測定し周波数応答を記録する．解析はモデルに強制振動を与えたときの運動方程式と式(6)を用いて周波数応答を求める．表.1に解析パラメータを示す．

4. 研究成果

(1)実験の結果，アルミニウムおよびアクリル製の音響管では片端閉片端開の音響管の理論値とよく一致し，実験装置の妥当性を確認した．また，シリコン製の柔らかな壁面を持つ音響管を対象とした測定結果では壁面が柔らかいほど固有周波数が低周波数側へ移動し，ピーク値が低減していた．この現象に対し，式(3)の値を変更し解析を行った結果，同様の現象を確認することができた．これにより，結合減衰のパラメータにより壁面粘弾性を表現できる可能性を得られた．

表.1 解析パラメータ

L_v [mm]	175
P_0	101300
γ	1.4
ρ_0 [kg/m ³]	1.25
μ [Pa·s]	0.2
β	1.0

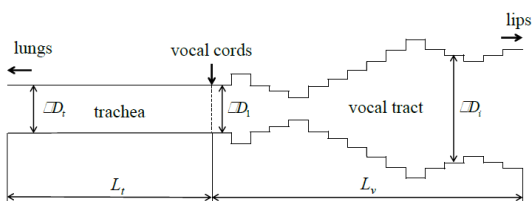


図.5 気管・声道モデル

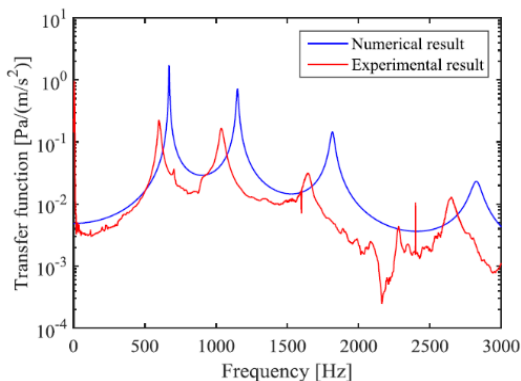


図.6 周波数応答

(2) 笛式人工喉頭の気管孔側にマスフローコントローラを用いて流量を与え，気管孔側の圧力を変化させながら弁が振動する圧力範囲を測定した．空間，弁の連成モデルを用いて固有値解析を行った結果，1次の固有値で不安定になり，実験と同様に自励振動が生じることを確認した．

(3) 周波数応答の実験結果と解析結果を図.6に示す．解析結果のピーク周波数の値はずれているが，定性的に傾向が一致していることを確認した．また，研究の方法(2)と同様に固有値解析により気管，声道，声帯の系全体の安定判別を行ったところ，2次の固有値で不安定となって自励振動が生じることが確認できた．このことから本モデルが弁と空間の連成解析による声帯自励の解析が可能であることが分かった．

5. 主な発表論文等

〔学会発表〕(計3件)

山浦宏樹，発声機構を考慮した笛式人工喉頭の開発，日本機械学会九州学生会第46回卒業研究発表講演会，2015年3月3日，北九州工業高等専門学校(福岡県・北九州市)

小川史晃，集中系モデルを用いた音声生成解析の開発，日本機械学会九州学生会第47回卒業研究発表講演会，2016年3月4日，鹿児島工業高等専門学校(鹿児島県・霧島市)

小川史晃，集中系モデルを用いた音声生成解析，日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2016，2016年8月23日～26日(発表予定)，山口大学(山口県・山口市)

6. 研究組織

(1) 研究代表者

木庭 洋介 (KOBA, Yosuke)

九州大学・大学院工学府・技術専門職員

研究者番号：20380602