

東海大学大学院平成28年度博士論文

音響連成を利用した圧電振動発電による
エネルギー回収システムの構築

指導 岩森 暁 教授

東海大学大学院総合理工学研究科
総合理工学専攻

土屋 寛太郎

目 次

第1章 序 論	1 ~ 8
1.1 本研究の目的	2
1.2 従来の研究	2
1.2.1 音響系と振動系における音振動連成現象に関する従来の研究	3
1.2.2 振動・音響エネルギーを活用した発電に関する従来の研究	5
1.3 本論文の特色	6
1.4 本論文の構成及び概要	7
第2章 円板振動時における圧電振動発電	9 ~ 21
2.1 緒 言	10
2.2 円板振動時による圧電振動発電の理論解析法	10
2.2.1 円板の振動モード	10
2.2.2 円板の解析モデル	10
2.2.3 圧電素子のモデル化	11
2.2.4 電気機械連成の支配方程式	12
2.3 実験装置及び手法	13
2.3.1 実験モーダル解析	13
2.3.2 加振実験	13
2.4 理論解析結果及び実験結果	14
2.4.1 発電システムの基本特性	14
2.5 結 言	15

第 3 章	単一空洞における機械音響連成を利用した圧電振動発電	22 ~ 36
3.1	緒言	23
3.2	機械音響連成を利用した圧電振動発電の理論解析法	23
3.2.1	円板の振動モード，音場の音響モードと位相差の定義	23
3.2.2	音場との連成を考慮した支配方程式	23
3.3	実験装置及び手法	26
3.4	理論解析結果及び実験結果	27
3.4.1	機械音響連成を利用した圧電振動発電	27
3.4.2	単一空洞における発電効率に及ぼす板厚変化の影響	28
3.5	結言	29
第 4 章	連結空洞における機械音響連成を利用した圧電振動発電	37 ~ 51
4.1	緒言	38
4.2	機械音響連成を利用した圧電振動発電の理論解析法	38
4.2.1	円板の振動モード，音場の音響モードと位相差の定義	38
4.2.2	音場との連成を考慮した支配方程式	38
4.3	実験装置及び方法	41
4.4	理論解析結果及び実験結果	42
4.4.1	機械音響連成を利用した圧電振動発電	42
4.4.2	発電特性に及ぼす機械音響連成の効果	44
4.5	結言	45
第 5 章	非軸対称モードにおける圧電振動発電	52 ~ 66
5.1	緒言	53
5.2	実験装置及び方法	53

5.3	実験結果	53
5.3.1	加振周波数が発電特性に及ぼす影響	53
5.3.2	加振力が発電特性に及ぼす影響	54
5.3.3	加振力に対する供給パワーと電力の推移	56
5.4	結 言	56
第6章	結 論	67 ~ 69
6.1	本研究の成果	68
6.2	今後の研究課題	69
	謝辞	70
	参 考 文 献	71 ~ 75

本論文で用いた主な記号

	A	: 円板の表面積
	A^s_{nm}	: 各円板に生じる振幅
	B^s_{nm}	: 電荷の時間的な変動に対する振幅
	C_p	: キャパシタンスマトリックス
	D	: 円板の曲げ剛性
D_1, D_2, D_3		: 各円板の電束密度
	E	: 電界
	E^E_p	: 電界が 0 における圧電素子のヤング率
	E_b	: 電極板のヤング率
	E_c	: 円板のヤング率
	E_p	: 圧電素子のヤング率
	F	: 周期的な加振力
	F_{sn}	: n と s で決定される定数
	\mathbf{F}^s_{nm}	: 点加振項
	G	: グリーン関数
	I	: 連成係数
	J_n	: n 階のベッセル関数
	$K^s_{bnmm'}$: 電極板の剛性マトリックス
	$K^s_{cnmm'}$: 円板の剛性マトリックス
	$K^s_{pnmm'}$: 圧電材料の剛性マトリックス
	L	: 筒長
	L_p	: 空洞内の音圧レベル
	L_{pv}	: 空洞内の平均音圧レベル
	$M^s_{bnmm'}$: 電極板の質量マトリックス
	$M^s_{cnmm'}$: 円板の質量マトリックス
	M^s_{npq}	: 空洞の音場空間に関するモード質量
	$M^s_{pnmm'}$: 圧電材料の質量マトリックス
	P	: 空洞における平均2乗音圧
	P_e	: 電力

- P_{em} : 発電効率
 P_m : 供給パワー
 P_{npq}^s : 音圧を決定するために必要な係数
 \mathbf{P}_{nm}^s : 音圧による加振項
 P_s : 円板表面上の音圧
 R : 回転ばね定数
 R_c : 電力消費用抵抗
 R_i : 電力計の電流計の抵抗
 R_n : 無次元の回転ばね定数
 R_p : 発電回路全体の抵抗
 R_v : 電力計の電圧計の抵抗
 T : 直線ばね定数
 T_n : 無次元の直線ばね定数
 T_p : 圧電素子部の運動エネルギー
 U_p : 圧電素子部のひずみエネルギー
 V_p : 圧電材料の体積
 V_s : 空洞の内部音場の体積
 X_{nm}^s : モード形状
 Z_{npq}^s : 音響モード形状
 a : 加速度
 d_{31} : 円板の面内ひずみに対し, その垂直方向に生じる電界における圧電ひずみ定数
 e : 圧電連成係数
 f : 加振周波数
 h_b : 電極板の板厚
 h_c : 円板の板厚
 h_p : 圧電素子の板厚
 m : 各振動様式での半径方向次数
 m' : m と転置の関係にある半径方向次数
 n : 音場及び各振動様式での円周方向次数
 q : 音場の筒長方向次数

- q_1, q_2, q_3 : 各圧電素子における電荷
 r, φ, z : 円板及び音場の座標
 r_b : 電極板の半径
 r_c : 円板及び音場の半径
 r_p : 圧電素子の半径
 s : モードの対称性を表す指標
 t : 任意の時刻
 \mathbf{u} : 空洞の境界面に対する法線方向ベクトル
 v : 圧電素子の電圧
 w_c : 円板に生じる面外変位
 w_p : 圧電素子に生じる面外変位
 w_{max} : 円板の面外変位を最大にする位相差
 w_{min} : 円板の面外変位を最小にする位相差
 α : 円板の振動の位相又は位相差
 α_{exp} : 実験における位相差
 α_{max} : 各筒長において最大平均音圧レベルを生じる位相差
 γ^e : ひずみが 0 における圧電素子の誘導率
 ε_p : 圧電素子のひずみ
 η_b : 電極板の損失係数
 η_c : 円板の損失係数
 η_p : 圧電素子の損失係数
 θ : 電気機械連成マトリックス
 ρ_p : 圧電材料の密度
 ρ_s : 空気の密度
 σ_p : 圧電素子の応力
 λ_{np} : (n, p) 次モードを半径で除した円形音場に関する
 p 番目の固有値方程式の解
 ν_b : 電極板のポアソン比
 ν_c : 円板のポアソン比
 ν_p : 圧電素子のポアソン比

ω : 角周波数

ω_{npq} : 音場の共鳴周波数

第 1 章

序 論

1.1 本研究の目的

円筒構造は各種容器や輸送機器などに広く用いられており、特に軽量化の観点から薄肉円筒構造が多く普及している。その要因として、薄肉円筒構造は曲率を有しているため構造としての剛性が高く、各種荷重を受けた際の比強度・比剛性に優れるため、軽量化に最適な形状といえる。そのため、軽量かつ強度・剛性が強く要求されるロケット等に代表される航空宇宙機器を中心に用いられることが多く、薄肉円筒構造は構造安定性や振動特性などの構造特性について多くの研究が行われてきた^{(1)~(9)}。また、薄肉円筒構造に代表される構造物は内部に空洞を有しており、このような構造物が外力を受けると内部に音場が生じる。このとき、外力が周期的なものであると、外部周期力と空洞内の音場との間に構造振動と音響に強い連成が生じることがある。この機械音響連成が促進された場合、空洞内部では音響エネルギーが増大し騒音が発生するため、鉄道車両や航空機では客室内に騒音被害を与えることになる。また、構造振動も促進されるために構造の不安定性や異常振動を招く恐れがあり、構造物の安全性に重大な欠陥をもたらすことも考えられる。そのため、機械音響連成を考慮することは、今日の軽量構造物を設計する際に重要な要件となりつつある。

一方で、従来音響エネルギーは機械的エネルギーに比べて非常に小さく応用範囲も非常に限られていたが、近年ではこれらのエネルギー回収方法として熱音響機関や圧電振動発電の研究が盛んに行われている。その中でも特に圧電振動発電は、未使用の振動エネルギーを回収し、電気エネルギーに変換する方法として、圧電素子を表面に貼付したはり構造を用い、外力等ではりが振動する際に生じる圧電素子の伸縮により、振動エネルギーの一部を電気エネルギーに変換することができる。圧電振動発電における発電特性は、圧電素子の力学的挙動に依存することになるが、一方、圧電素子自体の機械的性質に加え、発電時の力学的挙動は振動体の振動特性にも深く関与することになる。そのため発電特性を理論的に検討する場合、圧電素子を含む振動系の振動特性と圧電素子の電気的特性間の関連を考慮する必要がある。このようなエネルギーの回収にはエネルギー量を増大させることが重要であり、前述の機械音響連成現象の促進は内部音場の活性化だけでなく、構造振動も活性化させるため圧電振動発電の発電特性の向上に非常に有用な手段であると考えられる。

そこで本研究では、まず基本的な二次元構造である円板を用いた圧電振動発電システムの発電特性を明確にし、その上で両端に弾性板を配置した円筒構造を単一空洞構造と、内部に仕切り板を配値した円筒構造を連結空洞構造として取り上げ、一方を加振したときの機械音響連成を利用した圧電振動発電を理論及び実験から明らかにすることを目的としている。さらに実環境下での使用を目指し、高次の振動モードについても実験的に検討する。

1.2 従来の研究

本研究に対する先行研究として、機械音響連成現象に関する研究を行っている研究と振

動・音響エネルギーを回収している研究についてその概要を述べる。

1.2.1 音響系と振動系における機械音響連成現象に関する従来の研究

音響系と振動系における機械音響連成現象に関する研究としては、Morse の研究^{(10)~(12)}が挙げられる。立方体音場における振動境界面と音場との境界条件において、音響インピーダンスを境界条件として解析を行っている。さらに、機械音響連成問題において、立方体音場を含め様々な条件における解析手法を著書⁽¹²⁾によって体系的にまとめている。

円筒構造の内部音場と構造振動の連成現象においては、Cheng ら^{(13)~(15)}が航空機の圧力隔壁の振動と客室内騒音との連成問題を取り上げ、構造的に剛体な円筒構造の端部に、ばね支持された弾性板を配置した理論解析モデルとして簡略化し、円板振動と連成状態にある内部音場の音響特性におよぼす支持条件の影響を検討している。しかし、研究対象が航空機であるため円筒形状が一定寸法であり、形状因子を含めた連成現象の詳細な検討は行われていない。

森山ら^{(16)~(19)}は Cheng らの研究を応用し、両端を回転ばねと直線ばねによって均一に支持された円板を有する円筒構造について取り上げ、筒長を変化させた際の円板振動と内部音場との連成現象を系統的に検討している。この研究によって、機械音響連成に関与する各系間における固有周波数の近接度及び出現モードの類似性から連成現象を評価している。

Pan ら^{(20), (21)}は僅かに吸音する剛壁と一面のみ単純支持された弾性板で囲まれた直方体音場を想定し、板振動と内部音場間の連成を理論解析と実験で検討している。その結果、連成系における減衰時間は連成係数、板と音場のモード密度、板の減衰特性及び板振動による外部への音響放射特性等に影響されることを示している。

岩壺⁽²²⁾らは閉空間の内部音場の解析について取り上げ、音響系には境界要素法 (BEM)、構造系には有限要素法 (FEM) に基づくモード解析法を用いて構造・音場連成解析を行い、その際に構造系の低次と高次の周波数帯域に含まれる振動モードを省略することで計算効率を高めた検討を行っている。

中川ら^{(23)~(25)}は機械構造物の基本要素である平板を周辺支持し点加振した際の振動エネルギーに対して放射される音響エネルギーについて検討し、それらのエネルギー分布状態から両エネルギーの相関について考察を行っている。

南ら⁽²⁶⁾は鉄道車両における車体構造と車室内音場の連成現象において、単純化した 1 次元モデルを用いて固有モードに占める非連成系各モードの寄与率を取り上げた研究を行っている。なお、ここで示される寄与率は、内部音場に影響を与える種々の音響モードを同定する上で有用な解析手法である。

山内^{(27), (28)}らは自動車の走行中にエンジン起振力やタイヤからの入力による車室内のこもり音問題について取り上げ、一端と両端が弾性パネルの立方体における構造系と音響系の連成現象について実験的に解析を行い、固有振動数、モードシェイプ、振動数応答関数を詳細に検討している。また、1 自由度ばねマス系と音響系における解析を行っている。その結果、パネルの振動特性が内部音場に与える影響等を確認しているが、車室内のこもり

音問題に着目しているため連成を生ずる周波数帯の特定のみであり、系統的な研究は行われていない。

鮫島⁽²⁹⁾は、弾性板を内部に有する室内音場を音響振動連成問題として厳密に解析する手法として、固有関数展開に基づく方法を導出している。その結果として内部に配した薄板が内部音場に与える周波数帯を特定すると共に、音響モードによる影響も検討している。

高橋ら^{(30)~(32)}は音響振動の数値予測の手法として、既存の解析手法としては、低周波数側では有限要素法(FEM)等の決定論的手法、高周波数側では統計的エネルギー(SEA)等の確立統計的手法が適用されている。しかし、両手法では信頼性の高い解析のできない中間周波数域が存在しており、この欠点を克服するために波動ベース法(WBM)を用いて解析を行っている。この手法は数値分散誤差を含まない性質から、精度が高い解析が行える利点がある。また、空間離散化(メッシュ)が必要ないため、従来手法よりも計算負荷が非常に小さくすることができ、実用的な解析手法であると言える。

熊谷ら⁽³³⁾はロケット先端部のフェアリング壁と宇宙機の間で局所的に音圧が上昇するフェルエフェクトについて、簡易計算法を用いて研究を行っている。この研究では音響加振における平板の挙動に焦点を当てて研究が行われている。提案された平板形状であれば音響加振における平板の応答を解析的に求めることができるものの、構造振動から生じる放射音圧は無視されているため、あくまで、宇宙機の設計における構造の応答性を求めるに留まっている。

以上、機械音響連成現象に関する研究において、本論文に近い研究を取り上げて概観してきたが、これら以外にも類似な研究例が報告されていると思われる。上記関連研究においては、主としてその振動と音場の周波数応答特性について検討が行われており、構造設計上重要な要件となりうる形状寸法が、機械音響連成現象に与える影響を検討した事例は極めて少ない。また、構造振動から音場、音場から構造振動への影響を検討した研究例は多く見られるが、振動 - 音場 - 振動と複数の系を一体的に検討した研究事例はあまり見られない。このとき、各構造が独立して振動しているが、その位相の差は内部音響特性に影響を与えることが考えられる。

また、振動面における境界条件が複雑な形状をしている場合や、局所的な音圧上昇に関する連成現象を解析的に導出する応用的な研究においては、低周波数域において FEM^{(34)~(38)} や境界要素法(BEM)^{(39)~(42)}による離散化に基づく手法、高周波数域においては SEA^{(43)~(47)}が多く用いられている。本研究や上記研究の理論解析においては、主に振動モード、音響モード関数を展開することによる解析手法などが用いられているが、これらの研究手法はモード関数が解析的に与えられるような形状でなければ導出することができない。しかし、離散的解析手法などでは論じることの困難な系統的な検討を理論的に整理することは、現象の本質的な理解と、それに基づく構造物の設計においても重要であると言える。

1.2.2 振動・音響エネルギーを活用した発電に関する従来の研究

本研究では、機械音響連成現象によるエネルギーの効率的な回収を目指している。その応用例として機械音響連成現象の促進によって増加したエネルギーを電気エネルギーに変換しているが、ここでは振動や音響による発電に関する研究例についてその概要を説明する。

鈴木⁽⁴⁸⁾は近年の環境発電に関して、自身の研究成果と共に環境発電の意義と、マイクロ発電デバイスとして振動発電の有用性を論じている。この論文においても触れられている各種研究事例^{(49)~(52)}は人体の運動から発電する試みがなされているものの、その特異性から限定的な用途にのみ用いられると考えられる。

大規模な振動エネルギーを活用した環境発電に関する研究としては、速水ら^{(53), (54)}の研究及び社会実験が最も知られている。圧電素子を用いて駅改札や橋の振動を利用した発電実験を行い、その効果を検証している。

環境エネルギーの回生を目的とした振動発電に関連して、陸田ら^{(55)~(57)}は海洋エネルギーを利用した新しい発電技術に関して、積層薄型タイプの弾性圧電デバイスの考案・開発を行っている。この弾性圧電デバイスを用いることによって既存の海岸・海洋構造物を有効に活用した波浪発電装置を提案し、有効性を確認している。

熱音響機関における発電においては、Backhaus ら⁽⁵⁸⁾の研究によりその効率が内燃機関に匹敵する 30%に達していたことから、北谷ら⁽⁵⁹⁾が熱音響発電システムの実用化に向けた研究を行っており、熱エネルギーを音響エネルギー、振動エネルギーとして回生することによる発電手法が検討されている。また、長谷川ら^{(60), (61)}は熱音響機関の作動温度の低減と高効率化に関する研究を行っており、熱音響機関の実用化に向けた研究成果が社会的にも注目を集めている。

近年では小規模な電力を得る技術として、振動エネルギーを電気エネルギーに変換するエネルギーハーベスティングに関する研究が行われている^{(62)~(64)}。その中でも特に、未使用の振動エネルギーを回収し電気エネルギーに変換する方法として、圧電素子を表面に貼付したはり構造がよく用いられ、外力等ではりが振動する際に生じる圧電素子の伸縮により、振動エネルギーの一部は電気エネルギーに変換されることになる⁽⁶⁵⁾。このような振動発電における発電特性は、圧電素子の力学的挙動に依存することになるが、一方、圧電素子自体の機械的性質に加え、発電時の力学的挙動は振動体の振動特性にも深く関与することになる。そのため発電特性を理論的に検討する場合、圧電素子を含む振動系の振動特性と圧電素子の電気的特性間の関連を考慮する必要がある⁽⁶⁶⁾。

このようなシステムにおける発電特性を改善するためには、まず圧電素子の複数貼付や大型化が挙げられる。そこで圧電素子の寸法や配置を重要な因子と捉え、臨界フラッタ速度を超えた気流中に曝された薄肉矩形平板が取り上げられ、圧電素子の寸法と配置の関係から特性改善の検討がなされている⁽⁶⁷⁾。また圧電素子とはり表面間にスペーサを設置すると共に、適切な寸法の圧電素子を用いることで機械インピーダンスを整合し、特性改善を

図る方法が提案されている⁽⁶⁸⁾。さらにはり表面に貼付した圧電素子で発電される電力の回収特性改善を目指し、回収用回路におけるインピーダンスの整合も注目されている。ここでは分布定数回路でモデル化された等価回路による理論的検討と、AC-DC 整流器と DC-DC 変換器を組み合わせた 2 段階調整回路を用いた実験的検証がなされている⁽⁶⁹⁾。著者らは両端に薄肉円板を有する円筒構造を取り上げ、一方の円板に加振力を負荷した際に生じる機械音響連成に注目し、連成が促進される条件を明らかにしている⁽⁷⁰⁾。また上記の構造に同径の円筒を連結し非連結側の端部にも円板を設置することにより、2つの音場が関与した連成現象も取り上げている⁽⁷¹⁾。その上で実問題に近い状況を想定しているランダム加振時の音振動連成についても検討することで応用範囲の拡大を目指している⁽⁷²⁾。一方で W.Larbi らは有限要素法 (FEM) と境界要素法 (BEM) を用いて圧電振動発電による構造振動の騒音伝播と音の伝達制御について検討している⁽⁷³⁾、⁽⁷⁴⁾。

以上、圧電素子など振動発電の研究は多岐にわたり、現在もそれらの研究が多く行われている。そのため、本論文ではここにあげた数例を従来の研究として挙げるに留める。しかし、これらの研究の大多数はあくまで振動や音響エネルギーを回収するかということを目的としており、本研究のように機械音響連成現象によりエネルギーの回収を検討した例は、著者の知る限りでは極めて少ないように思われる。しかしながら、音響エネルギーを電気エネルギーとして回収することで、従来騒音として利用範囲が限られていた音響エネルギーの利用範囲の拡大に寄与するものと考えている。

そこで本研究では、まず円板のみの基本的な二次元構造である円板を用いた圧電振動発電システムの発電特性を明確にし、その上で両端に弾性板を配置した円筒構造を単一空洞構造と、内部に仕切り板を配値した円筒構造を連結空洞構造として取り上げ、一方を加振したときの機械音響連成を利用した圧電振動発電を理論及び実験から明らかにすることを目的としている。さらに実環境下での使用を目指し、高次の振動モードについても実験的に検討している。

1.3 本論文の特色

本研究は円板の中央に圧電素子を貼付した圧電振動発電システムの発電特性について、円板の振動特性と圧電素子の発電特性について検討している。また、圧電振動発電の発電特性の向上を目的とし、単一空洞と内部に仕切り板を有する連結空洞についても検討している。さらに、圧電振動発電システムの実環境下での使用を目指し、高次モードにおける圧電振動発電についても検討している。

本論文の主な特色は以下のとおりである。

- (1) 円板の中央に圧電素子を貼付した圧電振動発電における電気機械連成を取り上げ、円板の振動特性と圧電素子に生じる圧電素子の発電特性を明らかにした。
その結果、理論解析と実験から検討し、次の特色がある。
- (i) 従来の研究ではあまり検討されてこなかった円板における振動特性と圧電素子の

発電特性について解析と実験によって明らかにしている。

- (ii) 加振棒を介して点加振力を受ける圧電振動発電について、発電時の電力が最大になる周波数の低周波数化を含む問題について明らかにしている。
- (2) 両端に円板を有する円筒構造を取り上げ、その一方を加振した際の単板振動と内部音場との連成現象を利用した圧電振動発電について、それに及ぼす両円板振動間の位相差、円板の振動特性、圧電素子の発電特性などについて明らかにした。そこで行った理論解析、実験には次の特色がある。
- (iii) 従来の研究ではあまり取り上げられていなかった機械音響連成を用いた圧電振動発電の有用性について検討している。
- (iv) 機械音響連成を利用した圧電振動発電において、円板の振動特性を考慮することで一定条件下において発電効率の予測を可能としている。
- (3) 音場が 1 つの単一空洞構造を基本として、円筒軸方向に 2 つ目の円筒を配した連結空洞構造における圧電振動発電を取り上げ、片側の円板を加振した際の発電特性を単一空洞構造と比較することで、その振動特性と発電特性を理論解析と実験から検討しており、次の特色が挙げられる。
- (i) 連結空洞において機械音響連成を用いることで、単一空洞に比べ発電特性が向上することを明らかにしている。
- (ii) 連結空洞においても機械音響連成を利用した圧電振動発電で、円板の振動特性を考慮することで一定条件下において発電効率の予測を可能としている。
- (4) 実環境下における圧電振動発電システムの適用を目指し、基本的なモードではなく高次モードの発電特性について検討し、その有用性を示している。

1.4 本論文の構成及び概要

本論文は「音響連成を利用した圧電振動発電によるエネルギー回収システムの構築」と題し、6章によって構成されている。以下に各章における概要を示す。

第 1 章は序論であり、本研究の目的について説明している。さらに、本論文の特色と構成及び概要について述べている。

第 2 章では、円板中央に圧電素子を貼付した際の圧電振動発電における電気機械連成について論じる。1 章でも述べたように従来の圧電振動発電ははり構造における振動発電が多く検討されてきたが、はり構造は一次元的な構造であるため汎用性が低いという難点があり、実用レベルには汎用性の高い二次元構造で研究を行う必要がある。そこで本研究ではその点を考慮して振動系に薄肉の円板を採用し、円板中心に圧電素子を貼付した振動発電システムを採用している。

また、本研究の最終的な目的である機械音響連成による圧電振動発電の性能の向上を検討するにあたり、円板振動のみの発電特性の検討は非常に重要である。本章で述べる円板振動のみの発電特性は、円板の振動特性と圧電素子に生じる圧電効果に強く依存すること

になる。このとき円板中央に圧電素子を貼付した際の振動特性と、圧電素子の発電特性を検討している。その結果、加振棒を介して点加振力が付加されている場合、固有周波数の低周波数化を含む円板の振動特性について明らかにした上で、圧電振動発電の発電特性を検討している。

第 3 章では両端に円板を有する単一空洞において、その一方を加振した際の単板振動と内部音場との連成現象を利用した圧電振動発電について、それに及ぼす両円板振動間の位相差、円板の振動特性、発電特性などについて検討している。その結果、単一空洞における機械音響連成は円板の面外変位に大きく依存し、円板の面外変位が大きく変化する筒長において音圧レベルが最大になることを明らかにしている。また機械音響連成を利用した振動発電では、円板のみの圧電振動発電に比べ発電効率が向上することを確認している。さらに円板の振動特性を考慮することで一定条件下において発電効率の予測を可能にしている。

第 4 章では単一空洞に空洞を付加した連結空洞において、その一方を加振した際の単板振動と内部音場との連成現象を利用した圧電振動発電について、各円板の振動特性と発電特性などについて検討している。その結果、円板の板厚の増加による固有振動数の高周波数化は発電効率を増大させ、発電特性の改善効果が広範囲に及ぶことになる。

第 5 章では第 2 章、第 3 章及び第 4 章で述べた各圧電振動発電の実環境下への適用を目的とし、高次モードについて検討する。高次モードではモードに節が生じるために圧電振動発電特性が大きく変化することが考えられるため、その中でも非軸対称モードについて実験的に検討している。その結果、振動モードの最大振幅が発生しやすい箇所に圧電素子を貼付することで発電効率が向上することを確認している。

第 6 章では本論文の結論を述べている。第 2 章から第 5 章までに得られた本研究の成果を総合して述べると共に、本研究成果に立脚した将来への展望を述べている。

また、本研究で参考にした参考文献は本論文の巻末に記載している。

第 2 章

円板振動時における圧電振動発電

2.1 緒言

本章では円板中央に圧電素子を貼付した際の圧電振動発電における電気機械連成について論じる。第 1 章でも述べたように従来の圧電振動発電ははり構造における振動発電が多く検討されてきたが、はり構造は一次元的な構造であるため汎用性が低いという難点があり、実用レベルには汎用性の高い二次元構造で研究を行う必要がある。そこで本研究ではその点を考慮して振動系に薄肉の円板を採用し、円板中心に圧電素子を貼付した振動発電システムを採用している。

また、本研究の最終的な目的である機械音響連成による圧電振動発電の性能の向上を検討するにあたり、円板振動のみの発電特性の検討は非常に重要である。本章で述べる円板振動のみの発電特性は、円板の振動特性と圧電素子に生じる圧電効果に強く依存するためと考えられる。このとき円板の振動モード形状に節を持たない(0,0)次モードを基本振動モードと定義し、それ以外の節を持つ振動モードを高次振動モードとしている。そこで本章では基本モードである(0,0)次モードの振動特性と圧電素子の発電特性について、理論解析及び実験の両面から検討する。

以上より、本章では円板中央に圧電素子を貼付した際の振動特性と圧電素子の発電特性を検討することで、基本的な二次元構造である円板を用いた圧電振動発電システムの発電特性を明確にすることを目的としている。

2.2 円板振動時による圧電振動発電の理論解析法

2.2.1 円板の振動モード

本研究では円板振動特性が圧電振動発電に与える影響を検討するため、円板の振動モードに着目しており、円板の円周方向次数を n 、半径方向次数を m とし、固有振動モードを (n,m) で表わしている。本研究で取り上げている振動モードは n 、 m が0となる(0,0)次モードと、半径方向、円周方向にそれぞれ一つだけ節が生じる(1,0)、(0,1)次モードであり、それぞれのモード形状は図2.1に示す通りである。

2.2.2 円板の解析モデル

図 2.2 は本研究で用いている円板の解析モデルを示したものであり、このモデルは弾性支持された円板で構成されている。半径 r_c 、板厚 h_c でヤング率 E_c 及びポアソン比 ν_c の円板は周辺を直線ばねと回転ばねによって均等に支持されており、その支持条件は直線ばねのばね定数 T [N/m²]と回転ばねのばね定数 R [N]によって設定される。例えば直線ばねを無次元ばね定数 $T_n = 10^8 (= Tr_c^3/D, D:円板の曲げ剛性)$ 、回転ばねを無次元ばね定数 $R_n = 10^8 (= Rr_c/D)$ とすることで固定支持、 $T_n = 10^8$ と $R_n = 0$ で単純支持と想定できる。円板の表面には半径 r_p 、板厚 h_p ヤング率 E_p 及びポアソン比 ν_p の圧電素子が、半径 r_b 、板厚 h_b 、ヤング率 E_b 及びポアソン比 ν_b の電極板を介して貼付されている。ここでは添え字の c 、 p 及び b は円板、圧電素子及び電極板を示しており、以後に用いる円板に関する添え字の 1 は加振を意味するこ

となる。座標は円板の面内方向及び音場の横断面方向を距離 r と ϕ で表している。加振力 F は円板 1 の r_1 と ϕ_1 に与えられている。

円板に生じる面外変位 w_{c1} 及び圧電素子に生じる面外変位 w_{p1} は、式(2.2)に示す円周方向と半径方向のモードを組み合わせたモード形 X_{nm}^s を含む式(2.1)で表現する。

$$w_{c1} = w_{p1} = \sum_{s=0}^1 \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} X_{nm}^s A_{1nm}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} \quad (2.1)$$

$$X_{nm}^s = \sin(n\phi + s\pi/2)(r/r_c)^m \quad (2.2)$$

n は円板と圧電素子からなる系全体の振動モードにおける円周方向次数、 m は半径方向次数であり、 s はモードの対称性を表す指標、 A_{1nm}^s は各モードにおける振幅であり、面外変位は上記の通り固有振動モード(n, m)を重ね合わせたものである。また ω は角周波数、 t は任意の時刻、及び α_1 は円板の振動の位相を示している。

2.2.3 圧電素子のモデル化

円板 1 に貼付された圧電素子の応力 σ_{p1} 、ひずみ ε_{p1} 、電界 E_1 と電束密度 D_1 の間には、次式の関係が成立する (Anton, Sodano, 2007)。

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{p1} \\ D_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E_p^E & -e^T \\ e & \gamma^\varepsilon \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{p1} \\ E_1 \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

E_p^E は電界 E_1 が 0 における圧電素子のヤング率、 γ^ε はひずみが 0 における圧電素子の誘導率を示している。式(2.3)は圧電素子の電気的特性と機械的特性を関連づけるもので、具体的には応力をそれらにより生じる電界が圧電連成係数 e により関連づけられており、次式に示す通りである。

$$e = d_{31} E_p^E \quad (2.4)$$

ここでは円板の面内ひずみに対し、その垂直方向に生じる電界における圧電ひずみ定数を d_{31} と表記している。

このような圧電素子における電気機械連成を考慮すると、圧電素子部の運動エネルギー T_p とひずみエネルギー U_p は次式(2.5)、(2.6)で表される。

$$T_p = \frac{1}{2} \int_{V_p} \rho_p \dot{w}_p^2 dV_p \quad (2.5)$$

$$U_p = \frac{1}{2} \int_{V_p} (\varepsilon_p \sigma_p - ED) dV_p = \frac{1}{2} \int_{V_p} \{ \varepsilon_p (E_p^E \varepsilon_p - eE) - E(e\varepsilon_p - \gamma^\varepsilon E) \} dV_p \quad (2.6)$$

式(2.1)における円板の圧電素子部のみの第一変分を実行すると、次式(2.7)を求めることができる。

$$\delta \int_{t_0}^{t_1} (T_p - U_p) dt = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_1} \int_{V_p} \{ \rho_p \dot{w}_p \delta \dot{w}_p - (E_p^E \varepsilon_p - eE) \delta \varepsilon_p + (e\varepsilon_p - \gamma^\varepsilon E) \delta E \} dV_p dt \quad (2.7)$$

ここで圧電素子に生じるひずみと電界を以下の式(2.8)のように仮定する。

$$\varepsilon_p = -z \left\{ \frac{\partial^2 w_p}{\partial r^2} + \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w_p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w_{p1}}{\partial \phi^2} \right) \right\} = -z X_{pnm}^s A_{nm}^s e^{j\omega t} \quad (2.8)$$

電界 E_1 は式(2.10)に示す Y_{nm} と電荷 q_1 をそれぞれ用いることで、式(2.9)のように表される。

$$E_1 = Y_{nm} v_1 = -R_p \dot{q}_1 \quad (2.9)$$

$$Y_{nm} = \begin{cases} -1/h_p & h_c/2 < z < h_c/2 + h_b + h_p \\ 0 & -h_c/2 < z < h_c/2 + h_b \end{cases}, \quad q_1 = B_{1nm}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} \quad (2.10)$$

この場合、 v_1 は圧電素子部の電位が一定と仮定した電界に生じる電圧であり、 Y_{nm} は上記のように定義されている。 R_p は発電用回路全体の抵抗を示している。また q_1 は圧電素子上を一様に分布していると想定しており、 B_{1nm}^s は電荷の時間的な変動に対する振幅を意味している。

$$M_{p1nmm'}^s = \int_{V_{p1}} \rho_p X_{nm}^s X_{nm'}^s dV_{p1}, \quad K_{p1nmm'}^s = \int_{V_{p1}} z^2 X_{nm}^s E_p^E X_{nm'}^s dV_{p1} \quad (2.11)$$

ρ_p と V_{p1} は圧電材料の密度と体積を示している。また次数 m' は半径方向次数であり、 m と転置の関係にある。ここで電気機械連成マトリックスとキャパシタンスマトリックスの各要素 θ_1 と C_{p1} を以下のように定義する。

$$\theta_1 = -\int_{V_{p1}} z \rho_p X_{nm}^s e Y_{nm'}^s dV_{p1}, \quad C_{p1} = \int_{V_{p1}} Y_{nm} \gamma^E Y_{nm'} dV_{p1} \quad (2.12)$$

2.2.4 電気機械連成の支配方程式

本節では電気機械連成方程式は式(2.1)の面外変位 w_{c1} を基底関数とし、円板を支持しているばねを含めた系が保有するエネルギーと、円板が加振力によってなされた仕事をハミルトンの原理を適用することにより求められる。その結果、圧電素子部を有する円板 1 の運動と圧電素子の電氣的な挙動を示す連成方程式は、それぞれ式(2.13)と(2.14)のように表現できる。

$$\sum_{m'=0}^{\infty} \left\{ K_{c1nmm'}^s (1 + j\eta_c) + K_{p1nmm'}^s (1 + j\eta_p) + K_{b1nmm'}^s (1 + j\eta_b) - \omega^2 (M_{c1nmm'}^s + M_{p1nmm'}^s + M_{b1nmm'}^s) \right\} \\ + r_c F_{sn} \times \left\{ T_1 + \left(\frac{m}{r_c} \right) \left(\frac{m'}{r_c} \right) R_1 \right\} A_{1nm}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} - \sum_{m'=0}^{\infty} \theta_1 \nu B_{1nm'}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} = \mathbf{F}_{nm}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} \quad (2.13)$$

$$\sum_{m'=0}^{\infty} C_{p1}^{-1} \theta_1 A_{1nm'}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} = \sum_{m'=0}^{\infty} (j\omega R_p + C_{p1}^{-1}) B_{1nm'}^s e^{j(\omega t + \alpha_1)} \quad (2.14)$$

式(2.13)において $K_{c1nm}^s, K_{p1nm}^s, K_{b1nm}^s$ と $M_{c1nm}^s, M_{p1nm}^s, M_{b1nm}^s$ は、それぞれ円板、圧電材料、電極板の剛性と質量マトリックスである。 η_c, η_p, η_b はそれぞれ円板、圧電素子、電極の損失係数である。また F_{sn} は n と s で決定される定数、 \mathbf{F}_{nm}^s は円板に負荷される点加振を表現している。さらに上記の m に関する級数の前には、式(2.1)に示した通り s, n, m に関する級数を記述すべきであるが、ここでは平易に表現するため省略している。

式(2.13), (2.14)を連立して解くことにより上記の係数 A_{1nm}^s と B_{1nm}^s は求められ、電気機械連成下における円板振動と圧電素子の電氣的な挙動は、式(2.1), (2.11)によってそれぞれ決定される。しかしながら円板振動は調和振動を想定し、位相 α_1 は一定であるため、式中の $e^{j(\omega t + \alpha_1)}$ を削除することができる。

2.3 実験装置及び手法

2.3.1 実験モーダル解析

本研究では構造系が共振状態、音場が共鳴状態での機械音響連成に主眼をおいている。そのため、後述する「加振実験」においては円板を固有振動数で加振する必要がある。そこで加振実験を行う前に、実験で用いる円板の周波数応答を確認するため、実験モーダル解析を行い、その測定方法はインパルスハンマーを移動させる加振点移動法と加速度ピックアップを移動させる応答点移動法を採用している。図2.3(a), (b)は実験モーダル解析の実験装置及び加振位置を示したものであり、座標はそれぞれ示すように x, y 軸とし、円板に対し垂直方向を z 軸としている。図2.3(a)に示す円筒構造において、測定点は 45 [°] 間隔に $1 \sim 25$ までのインパルスハンマーによる加振点を定め、測定点は1番とし、その他のポイントは補間点としている。円板への加振はインパルスハンマーの加振部先端にスチール製チップを用い、円板へ垂直方向に衝撃力を与えている。加速度ピックアップはそれぞれの測定点に専用のワックスで固定し、円板からのデータを測定できるように設置している。対象とする周波数域は $0 \sim 1000$ [Hz] とし、加速度データと荷重データをFFTアナライザーに入力することで、周波数応答関数、時間軸波形とコヒーレンス関数を算出している。実験モーダル解析には10回の打撃実験における実験データの平均値を用いるが、実験精度はサンプル条件の設定とコヒーレンス関数よりある程度保障されている。実験モーダル解析より得られた周波数応答関数をME'scopeVESにインポートすることで、振動モード及び固有振動数を視覚的に確認することができる。図2.4は実験モーダル解析より求めた(0,0), (1,0), (0,1)次モードにおける形状を示したものである。

2.3.2 加振実験

実験には半径 $r_c = 153$ [mm] で板厚 $h_c = 2, 2.5, 3, 4$ [mm] のアルミニウム合金製円板 (A5052) を採用し、図 2.5 に示す実験装置に設置している。円板は鋼製フランジ間に固定され、小型加振機により加振される。加振点は非軸対称モードが発生しやすい円板中心から半径 r_c の 40 [%] の位置に水平移動し、加振周波数はマルチファンクションジェネレーター、加振力は

加振機可動部に取り付けたロードセル及び FFT アナライザーで調整，確認している．このとき加振周波数は各板厚で(0,0)次モードを生じる周波数の加振を付加する．このような発電実験時の円板挙動は，面上に設置した加度センサーと FFT アナライザーで測定した加速度で評価し，得られた加振点近傍の加速度と加振力から円板への供給パワー P_m を求めている．

一方，発電には図 2.5 (b)に示すように円板表面(裏面同位置が加振点)に貼付した圧電素子を用い，圧電素子は図 2.5 (c)に示す回路に結線されている．図中の R_c は電力消費用抵抗， R_v と R_i は電力計に組み込まれている電圧計と電流計の抵抗である．発電特性は FFT アナライザーによる電圧 v 及び電力計による電力 P_e で評価するが，それらは加速度と同様に加振力を変化させて計測されている．これら P_m と P_e から発電効率 P_{em} を以下のように定義し，特段の表記がない場合， P_e は円板上に貼付された圧電素子による総電力を示すこととする．

$$P_{em} = \frac{P_e}{P_m} \times 100 [\%] \quad (2.15)$$

2.4 理論解析結果及び実験結果

2.4.1 発電システムの基本特性

本節では円板 1 のみについて，振動発電させたときの発電特性を取り上げる．図 2.6 では加振力 $F = 1$ [N] を負荷させたときの加振点付近における加速度 a_1 について，加振周波数 f の変化に対する推移を理論と実験値で比較している．理論解析はまず実験モデル解析で確認した固有周波数に近づけるため，無次元ばね定数 R_n を 10 に設定している．この場合，理論値は $f = 280$ [Hz] 付近でピークを迎えているが，実験値のピークは低周波数側に移行することを確認できる．本実験では装置の制約上，ロードセルで円板を直接加振することは難しいため，点加振力は加振棒を介して付加されている．この場合，加振棒による付加質量の影響は避けられず，ピーク周波数の移行に寄与することになる．この移行幅は加振棒だけの付加質量では説明できないため，他の要因として加振機本体の特性による影響が挙げられる．点加振力による円板の面外変位は自由振動とは異なり，加振機の特長及び加振位置に制限されることになる．一般に減衰力が作用する振動系は自由振動系より固有周波数が低周波数域に生じるため，このようなピーク周波数の移行には加振機自体の振動も含まれるものと考えられる．このように本現象には複数の要因が関与しているものと考えられ，今のところ合理的なモデル化が難しいのが現状である．さらにこの現象の追求は本研究の本質から逸脱するため本解析モデルによる結果と実験結果を対比させる際，最も容易な手法は支持条件の緩和に伴う固有周波数の低周波数化である．同図にそのような意図で， R_n を減少させた解析結果も提示しており，固有周波数は $R_n = 10^{0.5}$ とすることで実験結果に対応することになる．

このような振動特性は加振力 F に影響され，一方で円板振動に起因した発電には直接的に関与することになる．そこで図 2.7 は F に対する加速度 a_1 及び発電時の電圧 v_1 の変化を

それぞれ示しているが、理論値には $R_n = 10^{0.5}$ の結果を提示している。 a_1 と v_1 は F に対して 1 次的に変化しているが、理論値は加振機の影響を考慮していないため、実験値に対してやや過大評価されたものと見なせる。これらのデータを用いて円板に供給されるパワー P_{m1} と発電時の電力 P_{e1} を求め、それらの F に対する推移を図 2.8 に示す。 P_{m1} と P_{e1} は a_1 と v_1 と同様に理論値が実験値に比べてやや高値を取るようになるが、それらは F に対して 2 次的な変化を呈することになる。これらの結果を式(2.15)に代入すれば、円板振動時の発電効率 P_{em1} を求めることができる。

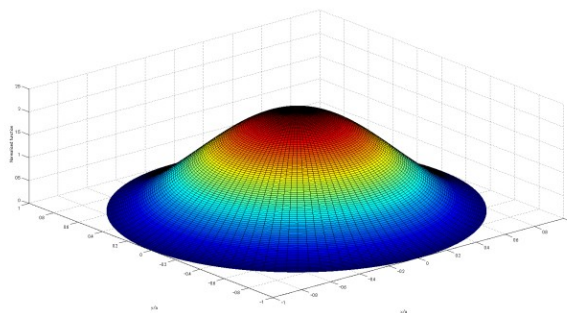
図 2.9 は $F = 1$ [N] に設定したときの P_{em1} について、 f に対する推移を理論と実験値で示している。理論と実験値 P_{em1} には図 2.6 と同様な周波数域でピークが現れているが、実験値及び $R_n = 10$ の理論値では発電効率が約 4.5 [%] 程度に抑えられている。そのため発電効率の向上は、圧電素子を用いた振動発電の実用化に向けて重要な要件と見なせる。

図 2.10 は $F = 1$ [N] に設定したときの P_{em1} について、板厚 h_c に対する水位を理論値と解析の整合性を検討するために実験値を併記したものである。解析結果及び実験結果共に板厚の増加に伴い P_{em1} が逡減していることがわかる。これは点加振力を加えた圧電振動発電の発電効率は、円板の振動特性と圧電素子の発電特性に強く依存するため、発電特性の向上には限界が生じたためと考えられる。

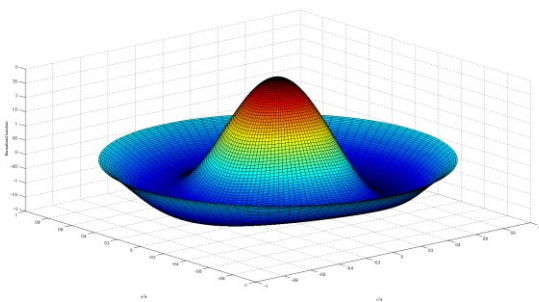
2.5 結言

本研究では円板を用いた圧電振動発電システムに加振力を加えた際の円板の振動特性及び発電特性について、以下のことを明らかにした。

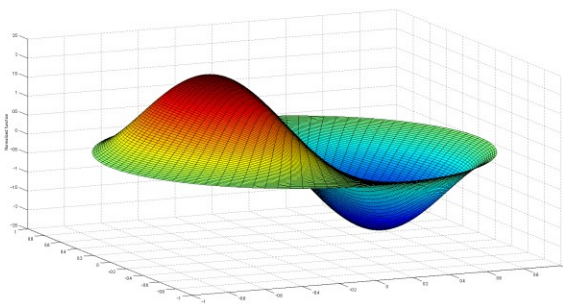
- (1) 点加振力が加振棒を介して付加されている場合、加振棒による付加質量の影響は避けられず、ピーク周波数の移行に寄与することになる。この際の移行幅は加振棒の付加質量のだけでなく加振機本体の特性による影響が挙げられる。一方で、点加振力による円板の面外変位は自由振動とは異なり、加振機の特性及び加振位置に制限されることになるため、このようなピーク周波数の移行には加振機自体の振動も含まれるものと考えられる。そのため、点加振力が加振棒を介して付加されている場合は固有周波数の低周波数化を含む円板の振動特性について検討する必要がある。
- (2) 固有振動数領域を除く周波数領域では電気機械連成が促進されないため、圧電振動発電は効果的に機能しない。
- (3) 点加振力を加えた圧電振動発電の発電効率は、円板の振動特性と圧電素子の発電特性に強く依存するため、発電特性の向上には限界が生じる。



(0,0)モード



(0,1)モード



(1,0)モード

Fig.2.1 円板の各種振動モード

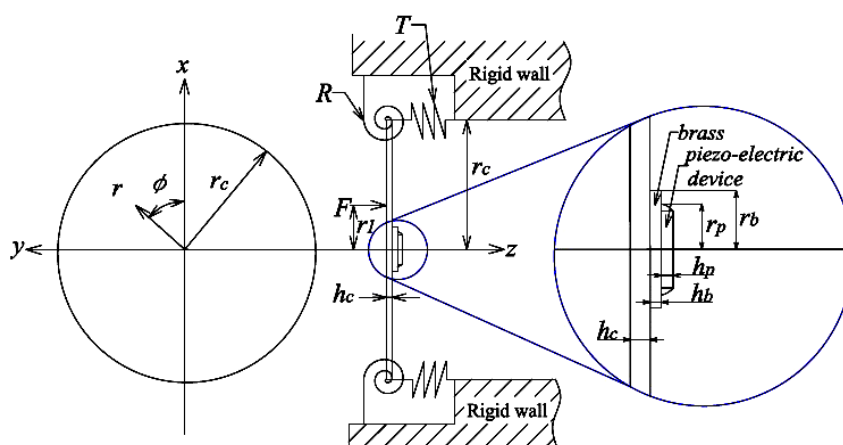
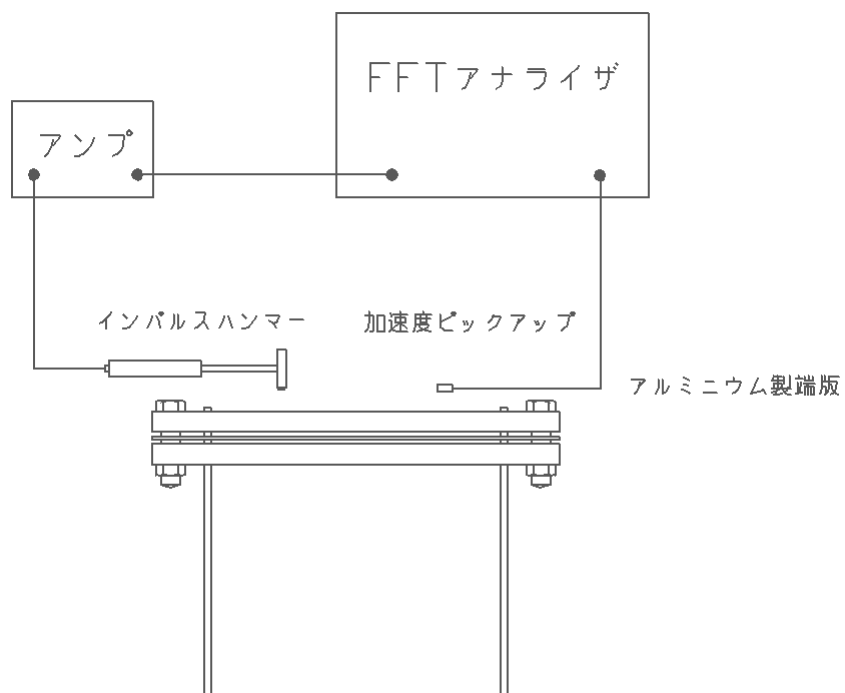
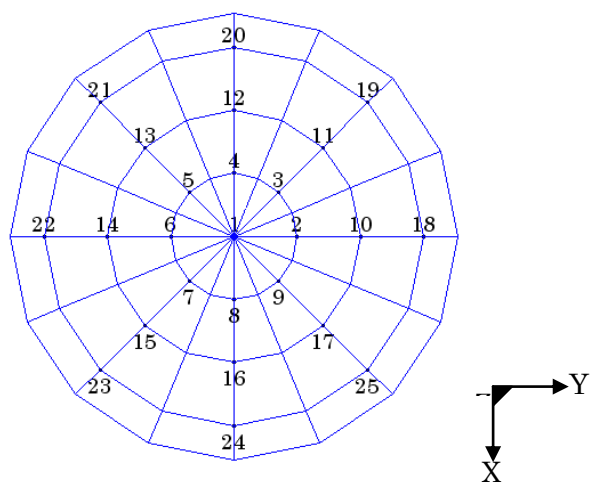


Fig.2.2 解析モデル

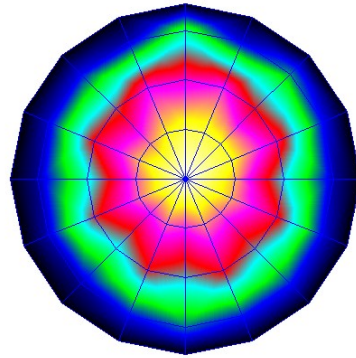


(a) 実験モーダル解析

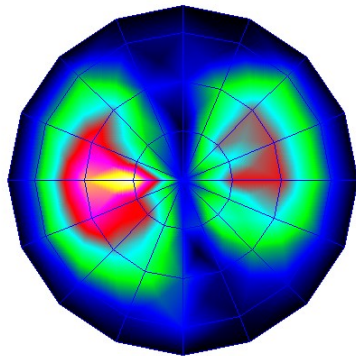


(b) 実験モーダル解析における加振位置

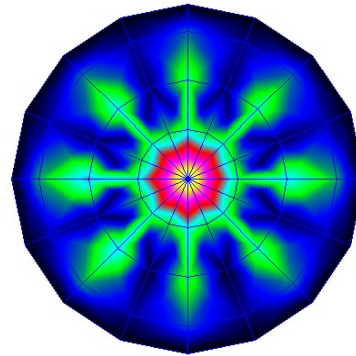
Fig.2.3 実験モーダル解析における実験装置



(0,0)モード



(1,0)モード



(0,1)モード

Fig.2.4 実験モーダル解析による各振動モードの形状

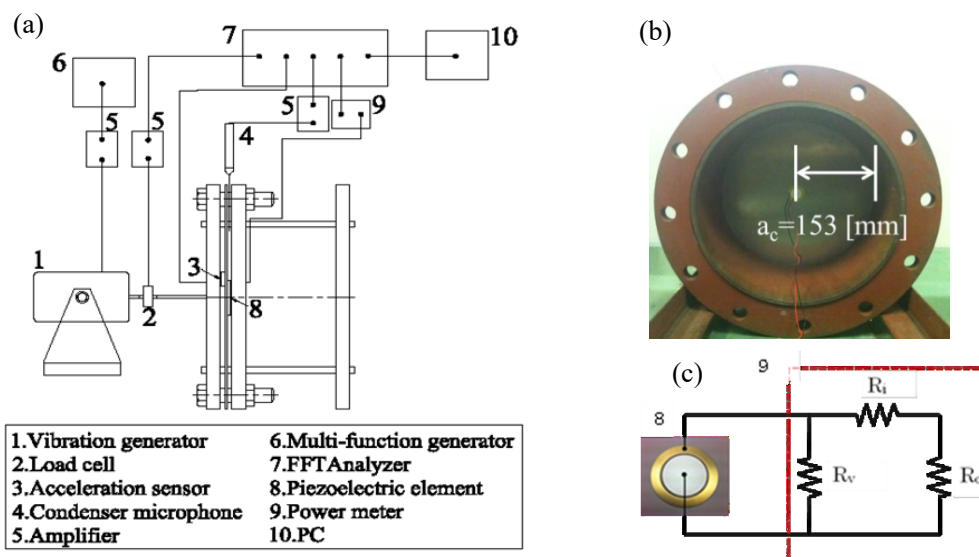


Fig.2.5 加振実験装置図

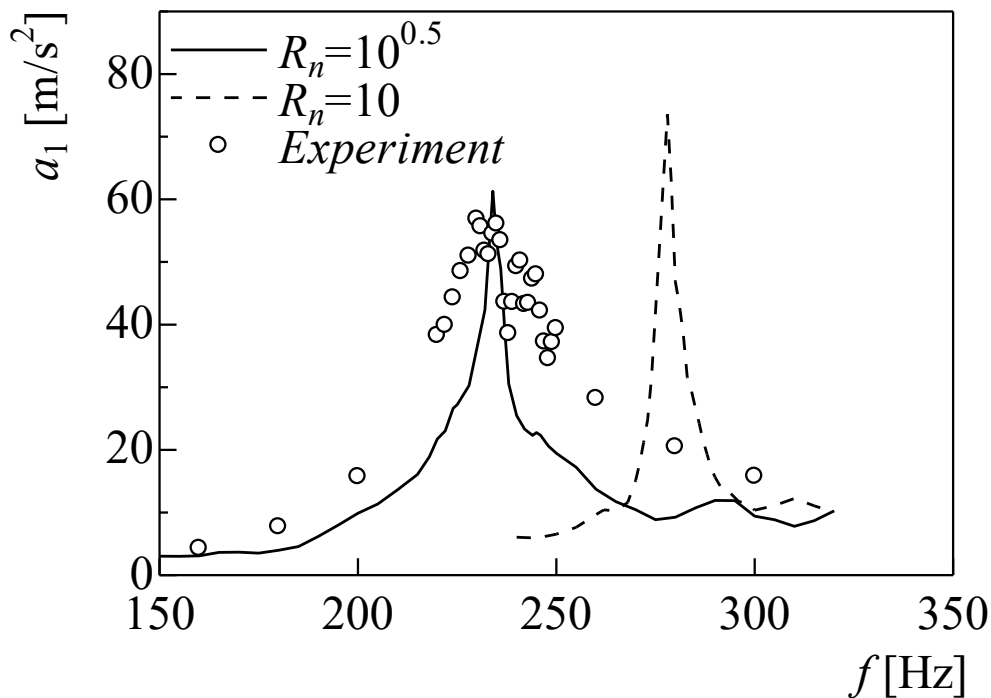


Fig.2.6 加振周波数変化に対する加速度の推移

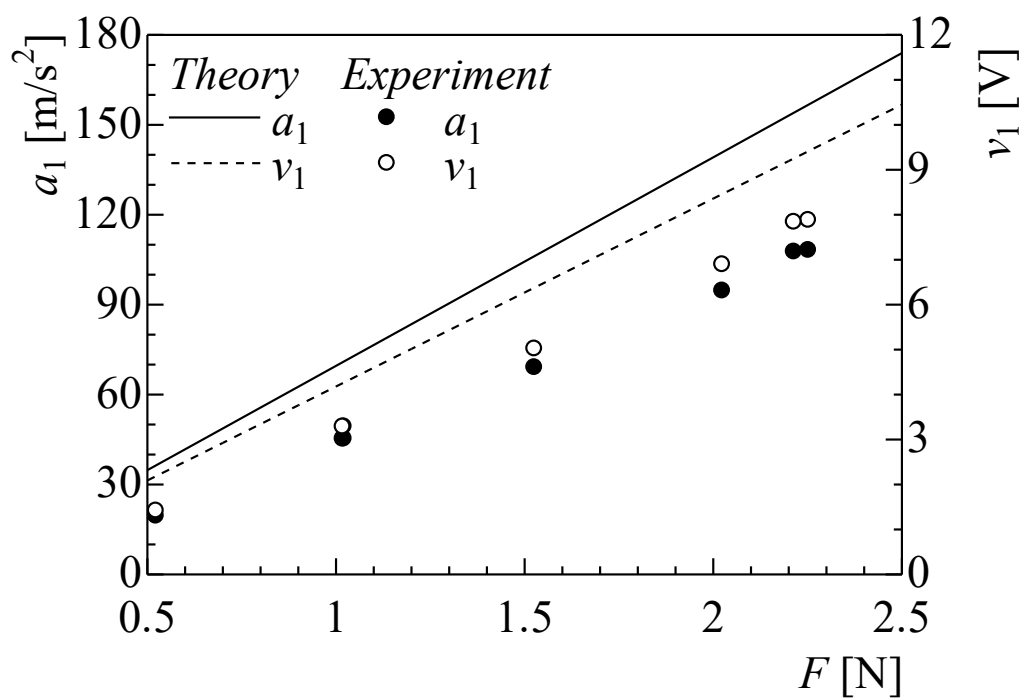


Fig.2.7 加振力変化に対する加速度と電圧の推移

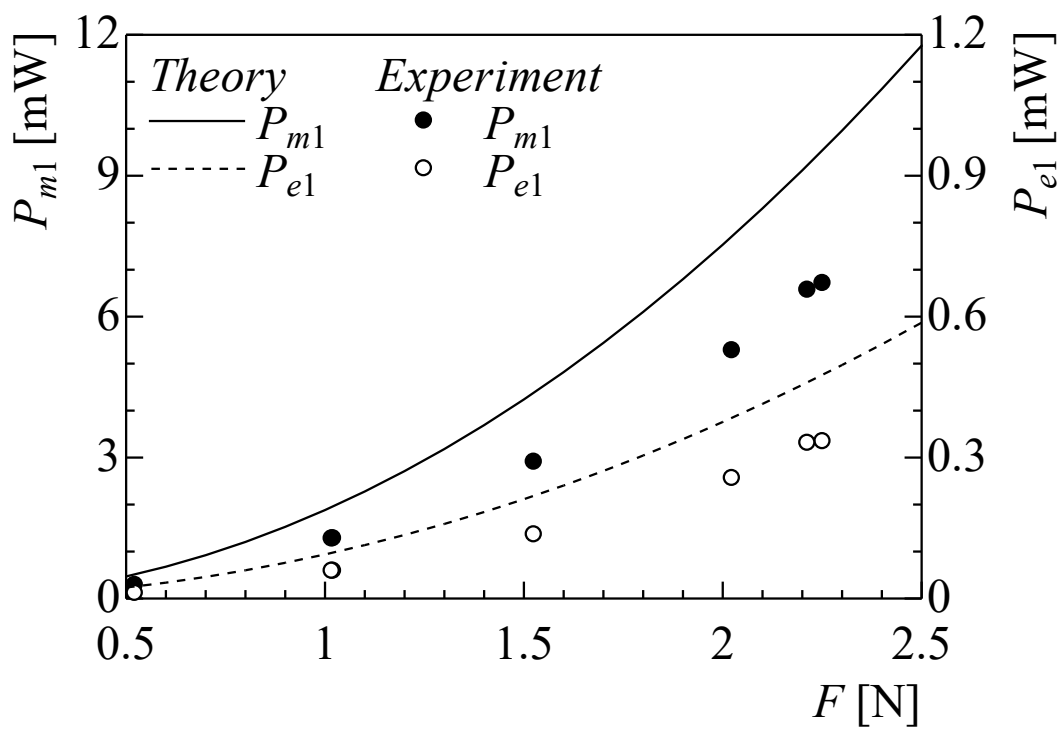


Fig.2.8 加振力変化に対する供給パワーと電力の推移

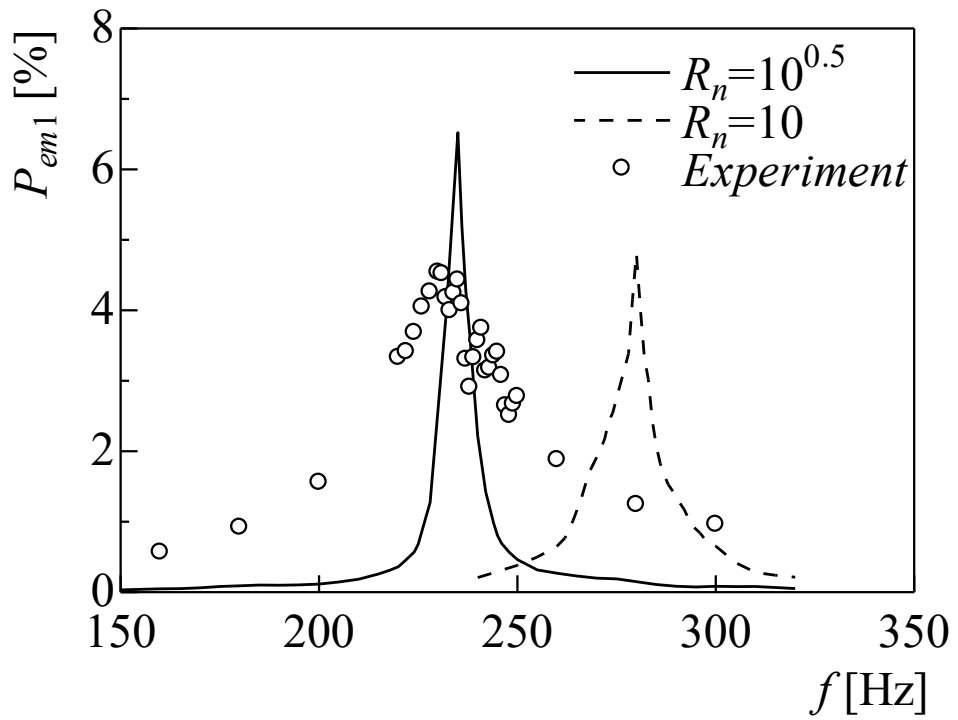


Fig.2.9 加振周波数変化に対する発電効率の推移

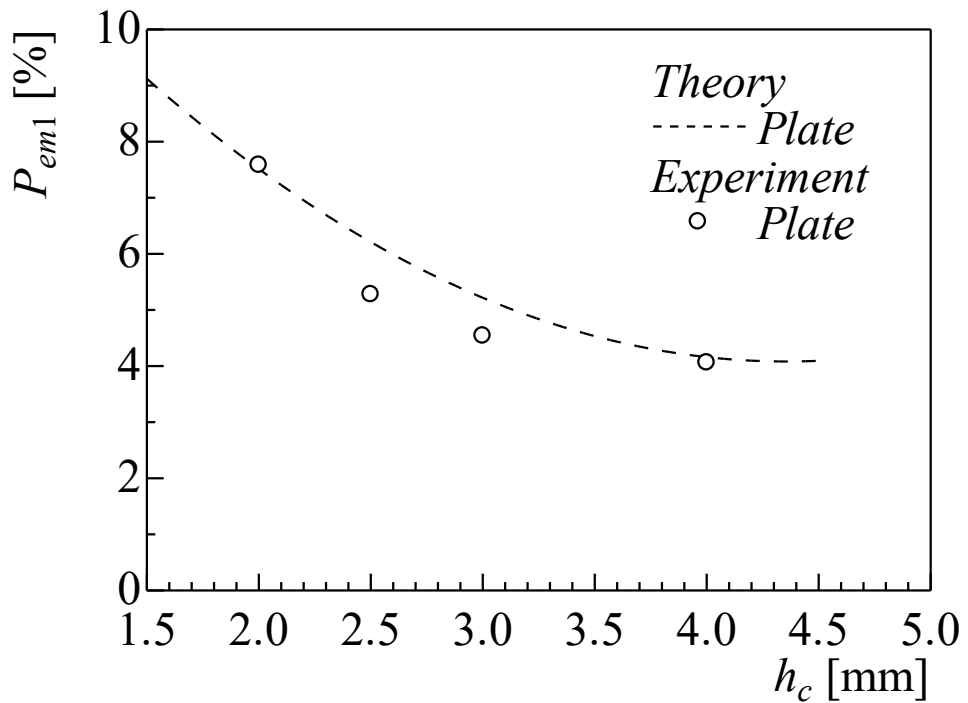


Fig.2.10 板厚変化に対する発電効率の推移

第 3 章

単一空洞における機械音響連成を利用した 圧電振動発電

3.1 緒言

機械音響連成現象は、構造振動と音場とのエネルギー授受が効率化することにより、予期せぬ大音響を引き起こすことがある。そのため、騒音抑制の観点から内部に空間を持つ構造物の設計を行う場合、機械音響連成現象は考慮すべき要件の一つに挙げられる。一方で機械音響連成が活性化すると構造振動が活性するため圧電振動発電の発電特性の向上に大きく寄与できると考えられる。

そこで本章では両端に円板を有する単一空洞構造を用い、一方の円板に加振力を受ける円筒構造における円板の振動と内部音場との連成現象による圧電振動発電の発電特性の向上を目指し、第2章で述べた円板のみの圧電振動発電の理論及び実験を基に発展させ、発電特性について検討している。

3.2 機械音響連成を利用した圧電振動発電の理論解析法

3.2.1 円板の振動モード、音場の音響モードと位相差の定義

本研究では円板振動特性が内部音響特性に与える影響を検討するため、円板の振動モードに着目しており、その中でも特に2.2.1節で述べた(0,0)次モードに着目している。また、内部音場は空洞形音場であるため、音響モードは円周方向 n 、半径方向 p 、筒長方向次数 q を用い、 (n,p,q) で表現している。一例として音響モード(1,1,2)モードのモード形状を図3.1に示す。

本研究では機械音響連成に与える円板振動特性を評価する指標の一つとして、音場に接する両円板の振動時における位相に注目し、両円板間の位相差を式(3.1)のように表現している。

そこで図3.2(a)のように両位相が同じ振動状態の場合を同位相、図3.2(b)のように両円板位相が逆の振動状態となる場合を逆位相と定義している。

$$\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 \quad (3.1)$$

α_1 と α_2 はそれぞれ加振側円板と非加振側円板における位相であり、解析上 α_1 を0 [deg]と固定し、 α_2 を変化させて理論解析を遂行している。加振されている円板は点加振力を受けているため、円板振動と加振力の位相は一致する。

3.2.2 音場との連成を考慮した支配方程式

本章では前章で導出された電気機械連成に対し、空洞内の音場を追加した電気-機械-音響連成について取り上げる。そのため、図3.3に示すように、円板2及び空洞1を考慮した解析モデルを用いている。なお、円板2に生じる面外変位 w_{c2} 及び圧電素子に生じる面外変位 w_{p2} は、式(2.2)に示す円周方向と半径方向のモードを組み合わせたモード形 X_{nm}^s を含む式(3.2)で表現する。

$$w_{c2} = w_{p2} = \sum_{s=0}^1 \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} X_{nm}^s A_{2nm}^s e^{j(\omega t + \alpha_2)} \quad (3.2)$$

円板 2 における運動方程式は式(2.13)と同様な方法で求められ、式(3.3)のようになる。

$$\begin{aligned} & \sum_{m'=0}^{\infty} \left\{ K_{c2nm}^s (1+j\eta_c) + K_{p2nm}^s (1+j\eta_p) + K_{b2nm}^s (1+j\eta_b) - \omega^2 (M_{c2nm}^s + M_{p2nm}^s + M_{b2nm}^s) \right\} \\ & + r_c F_{sn} \times \left\{ T + \left(\frac{m}{r_c} \right) \left(\frac{m'}{r_c} \right) R \right\} A_{2nm}^s e^{j\alpha_2} - \sum_{m'=0}^{\infty} \theta_2 \nu_2 B_{2nm}^s e^{j\alpha_2} = \mathbf{P}_{21nm}^s \end{aligned} \quad (3.3)$$

ただし左辺の各要素は式(2.13)に対応している。また右辺は円板 2 における音響加振項を示しており、 \mathbf{P}_{21nm}^s は空洞 1 による円板 2 の音響加振を意味している。そのため、円板 1 の運動方程式は式(2.13)の右辺を $\mathbf{F}_{nm}^s e^{j\alpha_1} - \mathbf{P}_{11nm}^s$ と表現でき、 \mathbf{P}_{11nm}^s は空洞 1 による円板 1 の音響加振を意味している。このような音響系を含めた連成では、対象とする円板振動は音場を介して相対する円板振動の位相が含まれることになる。そのため円板 1, 2 の運動方程式における各左辺には、それぞれ $e^{j\alpha_1}$, $e^{j\alpha_2}$ が削除されないまま残ることになる。

これらの音響加振項は円板振動と音場との連成項としても機能しており、音響加振ベクトルの要素は次式の通りである。

$$P_{11nm}^s = \int_{A_1} P_{s1} X_{nm}^s dA_1, \quad P_{21nm}^s = \int_{A_2} P_{s1} X_{nm}^s dA_2 \quad (3.4)$$

ここで A_1 , A_2 は円板 1, 2 の表面積を表しており、 P_{s1} は空洞 1 内部の任意の位置における音圧をそれぞれ示している。ただし、積分は円板表面上で行われるため、 P_{s1} はそれぞれの面上の音圧に限定されている。

この計算手順においても電気機械連成を表す方程式を導出でき、円板 2 に関する方程式は以下に示す通りである。

$$\sum_{m'=0}^{\infty} C_{p2}^{-1} \theta_2 A_{2nm'}^s = \sum_{m'=0}^{\infty} (j\omega R_p + C_{p2}^{-1}) B_{2nm'}^s \quad (3.5)$$

円板 1 に関する方程式は式(2.14)をそのまま用いることができ、上式を構成する各要素は式(2.14)に対応している。

本研究ではモデルを簡略化するため空洞を剛壁と想定し、内部音場は空洞形音場として取り扱われている。この場合、音響モード形状 Z_{npq}^s と音場の共鳴周波数 ω_{npq} は、次式のように定義される。

$$Z_{npq}^s = \sin(n\theta + s\pi/2) J_n(\lambda_{np} r) \cos\{(q\pi/L_1)z_1\}, \quad \omega_{npq} = c \left\{ \lambda_{np}^2 + (q\pi/L_1)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.6)$$

J_n は n 階のベッセル関数、 λ_{np} は (n, p) 次モードを半径で除した円形音場に関する p 番目の固有値方程式の解に相当する。また空洞 1, 2 の音場と円板との境界条件は、各板上における媒質の粒子速度と円板の振動速度の連続性によってそれぞれ以下のように仮定する。

$$\left(\frac{\partial P_{s1}}{\partial \mathbf{u}_1} \right)_{z_1=0} = \rho_s \omega^2 w_{c1}, \quad \left(\frac{\partial P_{s1}}{\partial \mathbf{u}_1} \right)_{z_1=L_1} = -\rho_s \omega^2 w_{c2} \quad (3.7)$$

ρ_s は媒質である空気の密度, \mathbf{u}_1 は空洞 1 の境界面に対する法線方向を示しており, 円板以外の剛壁上では $\partial P_{s1}/\partial \mathbf{u}_1 = 0$ とする.

空洞を剛体壁に囲まれた一様な空間と仮定することで, 空洞 1 内の空間を表すグリーン関数 G_1 により音圧は次式のように表現される. ただし本解析では音源を考慮していないため, 円板上では $\partial G_1/\partial \mathbf{u}_1 = 0$ と仮定する. 一方, 音圧と音場のモード形の関係は, 空洞 1 の音場空間に関するモード質量 M_{1npq}^s と音圧を決定するために必要な係数 P_{1npq}^s によって, 次式のようにも表現できる.

$$P_{s1} = -\int_{A_1} G_1 \rho_s \omega^2 w_{c1} dA_1 + \int_{A_2} G_1 \rho_s \omega^2 w_{c2} dA_2 = \rho_s c^2 \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=0}^{\infty} \frac{P_{1npq}^s Z_{1npq}^s}{M_{1npq}^s} \quad (3.8)$$

上式と上記境界条件を満足する各グリーン関数 G_1 を用いることで, 式(3.8)は任意の音響モードで次式のように整理できる.

$$(\omega_{1npq}^2 - \omega^2) P_{1npq}^s = -\frac{\omega^2}{V_{s1}} \int_{A_1} Z_{1npq}^s w_{c1} dA_1 + \frac{\omega^2}{V_{s1}} \int_{A_2} Z_{1npq}^s w_{c2} dA_2 \quad (3.9)$$

ただし ω_{1npq} と V_{s1} は, 空洞 1 における内部音場の共鳴周波数と体積を示している. 上式に式(2.1), (3.2)を代入し, さらに音場の減衰を考慮すれば, 式(3.9)は式(3.10)のように書き直せる.

$$(\omega_{1npq}^2 + \eta_s \omega_{1npq} \omega - \omega^2) P_{1npq}^s = \frac{A_{12} \omega^2}{V_{s1}} \left(-\sum_{m=0}^{\infty} I_{11} A_{1nm}^s + \sum_{m=0}^{\infty} I_{21} A_{2nm}^s \right) \quad (3.10)$$

I_{12}, I_{21} は円板振動と音場の連成係数であり, これらを含む音響加振項により機械音響連成を表現している. ただし添え字は音響加振項と同様に, 連成に関与している円板と空洞を示したものであり, 詳細は次式の通りである.

$$I_{11} = \frac{1}{A_{12}} \int_{A_1} Z_{1npq}^s X_{nm}^s dA_1, \quad I_{21} = \frac{1}{A_{12}} \int_{A_2} Z_{1npq}^s X_{nm}^s dA_2 \quad (3.11)$$

ここで A_{12} は音場と円板の境界面における総面積 ($A_{12} = A_1 + A_2$) を示している.

式(3.8)及び(3.10)によって音響加振項に連成係数を導入すれば, 最終的な連成方程式が導かれる. 式(3.12), (3.13)は, 式(2.13), (3.3)の加振項 (右辺) をそれぞれ示したものである.

$$\mathbf{F}_{nm}^s e^{j\alpha_1} - \mathbf{P}_{11nm}^s = \mathbf{F}_{nm}^s e^{j\alpha_1} + \frac{\rho_s c^2 \omega^2 A_{12}^2}{V_{s1}} \times \sum_{m'=0}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{I_{11} (I_{11} A_{1nm'}^s e^{j\alpha_1} - I_{21} A_{2nm'}^s e^{j\alpha_1})}{M_{1npq}^s (\omega_{1npq}^2 + j\eta_s \omega_{1npq} \omega - \omega^2)} \quad (3.12)$$

$$\mathbf{P}_{21nm}^s = -\frac{\rho_s c^2 \omega^2 A_{12}^2}{V_{s1}} \times \sum_{m'=0}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{I_{21} (I_{11} A_{1nm'}^s e^{j\alpha_1} - I_{21} A_{2nm'}^s e^{j\alpha_1})}{M_{1npq}^s (\omega_{1npq}^2 + j\eta_s \omega_{1npq} \omega - \omega^2)} \quad (3.13)$$

解析手順は, 上記加振項を用いた式(2.13), (3.3)と式(2.14), (3.5)を連立して解くことにより, A_{1nm}^s, A_{2nm}^s 及び B_{1nm}^s, B_{2nm}^s を導出する. 式(2.1), (3.2)に A_{1nm}^s, A_{2nm}^s を代入すれば, 任意の位置における円板の面外変位 w_{c1}, w_{c2} がそれぞれ求められる. これらの面外変位から全円板に対する振動速度と加速度を求めることは可能であり, その結果を用いて円板 1 に供給されるパワー P_{m1} も算出している. また式(2.10)の第 2 式に B_{1nm}^s を代入することで円板 1 に設置された圧電素子における電荷 q_1 が求められ, 式(2.9)の関係式より電圧 v_1 を決定できる. 同様

な方法で B_{2mm}^s を用いれば、円板 2 に設置された圧電素子における電圧 v_2 が決まり、これらの電圧から円板 1, 2 における発電時の電力 P_{e1} , P_{e2} を求められる。一方、式(3.8)より空洞 1 における任意空間の音圧 P_{s1} を算出でき、式(3.14)より空洞 1 における平均 2 乗音圧 P_1 を求め、相対レベル L_{pv1} によって評価している。

$$P_1 = \frac{1}{2V_{s1}} \int_{V_{s1}} P_{s1} P_{s1}^* dV_{s1}, \quad L_{pv1} = 10 \log \frac{P_1}{P_0} [\text{dB}] \quad (3.14)$$

ただし P_{s1}^* と P_{s2}^* は共役成分であり、 P_0 は基準値として $4 \times 10^{-10} [\text{N}^2/\text{m}^4]$ に設定している。

3.3 実験装置及び手法

図 3.4 に本研究で使用した実験装置を示す。解析モデルと同様に、装置は空洞 1 とそれぞれの左右端に配置された円板で構成され、円板は鋼管とフランジで製作した治具によって固定されている。円板には半径 $r_c = 153 [\text{mm}]$ で、板厚 $h_c = 2, 3, 4 [\text{mm}]$ のアルミニウム合金製の円形板を採用し、装置固定時の円板の固有振動特性は事前に実施した実験モデル解析により把握している。実験では円板に(0,0)次モードを生じる周波数で振幅が 1 [N] の点加振力を左端の円板に小型加振機によって負荷しており、その加振点是非軸対称モードが発生しやすい円板中心から半径 r_c の 40 [%] だけ水平方向に移動させている。計測には円板に設置した加速度センサーと円板及び空洞内壁面付近傍に設置したコンデンサーマイクロフォンを用い、FFT アナライザーにより周波数応答関数とパワースペクトルを求めている。これらの結果より、円板振動の加速度と空洞内部の音圧レベルの変化から連成現象を検討している。一方、各円板中央には圧電素子が貼付され、上記手順に加えて、解析モデルで示した円板 1, 2 に相当する左端円板、右端円板（以後、円板 1, 2 と称す）の圧電素子で発電した電力 P_{e1} を電力計で計測している。第 2 章と同様に、圧電素子は図 3.4 (b) に示す回路に結線され、図中の R_c は電力消費用抵抗、 R_v と R_i は電力計に組み込まれている電圧計と電流計の抵抗をそれぞれ示している。なお、本実験で採用している電力消費用抵抗はいくつかの抵抗値を選定し、実際に発電実験で計測した電力を比較検討した上で決定している。さらに、計測した加振側円板の加速度から加振機から供給されるパワー P_{m1} を求め、円板 1, 2 での発電における効率 P_{em1} , P_{em2} を式(3.15)、全体の発電効率 P_{em} は式(3.16)のように定義している。

$$P_{em1} = \frac{P_{e1}}{P_{m1}} \times 100 [\%], \quad P_{em2} = \frac{P_{e2}}{P_{m1}} \times 100 [\%] \quad (3.15)$$

$$P_{em} = \frac{P_{e1} + P_{e2}}{P_{m1}} \times 100 [\%] \quad (3.16)$$

3.4 理論解析結果及び実験結果

3.4.1 機械音響連成を利用した圧電振動発電

本節では発電効率向上を目的に機械音響連成現象を利用するため、単一空洞を用いた実験を行っている。図 3.5 は $h_c = 3$ [mm]における空洞内部の音圧レベル L_p について、筒長 L に対する推移を示している。 L_p は両円板近傍で測定した音圧レベルを表しており、 L_{pv} は理論解析により求めた空洞内部の平均音圧レベルを示している。ただし L_p の添え字の 1 と 2 は、それぞれ加振側の円板と非加振側の円板を意味している。 L_p は $L = 620, 1250, 1880$ [mm] 付近において、加振側、非加振側共に連成が促進され、音圧レベルがピークになることがわかる。また、 L_{pv} においてもピークが生じる筒長においては同様の傾向が得られており、機械音響連成が促進する筒長を確認することにおいて、本解析は非常に有用であると言える。

図 3.6 は筒長に対する両円板の位相差の推移を示している。 α_{max} は解析における各筒長において最大平均音圧レベルを生じる位相差を表しており、白いプロットは図 3.5 における L_{pv} にピークが生じる際の位相差を表しており、 α_{exp} は実験における位相差を示している。図 3.6 において解析結果の音圧レベルにピークが生じる筒長では、 $\alpha_{max}, \alpha_{exp}$ ともに位相差が 90 [deg] に近づいていることがわかる。このことから、位相差が 90 [deg] で音響インピーダンスが最大になったため、ピークが生じたと考えられる。一方で、それ以外の筒長では α_{max} 及び α_{exp} の傾向は一致していない。機械音響連成現象の観点から検討すれば面外変位が位相差に影響を及ぼしていると考えられる。

図 3.7 は円板の面外変位を基準とした両円板の位相差の推移を示している。 w_{max1}, w_{max2} は加振側及び非加振側円板の面外変位を最大にする位相差、 w_{min1}, w_{min2} は加振側及び非加振側円板の面外変位を最小にする位相差をそれぞれ表しており、それ以外については図 3.6 と同様である。実験結果 α_{exp} に着目すると面外変位を最大にする位相差から面外変位を最小にする位相差に移行し、また面外変位を最大にする位相差に遷移している。このことから機械音響連成は円板の面外変位が大きく変動する箇所促進されており、音圧レベルと面外変位の間には非常に関係性が生じていることがわかる。

図 3.8 は筒長に対する円板振動における加速度の推移を、円板ごとに示している。全筒長域では、加振側円板の加速度 a_1 には大きな変化は認められないが、図 3.5 で示したピークと同様の筒長において非加振側の加速度 a_2 が急激に上昇している。これは機械音響連成が促進されたことにより、円板振動が活性化したためと言える。

図 3.9 は筒長に対する圧電振動発電における電圧の推移を、円板ごとに示している。図 3.8 で示したピークと同様の筒長において、非加振側電圧 v_2 が急激に増加している。これは機械音響連成が促進されたことにより、円板振動が促進し非加振側円板の面外変位が増大したため圧電振動発電が活性化したと考えられる。

図 3.10 は各筒長における発電効率 P_{em} を示しており、連成が促進されていない筒長域では非常に小さく抑制されている。しかし、連成が促進されている $L = 610$ [mm] では $P_{em} = 11.6$

[%]と非常に効率よくエネルギーを回収することができる。ただし $L=1240, 1870$ [mm]では図 3.5, 3.8 に示すように、機械音響連成は $L=610$ [mm]ほど促進されず、結果として相対的に連成が抑制されるため、 P_{em} を減少させることになる。

本研究における振動発電では、振動板の板厚が発電特性に及ぼす影響についても検討する。図 3.11 には、両円板の板厚 h_c を 2, 4 [mm]としたときの筒長 L に対する発電効率 P_{em} の推移を示している。 $h_c=2, 4$ [mm]においても $h_c=3$ [mm]の場合と同様に音圧レベルの測定を行っており、 L_{p1} 及び L_{p2} がピークとなる筒長では P_{em} は増大することを確認している。具体的には $h_c=2$ [mm]のとき $L=1080$ [mm]で $P_{em}=8.1$ [%], $h_c=4$ [mm]のとき $L=455, 900, 1340, 1790$ [mm]で $P_{em}=15.1, 5.5, 8.2, 4.7$ [%]と、非常に効率よくエネルギーを回収できることが認められる。また筒長の延長についても、 $h_c=3$ [mm]における結果と同様に、 P_{em} が減少傾向にあることを確認できる。これらのことより、円板振動のみの場合では板厚を薄くすることにより面外変位が増加し、発電効率が向上したが、空洞系を付加し機械音響連成を用いた場合には、必ずしも円板振動のみの発電特性を反映した結果にならないと言える。

3.4.2 単一空洞における発電効率に及ぼす板厚変化の影響

3.4.1 項で述べたように、発電特性は板厚 h_c の変化を伴う円板 1 と 2 の固有振動数の推移の影響を強く受ける。そのため、発電効率について検討する前に、加振機から供給されるパワーと発電時の電力の観点からそれぞれ発電特性を検討する。

図 3.12 は、 h_c を変化させたときの両円板における発電時の電力 P_e と、円板 1 に加振機から供給されるパワー P_m の実験及び解析結果を示している。 P_m の理論値は曲げ変位と振動速度に依存するため、円板の薄肉化は曲げ剛性を減少させ、円板の厚肉化は固有振動数を増加させるため、これらの変化は P_m 増加の要因となる。一般に、曲げ変位は h_c^3 に反比例し、固有振動数は h_c に正比例する。そのため、点加振力が一定ならば、 P_{em} は h_c^2 に反比例することになる。したがって、解析結果の P_m は h_c の増加に伴い単調に減少している。一方で、実験結果の P_m は $h_c=2$ [mm]においてある程度の誤差は生じているが、解析結果に近い変化を示す。また、解析結果の P_e は h_c と共に増加し、 $h_c=2.5$ [mm]付近で最大になるが、その後は減少傾向に転ずる。実験結果の P_e は $h_c=3$ [mm]付近で最大値を示し、ある程度の誤差は生じているものの解析結果に近い推移を示している。

上記の結果では、加振機から供給されるパワーと発電時の電力の h_c に対する変化は大きく異なっている。これらの結果は、 P_m と P_e の関係から導かれる発電効率 P_{em} に反映されることになる。図 3.13 は h_c を変化させた時の理論解析から求めた P_{em} の推移を示し、解析結果の妥当性を検証するため、実験結果の P_{em} も併せて提示している。解析結果の P_{em} は $h_c=4$ [mm]付近まで大きく増加し、以降の変化では h_c の増加に伴い減少する。その際、最大の P_{em} は $h_c=4$ [mm]付近で約 14 [%]に達している。

これらの結果は、本研究で取り上げた円板、圧電素子及び電極板の寸法、機械的特性や電気特性の基に検討された結果である。しかしながら、 P_e と P_m の傾向が一致せず、それぞ

れを最大化する h_c が違うことは注目すべき事項である。これは h_c により P_{em} が一定の傾向を示さないことを意味している。また、機械音響連成を用いた際の発電効率は、図 2.9 の $R_n = 10^1$ で示した連成を用いない P_{em1} に比べて、大きく改善することも成果として挙げられる。さらに、実験結果の P_{em} は h_c に伴い増加し、若干の誤差を有するものの解析結果と一致する。これらの結果は解析結果の妥当性を示しており、この発電システムの有効性を実証するものである。

3.5 結言

圧電素子を用いた振動発電システムを取り上げ、円板振動と内部音場間の機械音響連成が発電効率に及ぼす影響について検討した結果、以下のことを明らかにした。

- (1) 単一空洞における機械音響連成は円板の面外変位に大きく依存し、円板の面外変位が大きく変化する筒長において音圧レベルは極大になる。
- (2) 両円板振動と内部音場の 3 系で構成された単一空洞では、供給されるパワーと発電時の電力の板厚増大に伴う変化の傾向は一致しない。
- (3) 上記機械音響連成を利用した振動発電では、円板の振動特性を考慮することで、一定条件下において極大値付近までの発電効率の予測を可能にした。また、機械音響連成を利用することで発電効率が向上することを明らかにした。

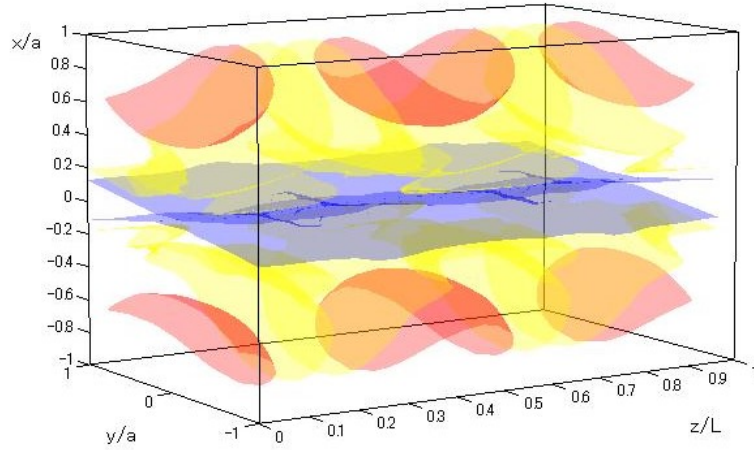
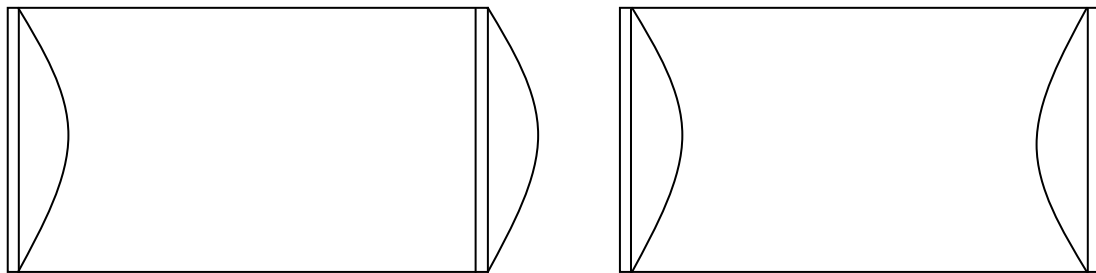


Fig.3.1 音場の音響モード(1,1,2)



$$\alpha_1=0 \text{ [deg]} \quad \alpha_2=0 \text{ [deg]}$$

$$\alpha=\alpha_2-\alpha_1=0 \text{ [deg]}$$

(a) 同位相

$$\alpha_1=0 \text{ [deg]} \quad \alpha_2=180 \text{ [deg]}$$

$$\alpha=\alpha_2-\alpha_1=180 \text{ [deg]}$$

(b) 逆位相

Fig.3.2 両円板位相差

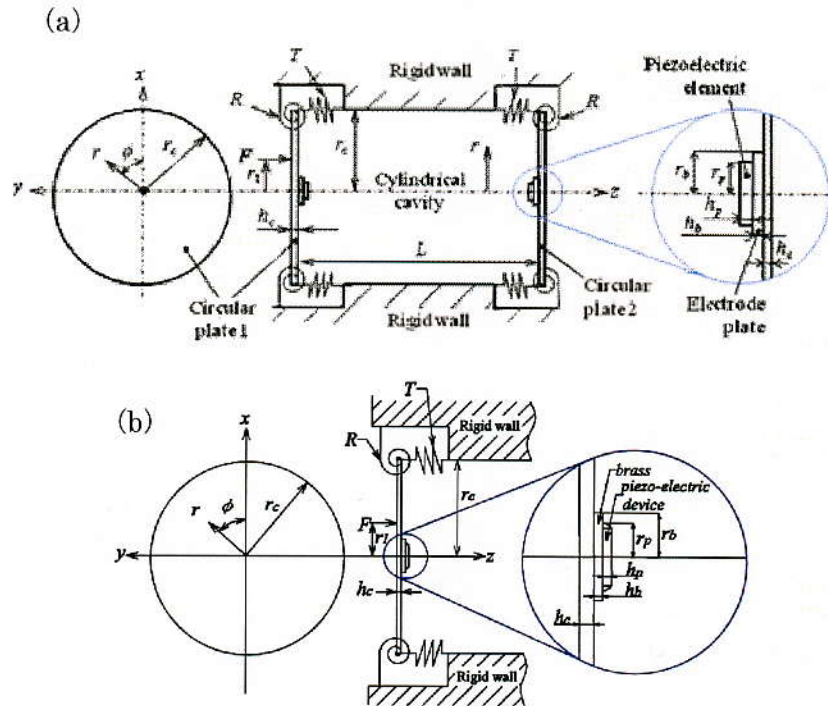


Fig.3.3 解析モデル: (a) 単一空洞, (b) 円板

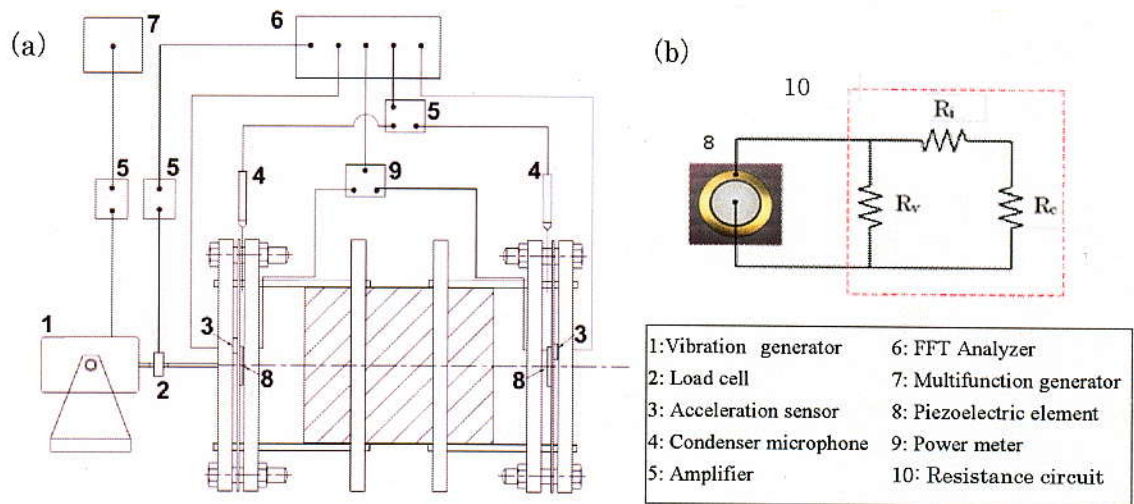


Fig.3.4 実験装置図: (a) 装置概略図, (b) 電力回収回路

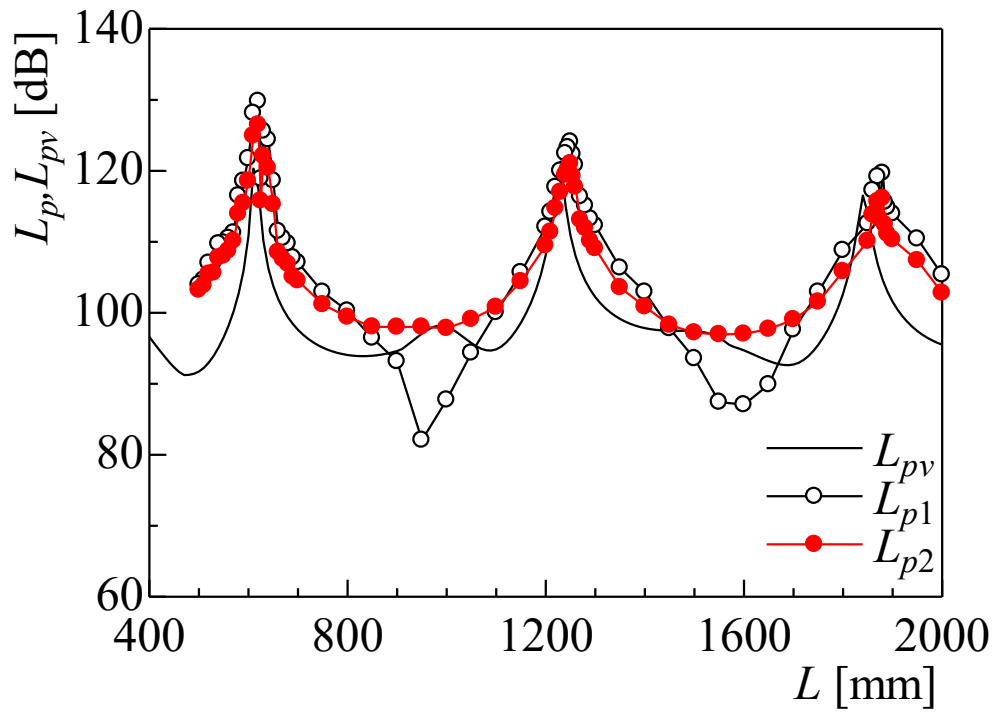


Fig.3.5 単一空洞における筒長変化に伴う音圧レベルの推移

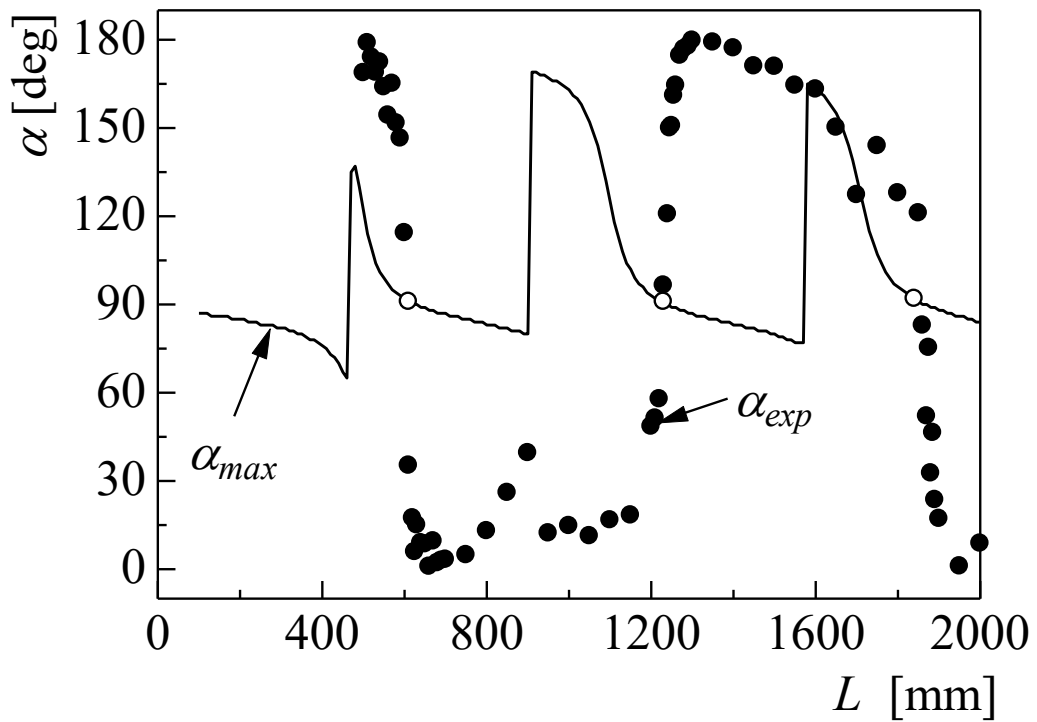


Fig.3.6 単一空洞における筒長変化に伴う音圧レベルを最大にする位相差の推移

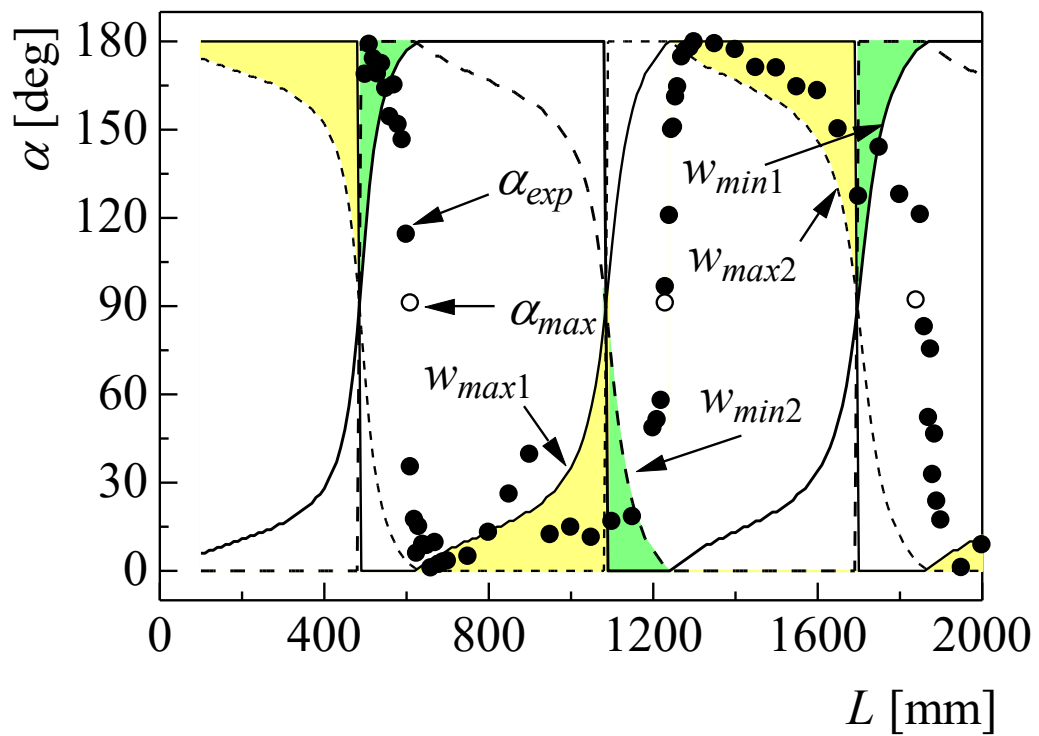


Fig.3.7 単一空洞における筒長変化に伴う位相差の推移

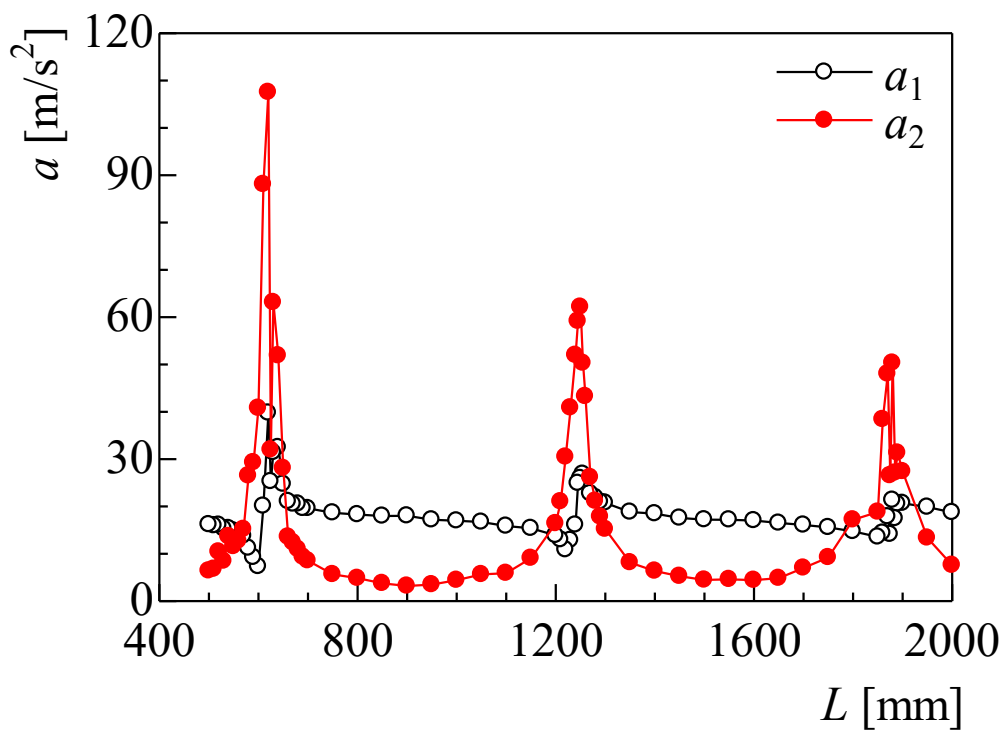


Fig.3.8 単一空洞における筒長変化に伴う加速度の推移

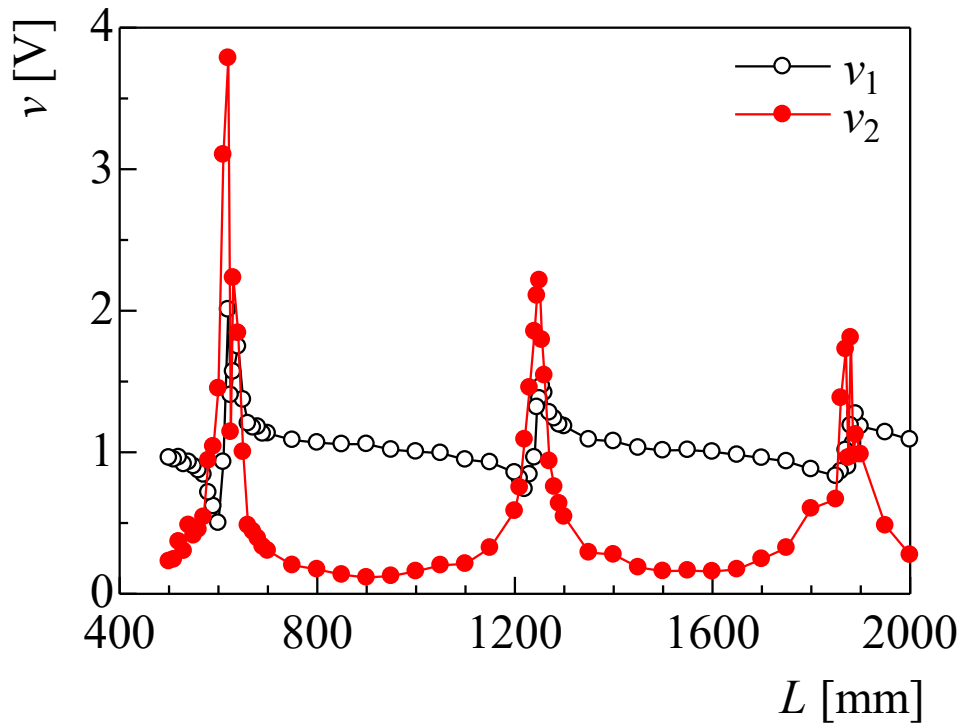


Fig.3.9 単一空洞における筒長変化に伴う電圧の推移

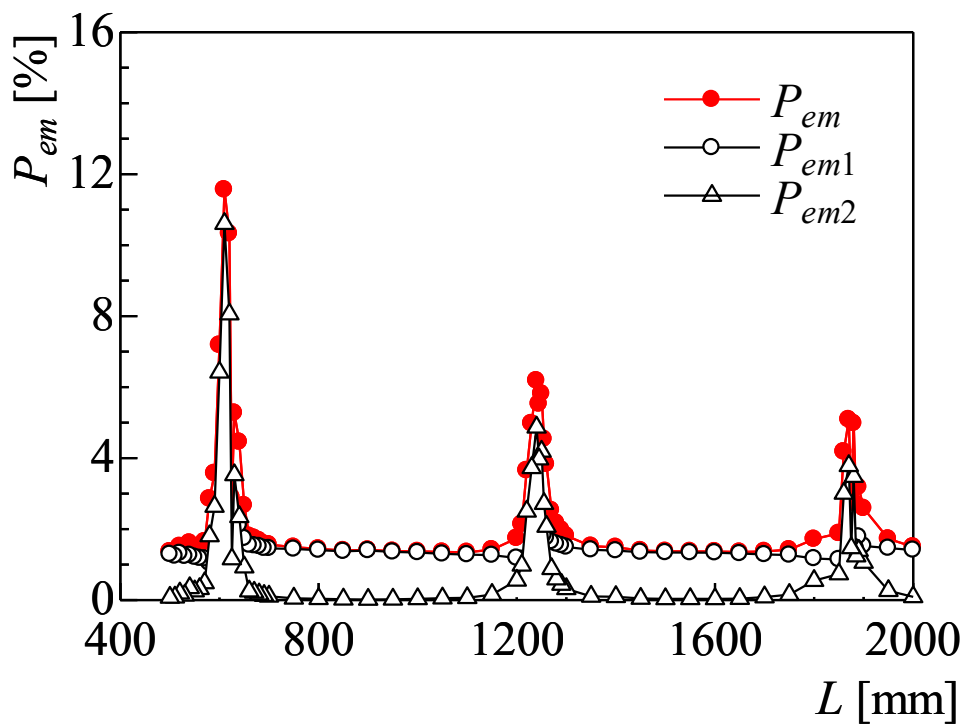


Fig.3.10 単一空洞における筒長変化に伴う発電効率の推移

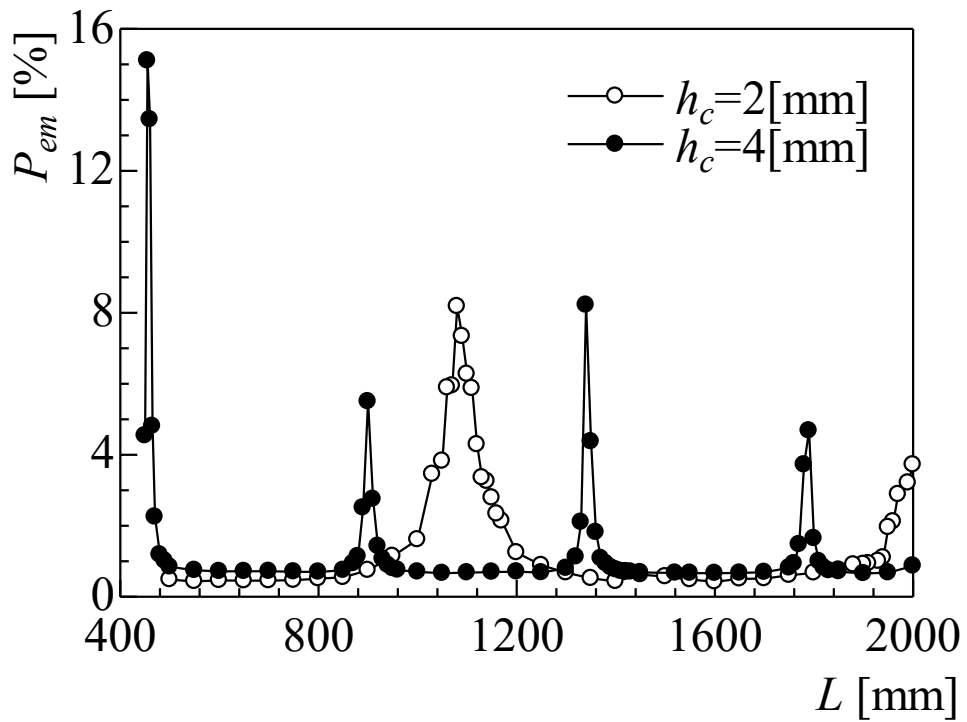


Fig.3.11 単一空洞における板厚変化に伴う最大発電効率の推移

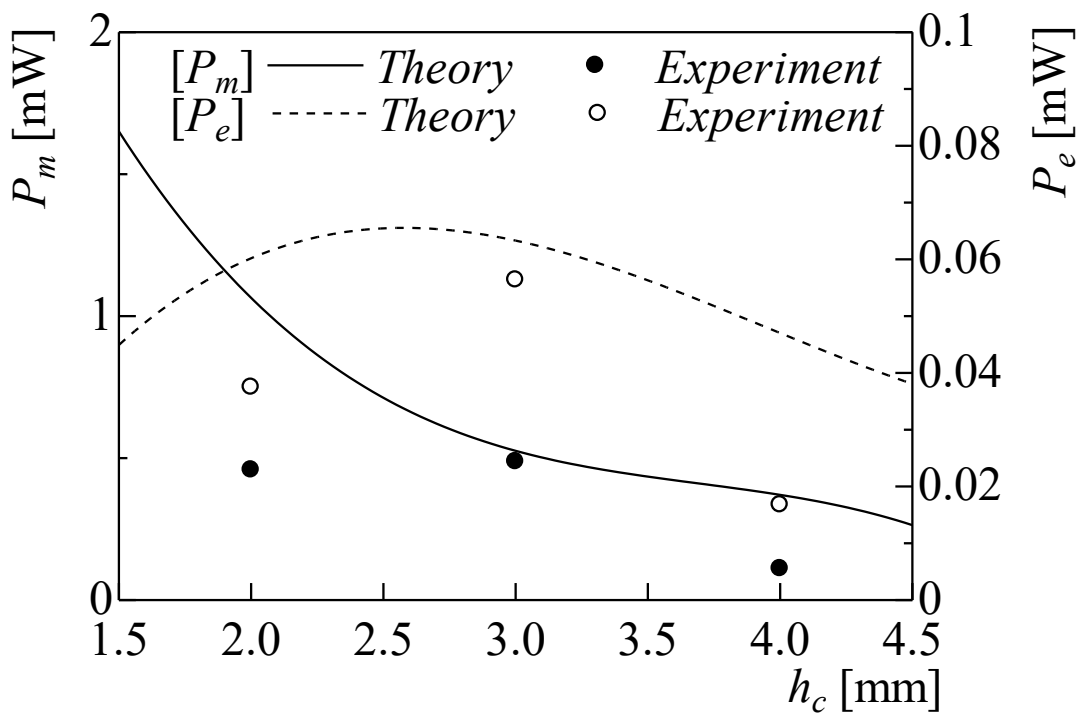


Fig.3.12 単一空洞における板厚変化に伴う供給パワーと電力の推移

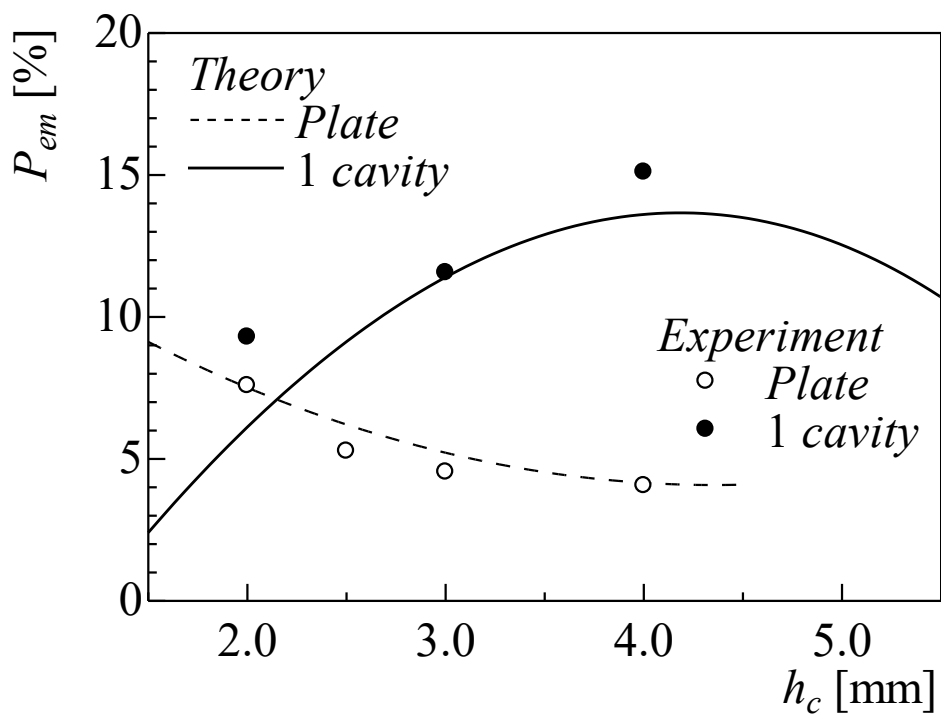


Fig.3.13 単一空洞における板厚変化に伴う最大発電効率の推移

第 4 章

連結空洞における機械音響連成を 利用した圧電振動発電

4.1 緒言

前章では機械音響連成現象を用いることで円板の振動特性が活性化し、圧電振動発電特性に大きく寄与することを確認した。このとき、単一空洞における音響エネルギーは端板に貼付されている圧電素子により回収できるが、空洞の外部にも音響エネルギーが放出されている。そのため、本章では空洞を追加することで単一空洞では放出されていた音響エネルギーを回収し、発電特性の改善を目指す。また、実構造における円筒構造物は単純な円筒形状で用いられることが少なく、内部に仕切り板や補強材などが介されていることが多い。特に航空宇宙分野においては円筒形状である航空機胴体やロケットなどの円筒構造物に圧力隔壁として仕切り板が設けられており、当然ながら薄肉化が図られている。構造が薄肉になれば音圧の変動による影響を受け易くなると考えられるため、複数の円板振動と内部音場との連成が促進され、圧電素子の貼付箇所を増加させられるため発電特性の向上に繋がると考えられる。

そこで本章では内部に仕切り板を有する連結空洞構造を用い、一方の円板に加振力を付加した際の円板振動と内部音場との連成現象と利用した圧電振動発電の特性改善を目指し、第3章で述べた単一空洞における圧電振動発電の理論及び実験を発展させ、発電特性について検討している。

4.2 機械音響連成を利用した圧電振動発電の理論解析法

4.2.1 円板の振動モード、音場の音響モードと位相差の定義

単一空洞構造における位相差は、両円板における位相の差であった。しかし、ここで取り上げる内部に仕切り板を有する連結空洞構造においては、2つの音場を形成する3枚の円板間の位相差を考慮する必要がある。そのためこれらの位相差は単一空洞構造を基本として以下のように定義している。

$$\alpha_{12} = \alpha_2 - \alpha_1, \quad \alpha_{23} = \alpha_3 - \alpha_2 \quad (4.1)$$

α_1 , α_2 及び α_3 はそれぞれ加振側円板、中央の仕切り板及び非加振側円板の位相である。連結空洞構造における位相差は図4.1(a)のように各円板の位相が同じ振動状態の場合を同位相、図4.1(b)のように各円板の位相が逆の振動状態となる場合を逆位相と定義している。ただし、条件によっては加振側空洞の位相差が同位相、非加振側空洞の位相差が逆位相といった状態になることも想定される。なお、以後に用いる円板に関する添え字の1, 2, 3は加振側、中央の仕切り板、非加振側を、音場に関する1と2は空洞1と空洞2をそれぞれ意味することになる。

4.2.2 音場との連成を考慮した支配方程式

本章では図3.3の単一空洞モデルに空洞2と円板3を付加した図4.2に示す解析モデルを用いている。なお、円板3に生じる面外変位 w_{c3} 及び圧電素子に生じる面外変位 w_{p3} は、式(2.2)に示す円周方向と半径方向のモードを組み合わせたモード形 X_{mm}^s を含む式(4.2)で表現

する。

$$w_{c3} = w_{p3} = \sum_{s=0}^1 \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} X_{nm}^s A_{3nm}^s e^{j(\omega t + \alpha_3)} \quad (4.2)$$

円板 2, 3 における運動方程式は式(2.13)と同様な方法で求められ、それぞれ式(4.3), (4.4)のようになる。

$$\begin{aligned} & \sum_{m'=0}^{\infty} \left\{ \left[K_{c2nm}^s (1 + j\eta_c) + K_{p2nm}^s (1 + j\eta_p) + K_{b2nm}^s (1 + j\eta_b) - \omega^2 (M_{c2nm}^s + M_{p2nm}^s + M_{b2nm}^s) \right] \right. \\ & \left. + r_c F_{sn} \times \left\{ T + \left(\frac{m}{r_c} \right) \left(\frac{m'}{r_c} \right) R \right\} \right\} A_{2nm}^s e^{j\alpha_2} - \sum_{m'=0}^{\infty} \theta_2 v_2 B_{2nm}^s e^{j\alpha_2} = \mathbf{P}_{21nm}^s - \mathbf{P}_{22nm}^s \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{m'=0}^{\infty} \left\{ \left[K_{c3nm}^s (1 + j\eta_c) + K_{p3nm}^s (1 + j\eta_p) + K_{b3nm}^s (1 + j\eta_b) - \omega^2 (M_{c3nm}^s + M_{p3nm}^s + M_{b3nm}^s) \right] \right. \\ & \left. + r_c F_{sn} \times \left\{ T + \left(\frac{m}{r_c} \right) \left(\frac{m'}{r_c} \right) R \right\} \right\} A_{3nm}^s e^{j\alpha_3} - \sum_{m'=0}^{\infty} \theta_3 v_3 B_{3nm}^s e^{j\alpha_3} = \mathbf{P}_{32nm}^s \end{aligned} \quad (4.4)$$

ただし両式の左辺における各要素は式(2.13)に対応している。また両式の右辺は各円板における音響加振項を示しており \mathbf{P}_{22nm}^s は空洞 2 による円板 2 の音響加振、 \mathbf{P}_{32nm}^s は空洞 2 による円板 3 の音響加振をそれぞれ表現している。このような音響系を含めた連成では、対象とする円板振動は音場を介して相対する円板振動の位相が含まれることになる。そのため円板 1, 2, 3 の運動方程式における各左辺には、それぞれ $e^{j\alpha_1}$, $e^{j\alpha_2}$, $e^{j\alpha_3}$ が削除されないまま残ることになる。

これらの音響加振項は円板振動と音場との連成項としても機能おり、音響加振ベクトルの要素は次式の通りである。

$$P_{21nm}^s = \int_{A_2} P_{s1} X_{nm}^s dA_2, \quad P_{22nm}^s = \int_{A_2} P_{s2} X_{nm}^s dA_2, \quad P_{32nm}^s = \int_{A_3} P_{s2} X_{nm}^s dA_3 \quad (4.5)$$

ここで A_2, A_3 は円板 2, 3 の表面積を表しており、 P_{s1}, P_{s2} は空洞 1, 2 内部の任意の位置における音圧をそれぞれ示している。ただし、積分は円板表面上で行われるため、 P_{s1}, P_{s2} はそれぞれの面上の音圧に限定されている。

この計算手順においても電気機械連成を表す方程式を導出でき、円板 2, 3 に関する方程式は以下に示す通りである。

$$\sum_{m'=0}^{\infty} C_{p3}^{-1} \theta_3 A_{3nm'}^s = \sum_{m'=0}^{\infty} (j\omega R_p + C_{p3}^{-1}) B_{3nm'}^s \quad (4.6)$$

円板 1, 2 に関する方程式は式(2.14), (3.5)をそのまま用いることができ、上式を構成する各要素は式(2.14)に対応している。

本研究ではモデルを簡略化するため空洞を剛壁と想定し、空洞 2 の内部音場も空洞形音場として取り扱われている。この場合、音響モード形状 Z_{npq2}^s と音場の共鳴周波数 ω_{npq2} は、次式のように定義される。

$$Z_{npq2}^s = \sin(n\theta + s\pi/2) J_n(\lambda_{np}r) \cos\{(q\pi/L_2)z_2\}, \quad \omega_{npq2} = c\{\lambda_{np}^2 + (q\pi/L_2)^2\}^{1/2} \quad (4.7)$$

J_n は n 階のベッセル関数, λ_{np} は (n, p) 次モードを半径で除した円形音場に関する p 番目の固有値方程式の解に相当する. また空洞 2 の音場と円板との境界条件は, 各板上における媒質の粒子速度と円板の振動速度の連続性によってそれぞれ以下のように仮定する.

$$\left(\frac{\partial P_{s2}}{\partial \mathbf{u}_2}\right)_{z_2=0} = \rho_s \omega^2 w_{c2}, \quad \left(\frac{\partial P_{s2}}{\partial \mathbf{u}_2}\right)_{z_2=L_2} = -\rho_s \omega^2 w_{c3} \quad (4.8)$$

\mathbf{u}_2 は空洞 2 の境界面に対する法線方向を示しており, 円板以外の剛壁上では $\partial P_{s2}/\partial \mathbf{u}_2 = 0$ とする.

空洞を剛体壁に囲まれた一様な空間と仮定することで, 空洞 2 内の空間を表すグリーン関数 G_2 により音圧は次式のように表現される. ただし本解析では音源を考慮していないため, 円板上では $\partial G_2/\partial \mathbf{u}_2 = 0$ と仮定する. 一方, 音圧と音場のモード形の関係は, 空洞 2 の音場空間に関するモード質量 M_{2npq}^s と音圧を決定するために必要な係数 P_{2npq}^s によって, 次式のようにも表現できる.

$$P_{s2} = -\int_{A_2} G_2 \rho_s \omega^2 w_{c2} dA_2 + \int_{A_3} G_2 \rho_s \omega^2 w_{c3} dA_3 = \rho_s c^2 \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=0}^{\infty} \frac{P_{2npq}^s Z_{2npq}^s}{M_{2npq}^s} \quad (4.9)$$

上式と上記境界条件を満足する各グリーン関数 G_2 を用いることで, 式(4.9)は任意の音響モードで次式のように整理できる.

$$(\omega_{2npq}^2 - \omega^2) P_{2npq}^s = -\frac{\omega^2}{V_{s2}} \int_{A_2} Z_{2npq}^s w_{c2} dA_2 + \frac{\omega^2}{V_{s2}} \int_{A_3} Z_{2npq}^s w_{c3} dA_3 \quad (4.10)$$

ただし V_{s2} は空洞 2 における内部音場の体積を示している. 上式に式(3.2),(4.2)を代入し, さらに音場の減衰を考慮すれば, 式(4.10)は式(4.11)のように書き直せる.

$$(\omega_{2npq}^2 + \eta_s \omega_{2npq} \omega - \omega^2) P_{2npq}^s = \frac{A_{23} \omega^2}{V_{s2}} \left(-\sum_{m=0}^{\infty} I_{22} A_{2nm}^s + \sum_{m=0}^{\infty} I_{32} A_{3nm}^s \right) \quad (4.11)$$

I_{22}, I_{32} は円板振動と音場の連成係数であり, これらを含む音響加振項により機械音響連成を表現している. ただし添え字は音響加振項と同様に, 連成に関与している円板と空洞を示したものであり, 詳細は次式の通りである.

$$I_{22} = \frac{1}{A_{23}} \int_{A_2} Z_{2npq}^s X_{nm}^s dA_2, \quad I_{32} = \frac{1}{A_{23}} \int_{A_3} Z_{2npq}^s X_{nm}^s dA_3 \quad (4.12)$$

ここで A_{23} は音場と円板の境界面における総面積 ($A_{23} = A_2 + A_3$) を示している.

式(4.9)及び(4.11)によって音響加振項に連成係数を導入すれば, 最終的な連成方程式が導かれる. 式(3.17), (3.18), (3.19)は, 式(4.13), (4.14), (4.15)の加振項 (右辺) をそれぞれ示したものである.

$$\mathbf{F}_{nm}^s e^{j\alpha_1} - \mathbf{P}_{11nm}^s = \mathbf{F}_{nm}^s e^{j\alpha_1} + \frac{\rho_s c^2 \omega^2 A_{12}^2}{V_{s1}} \times \sum_{m'=0}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{I_{11} (I_{11} A_{1nm'}^s e^{j\alpha_1} - I_{21} A_{2nm'}^s e^{j\alpha_2})}{M_{1npq}^s (\omega_{1npq}^2 + j\eta_s \omega_{1npq} \omega - \omega^2)} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{21nm}^s - \mathbf{P}_{32nm}^s = & -\frac{\rho_c c^2 \omega^2 A_{12}^2}{V_{s1}} \times \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{I_{21} (I_{11} A_{1nm}^s e^{j\alpha_1} - I_{21} A_{2nm}^s e^{j\alpha_2})}{M_{1npq}^s (\omega_{1npq}^2 + j\eta_s \omega_{1npq} \omega - \omega^2)} \\ & + \frac{\rho_c c^2 \omega^2 A_{23}^2}{V_{s2}} \times \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{I_{22} (I_{22} A_{2nm}^s e^{j\alpha_2} - I_{32} A_{3nm}^s e^{j\alpha_3})}{M_{2npq}^s (\omega_{2npq}^2 + j\eta_s \omega_{2npq} \omega - \omega^2)} \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\mathbf{P}_{32nm}^s = -\frac{\rho_c c^2 \omega^2 A_{23}^2}{V_{s2}} \times \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{I_{32} (I_{22} A_{2nm}^s e^{j\alpha_2} - I_{32} A_{3nm}^s e^{j\alpha_3})}{M_{2npq}^s (\omega_{2npq}^2 + j\eta_s \omega_{2npq} \omega - \omega^2)} \quad (4.15)$$

解析手順は、上記加振項を用いた式(2.13), (4.3), (4.4)と式(2.14), (3.5), (4.6)を連立して解くことにより、 $A_{1nm}^s, A_{2nm}^s, A_{3nm}^s$ 及び $B_{1nm}^s, B_{2nm}^s, B_{3nm}^s$ を導出する。式(2.1), (3.2), (4.2)に $A_{1nm}^s, A_{2nm}^s, A_{3nm}^s$ を代入すれば、任意の位置における円板の面外変位 w_{c1}, w_{c2}, w_{c3} がそれぞれ求められる。これらの面外変位から全円板に対する振動速度と加速度を求めることは可能であり、その結果を用いて円板 1 に供給されるパワー P_{m1} も算出している。また式(2.10)の第 2 式に B_{1nm}^s を代入することで円板 1 に設置された圧電素子における電荷 q_1 が求められ、式(2.9)の関係式より電圧 v_1 を決定できる。同様な方法で B_{2nm}^s, B_{3nm}^s を用いれば、円板 2, 3 に設置された圧電素子における電圧 v_2, v_3 が決まり、これらの電圧から円板 1, 2, 3 における発電時の電力 P_{e1}, P_{e2}, P_{e3} を求められる。一方、式(4.9)より空洞 2 における任意空間の音圧 P_{s2} を算出でき、式(4.9)より空洞 2 における平均 2 乗音圧 P_2 を求め、相対レベル L_{pv2} によって評価している。

$$P_2 = \frac{1}{2V_{s2}} \int_{V_{s2}} P_{s2} P_{s2}^* dV_{s2}, \quad L_{pv2} = 10 \log \frac{P_2}{P_0} [\text{dB}] \quad (4.16)$$

4.3 実験装置及び方法

図 4.3 に本研究で使用した実験装置を示す。解析モデルの連結空洞と同様に、装置は空洞 1, 2 とそれぞれの左右端と空洞連結部に配置された円板で構成され、円板は鋼管とフランジで製作した治具によって固定されている。円板には半径 $r_c = 153$ [mm] で、板厚 $h_c = 2, 3, 4$ [mm] のアルミニウム合金製の円形板を採用し、装置固定時の円板の固有振動特性は事前に実施した実験モーダル解析により把握している。実験では円板に(0,0)次モードを生じる周波数で振幅が 1 [N] の点加振力を左端の円板に小型加振機によって負荷しており、その加振点是非軸対称モードが発生しやすい円板中心から半径 r_c の 40 [%] だけ水平方向に移動させている。計測には円板に設置した加速度センサーと円板及び空洞内壁面付近傍に設置したコンデンサーマイクロフォンを用い、FFT アナライザーにより周波数応答関数とパワースペクトルを求めている。これらの結果より、円板振動の加速度と空洞内部の音圧レベルの変化から連成現象を検討している。一方、各円板中央には圧電素子が貼付され、上記手順に加えて、解析モデルで示した円板 1, 2, 3 に相当する左端円板、仕切り円板、右端円板（以後、円板 1, 2, 3 と称す）の圧電素子で発電した電力 P_{e1}, P_{e2}, P_{e3} を電力計で計測している。第 2 章及び第 3 章と同様に、圧電素子は図 4.3(b) に示す回路に結線され、図中の R_c は電力消費用抵抗、 R_v と R_i は電力計に組み込まれている電圧計と電流計の抵抗をそれぞれ示している。

なお、本実験で採用している電力消費用抵抗はいくつかの抵抗値を選定し、実際に発電実験で計測した電力を比較検討した上で決定している。さらに、計測した加振側円板の加速度から加振機から供給されるパワー P_{m1} を求め、円板 1, 2, 3 での発電における効率 $P_{em1}, P_{em2}, P_{em3}$ を式(4.16)、全体の発電効率 P_{em} は式(4.17)のように定義している。

$$P_{em1} = \frac{P_{e1}}{P_{m1}} \times 100[\%], P_{em2} = \frac{P_{e2}}{P_{m1}} \times 100[\%], P_{em3} = \frac{P_{e3}}{P_{m1}} \times 100[\%] \quad (4.16)$$

$$P_{em} = \frac{P_{e1} + P_{e2} + P_{e3}}{P_{m1}} \times 100[\%] \quad (4.17)$$

4.4 理論解析結果及び実験結果

4.4.1 機械音響連成を利用した圧電振動発電

本節では連成効果の促進及び圧電素子の貼付面積拡大を目指し、図 4.2(a)と図 4.3(a)に示すような空洞をつなぎ合わせた連結空洞に注目している。そこで、まず連成時の内部音場における音響特性について検討することとする。

図 4.4 は図 4.2(a)、図 4.3(a)に示した解析、実験モデルの空洞 2 及び円板 3 を取り除いた単一空洞について、解析と実験で求められた空洞 1 内部の音圧レベルと空洞 1 の筒長 L_1 の関係を示したものである。ただし本解析及び実験では加振周波数 f を自由振動系で(0,0)次モードが生じる 280 [Hz]に設定している。図中の L_{pv1} は式(3.14)でも定義したように空洞 1 内部における平均音圧レベルであり、 $L_1 = 620, 1250, 1880$ [mm]付近でピークとなっている。また L_{p1} は円板 1 (加振側) 近傍で測定した音圧レベルであり、解析値と同様な筒長においてピークが生じている。このような $L_1 = 620, 1250, 1880$ [mm]付近の各ピークは、それぞれ(0,0,1), (0,0,2), (0,0,3)次の音響モードと円板の(0,0)次モードとの連成によるもので、音圧レベルの増加には連成現象の促進が寄与している。また図中には図 4.2(a)と図 4.3(a)に示した連結空洞の解析モデルと実験装置により得られた結果のうち、空洞 1 における L_{pv1} と L_{p1} も提示している。この場合、円板 1 を有する空洞 1 の長さ L_1 は単一空洞の結果を参考に音圧レベルが極大化する寸法とするため、解析モデルでは $L_1 = 610$ [mm]に設定している。ただし実験における円板の支持条件はボルトの締め付け具合で調整しているため、解析モデルとの完璧な整合は難しく、連結空洞のように円板数が多くなるとさらに困難になる。このような影響は実験結果に反映することから、事前に L_1 を決定するための予備的な実験を行い、この測定においては $L_1 = 640$ [mm]が採用されている。その結果、空洞 1 では(0,0,1)次モードが励起するように筒長を調整しているため、 L_{pv1} と L_{p1} は L_2 の全筒長域で高レベルに維持されている。

図 4.5 は上記連結空洞の空洞 2 について、解析結果である平均音圧レベル L_{pv2} と、円板 2, 3 近傍で測定した結果である L_{p2}, L_{p3} の L_2 に対する推移をそれぞれ示したものである。参考のため、単一空洞における L_{pv1} の L_1 に対する変化も併記している。 L_2 の変化は空洞 2 の音響特性に直接関わるため、円板 2, 3 の振動と空洞 2 における音場との連成は単一空洞と同

様に特定の L_2 で促進され、その結果としてそれらの L_2 付近で L_{pv2} , L_{p2} と L_{p3} がピークになることを確認できる。ただし空洞 1, 2 の音場は円板 2 の振動を介して連成状態にあるので、空洞 2 の音場は図 4.4 に示した空洞 1 の音圧レベルに若干の影響を及ぼすことになる。

次に機械音響連成を伴うときの上記空洞における円板 1 について、加振機から供給されるパワー P_{m1} の筒長に対する推移を図 4.6 に示す。本実験では上記の通り円板 1 は $f=280$ [Hz] で加振されているため、前節の結果に従えば加振棒及び加振機の影響を受けている円板 1 では振動が抑制されるはずである。また全筒長域において $F=1$ [N] は維持され、 P_{m1} は単一空洞において 0.4 [mW] 付近を変動しており、連結空洞ではやや上回っていることを確認できる。しかし単一空洞では $L_1=620, 1250, 1880$ [mm] 付近、連結空洞では $L_2=630, 1275, 1850$ [mm] 付近でそれぞれ連成が促進され、 P_{m1} は上記の変動中心値に比べて相対的に増大することになる。

P_{m1} は貼付されている圧電素子との電気機械連成により電力 P_{e1} に変換され、さらに機械音響連成を介して他の円板における発電に寄与することになる。図 4.7 にはこのような P_{m1} を受ける単一空洞について、円板 1, 2 の圧電素子で生じる電力 P_{e1} , P_{e2} の L_1 に対する推移が示されている。 P_{e1} は機械音響連成の促進により、 P_{m1} がピークとなっていた L_1 での増加を確認できる。一方、円板 2 は加振棒及び加振機の影響を受けていないため、固有周波数が加振周波数付近に存在することから自励振動が引き起こされ、円板 2 の加速度 a_2 は a_1 を大きく上回っている。そのため P_{e2} は音圧レベル及び加速度と共に特定の L_1 付近で増加して P_{e1} を卓越することになるが、関与する音響モードが高次になるに従い急激に減少している。

図 4.8 は連結空洞における円板 1, 2, 3 について、各円板での電力 P_{e1} , P_{e2} , P_{e3} と L_2 との関係を示しており、単一空洞と同様に P_{e2} は機械音響連成が促進される L_2 付近で P_{e1} を卓越している。しかし P_{e2} はそのような筒長域以外でも P_{e1} を上回り、また音響モードの移行と共に減少する割合は単一空洞に比べて抑制されている。一方、追加された円板 3 における P_{e3} は極めて小さく抑えられ、期待した効果は得られていない。

そこで連結空洞の結果である P_{m1} と P_{e1} , P_{e2} , P_{e3} を用い、式(4.16)から導いた発電効率により発電特性を評価する。図 4.9 には円板 1, 2, 3 の電力から求めた発電効率 P_{em1} , P_{em2} , P_{em3} の L_2 に対する変化をそれぞれ示している。発電効率は各電力を同一の P_{m1} で除しているため上記電力と同様な変化を呈し、 P_{em2} は連成が促進されている筒長域で他の効率を大きく上回り、(0,0,1)次の音響モードが関与する筒長で約 10 [%] 近くに達している。さらに本発電システムの発電性能を評価するため、図 4.10 では式(4.17)に従って求めた全体効率 P_{em} の筒長に対する変化を単一空洞と連結空洞で比較したものである。両空洞共に連成が促進されている筒長では P_{em} が増大し、特に(0,0,1)次モードとの連成が関与する筒長では 10 [%] を超える効率となっている。このような P_{em} の増大は単一空洞では上記特定の筒長に限られているが、連結空洞の P_{em} はそれ以外の筒長域における減少が抑制されて単純空洞の結果を上回っている。ただし最大効率に限って発電性能を比較すれば、必ずしも連結空洞が単一空洞より優れた発電システムとは言い難い結果である。

4.4.2 発電特性に及ぼす機械音響連成の効果

これまで本システムにおける発電特性を多角的に検討し、最終的に発電効率で評価してきた。ただしその評価は板厚 $h_c = 3$ [mm]によるもので、円板の固有周波数が h_c に依存することを考慮すれば、機械音響連成は h_c の変化に強く依存することになる。そのため本節では発電特性に及ぼす h_c の影響について言及する。

図 4.11 は $h_c = 2$ [mm]の単一空洞と連結空洞について、 P_{em} と筒長の関係を示したものである。2.4 節でも説明した通り、円板の固有周波数は最終的にボルトの締め具合で調整しているため、複数の円板の支持条件を厳密に一致させるのは難しく、円板数の多い連結空洞では特に困難になる。図中の連結空洞では支持条件を調整することで固有周波数である加振周波数 f が 200 [Hz]に設定されているため、連成を促進させるために空洞 1 の筒長 L_1 は 945 [mm]としている。 P_{em} の最大値は単一空洞において $L_1 = 1080$ [mm]で生じているが、連結空洞では f が若干高く設定されているため、最大値は空洞 2 の筒長 L_2 が単一空洞に比べてやや短めの 930 [mm]で現れている。またこれらを図 4.10 に示した $h_c = 3$ [mm]の結果と比較すると、固有周波数が低周波数側へ移行しているため P_{em} の最大値が生じる L_1, L_2 共に増加しているが、効率自身は減少する傾向にある。

以上のように h_c の変化は発電特性に影響することになるが、図 4.12 は円板振動のみによる発電と単一空洞及び連結空洞による機械音響連成を利用した振動発電について、理論解析と実験で得られた P_{em} における最大値の h_c に対する推移を発電方法ごとに示したものである。円板振動のみの場合、図 4.10 にも示した通り P_{em} は h_c の増加に伴い減少している。一般に円板の面外変位は h_c^3 に逆比例するが、固有周波数は h_c と正比例の関係にある。このような円板振動による発電で回収できなかったエネルギーは、機械的な損失や音響放射等で費やされている。特に音響放射特性は放射抵抗に強く依存しており、無限大バツフルに埋め込まれた半径 r_c の円形振動板を想定した場合、放射抵抗は波長定数 k と r_c の積が約 2 程度まで kr_c と共に増加し、その後ほぼ一定に推移することはよく知られている。本研究とはかなり異なる状況下での音響放射特性となるが、円板振動のみでの発電した際の $h_c = 2, 3, 4$ [mm]において最大 P_{em} が $f = 146, 230, 332$ [Hz]で生じていることから、0.407, 0.641, 0.926 と見積もれる。そのため本実験の範囲における放射抵抗は h_c と共に増大するものと推察され、 h_c の増加に伴う P_{em} の減少傾向に寄与するものと考えられる。

一方、単一空洞における P_{em} は h_c と共に増加して $h_c = 4$ [mm]付近で最大となり、それ以降は減少する傾向を示している。連結空洞でも P_{em} は h_c と共に増加して $h_c = 4$ [mm]付近までは同様な傾向を示しているが、それ以降は減少傾向を示さず単一空洞との差は拡大することになる。上記円板振動における放射抵抗を考慮すれば、 P_{m1} に対する放射される音響パワーが h_c と共に相対的に大きくなることは容易に想像できる。さらに機械音響連成との相乗効果によって円板振動のみの発電に比べ、 P_{em} は h_c の増加により改善されるものと見込まれ、特に連結空洞ではその効果が広範囲に持続することになる。そのため連結空洞は板厚が厚く高周波数域ほど、発電効率の改善という点で有利と考えられる。本研究では装置の

制約上 $h_c = 4$ [mm]以降の実験データを得られなかったため、上記連結空洞の効果を明確に実証できていないが、実験結果は解析結果を概ね対応していることから理論解析の妥当性をある程度検証できたものと考えている。以上のように圧電素子を用いた振動発電では、本システムで採用した機械音響連成の利用は発電特性の改善に有効な手段であると言える。

4.5 結言

機械音響連成現象を利用した圧電振動発電のさらなる発電特性の向上を目指し、内部に仕切り板を有する連結空洞構造を用いた圧電振動発電実験を行った。その結果、本解析範囲において、連結空洞の発電効率は極大になる板厚が存在する。また、円板の板厚の増加による固有振動数の高周波数化は発電効率を増大させ、発電特性の改善効果が広範囲に及ぶことになる。

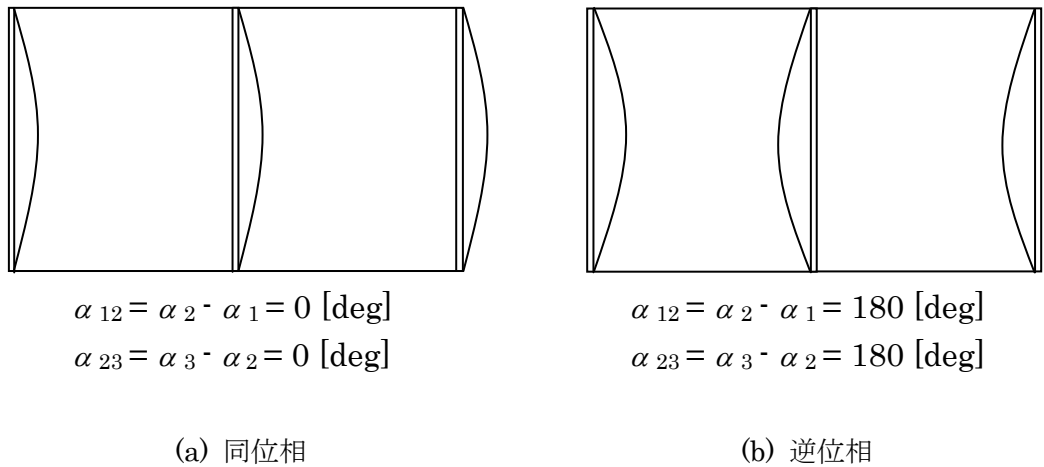


Fig.4.1 連結空洞構造における位相差

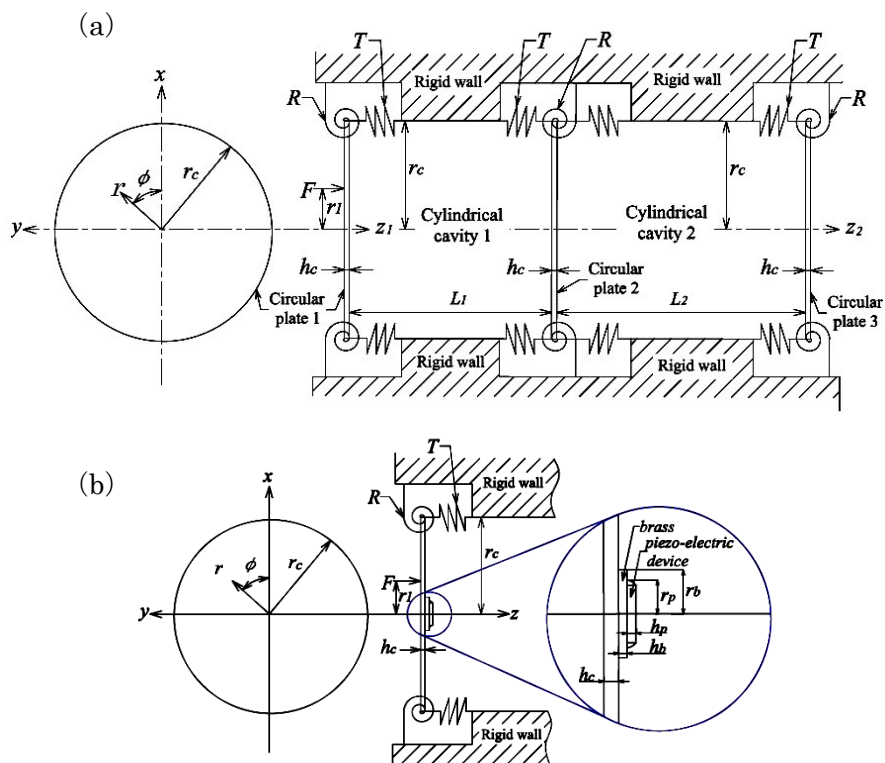


Fig.4.2 解析モデル: (a) 連結空洞, (b) 円板

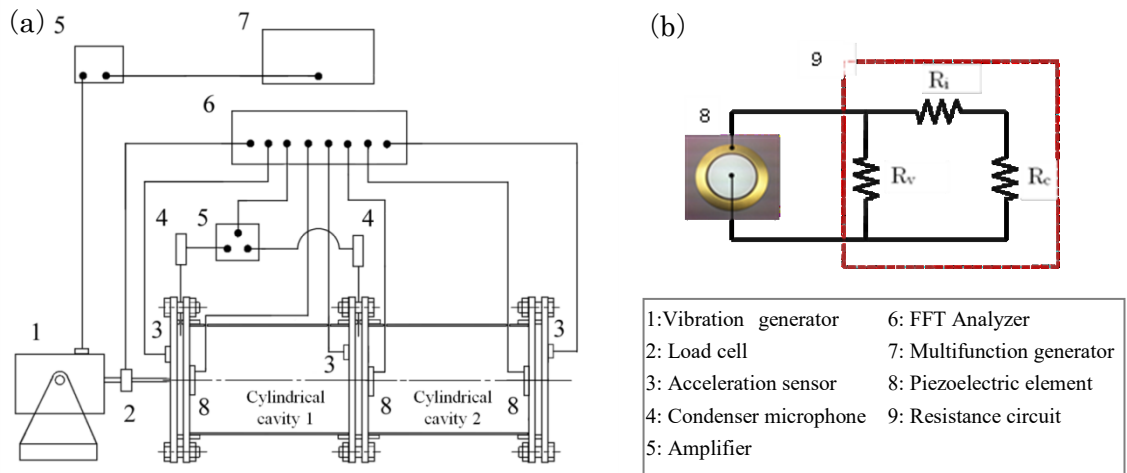


Fig.4.3 実験装置図: (a) 装置概略図, (b) 電力回収回路

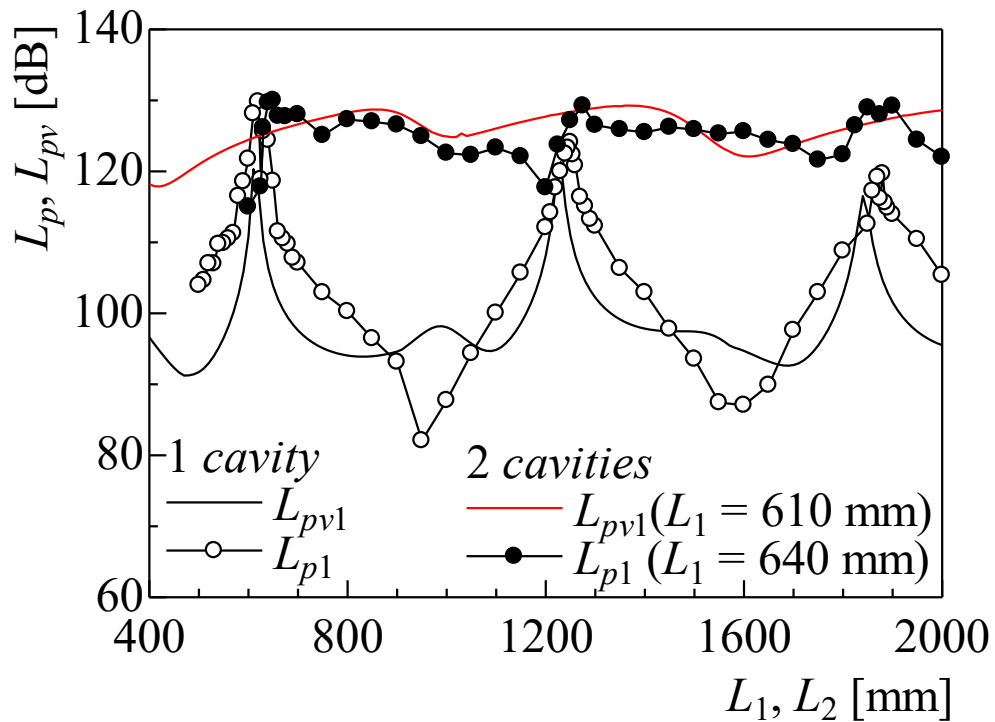


Fig.4.4 空洞 1 における筒長変化に伴う音圧レベルの推移

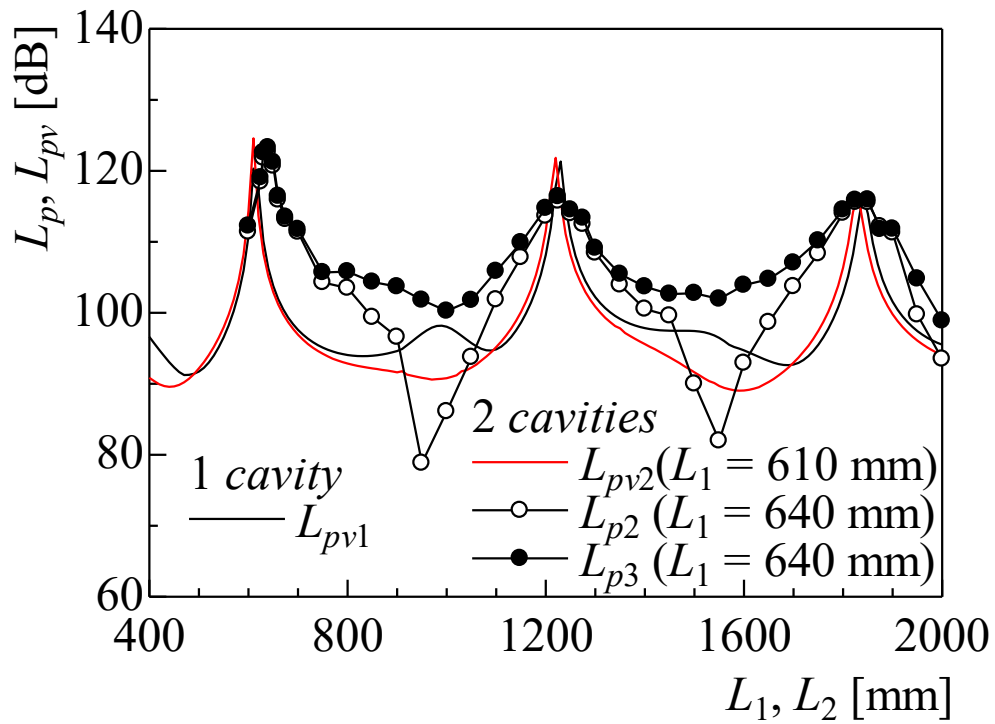


Fig.4.5 空洞2における筒長変化に伴う音圧レベルの推移

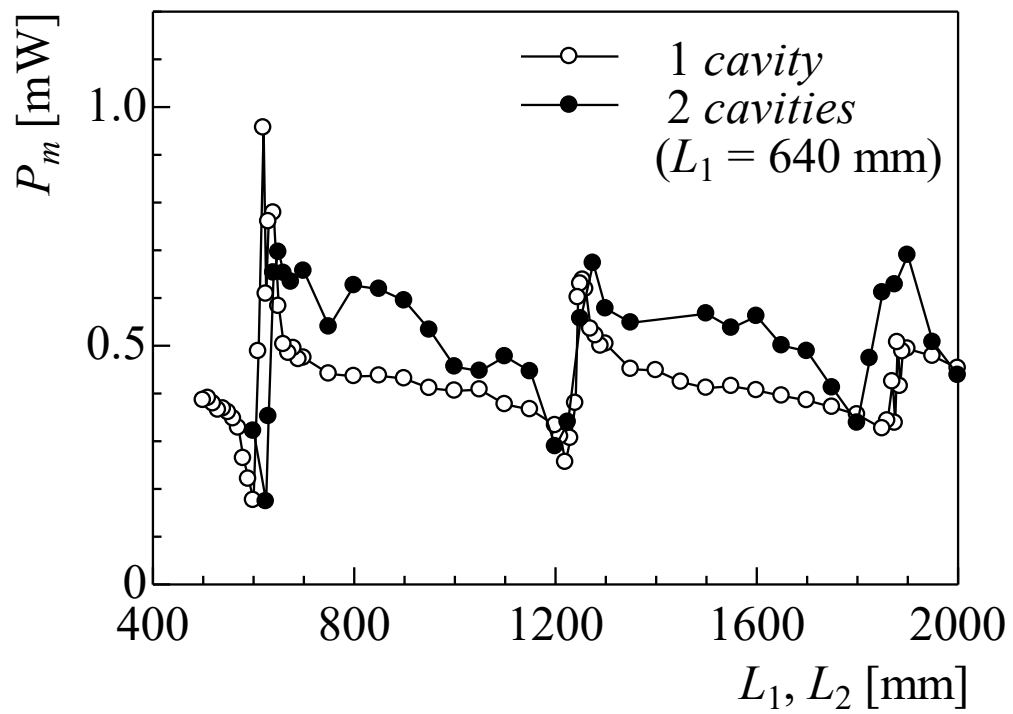


Fig.4.6 筒長変化に伴う供給パワーの推移

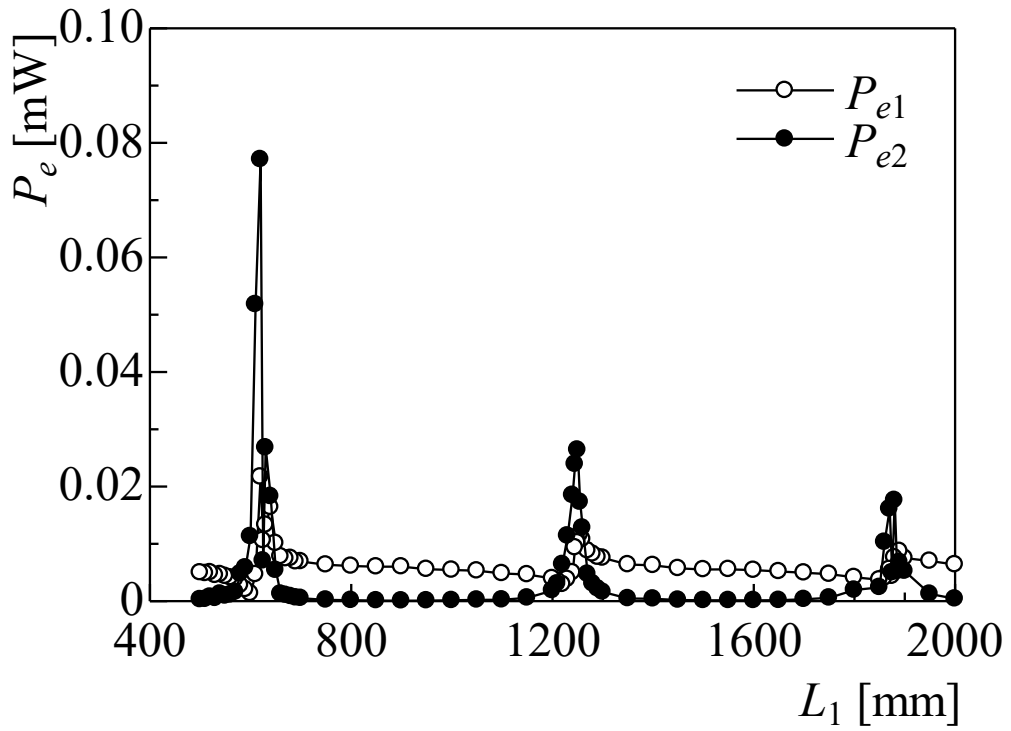


Fig.4.7 筒長変化に伴う電力の推移

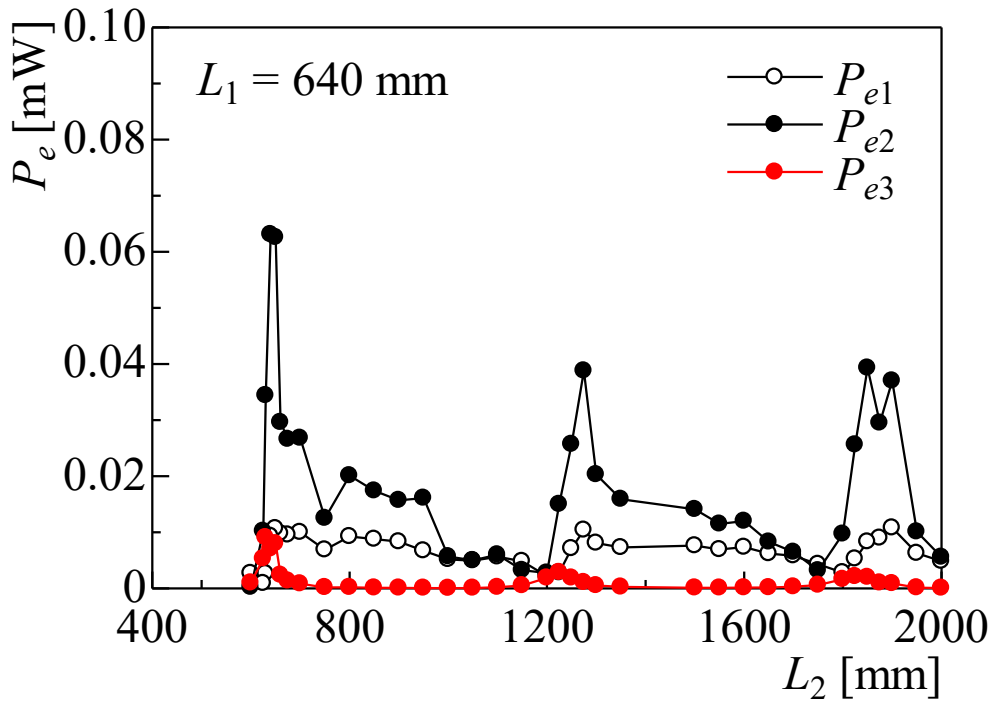


Fig.4.8 連結空洞における筒長変化に伴う電力の推移

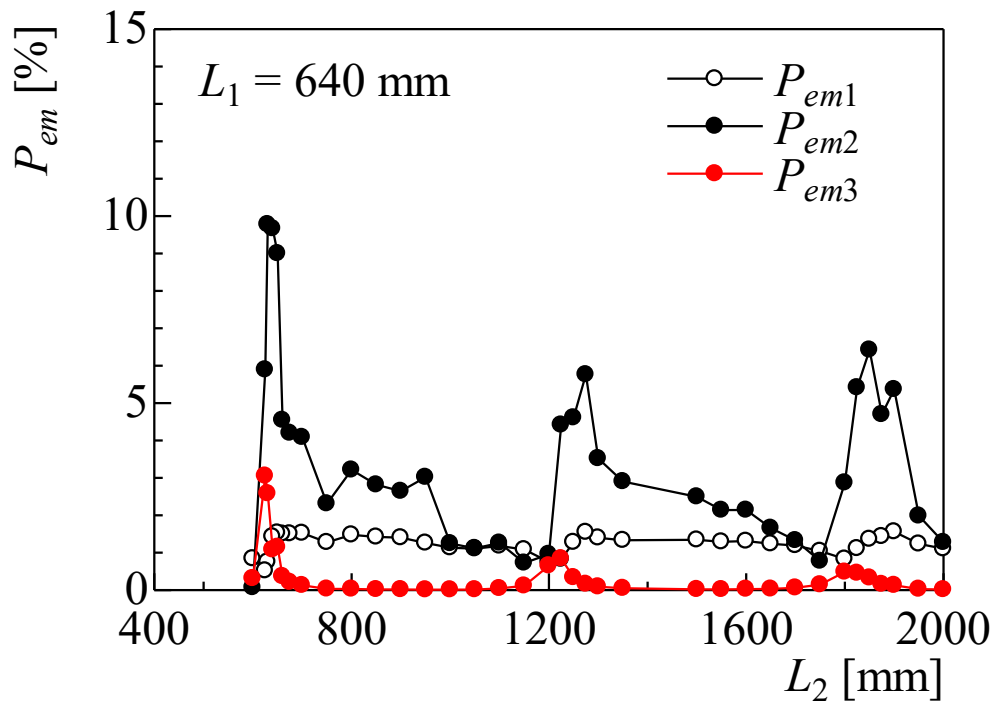


Fig.4.9 連結空洞における筒長変化に伴う発電効率の推移

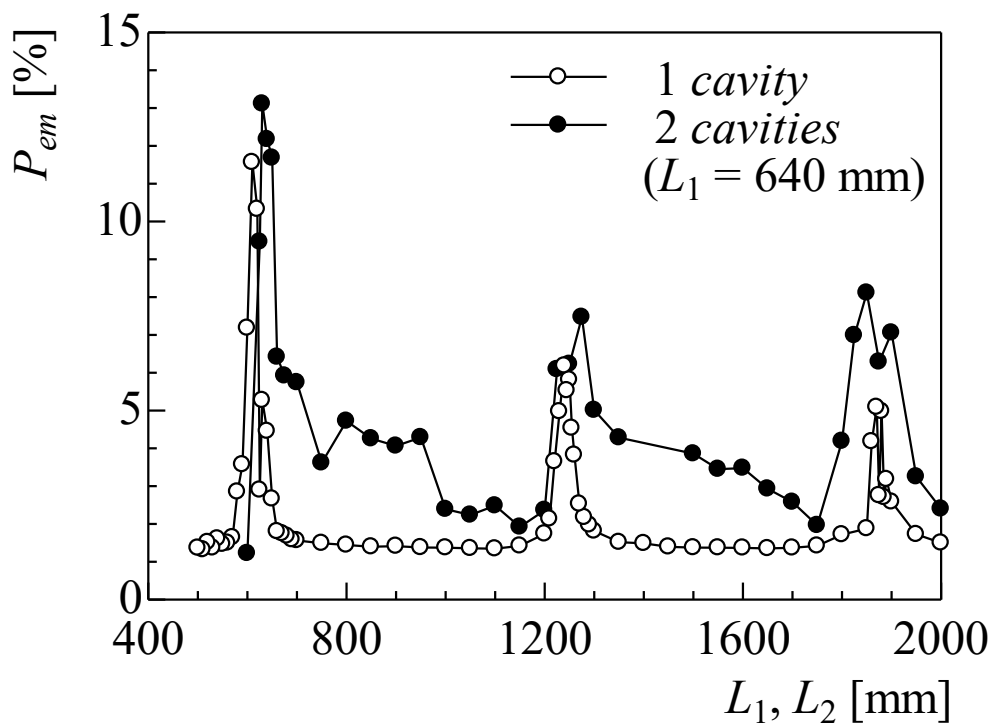


Fig.4.10 筒長変化に伴う全体発電効率の推移($h_c = 3$ [mm])

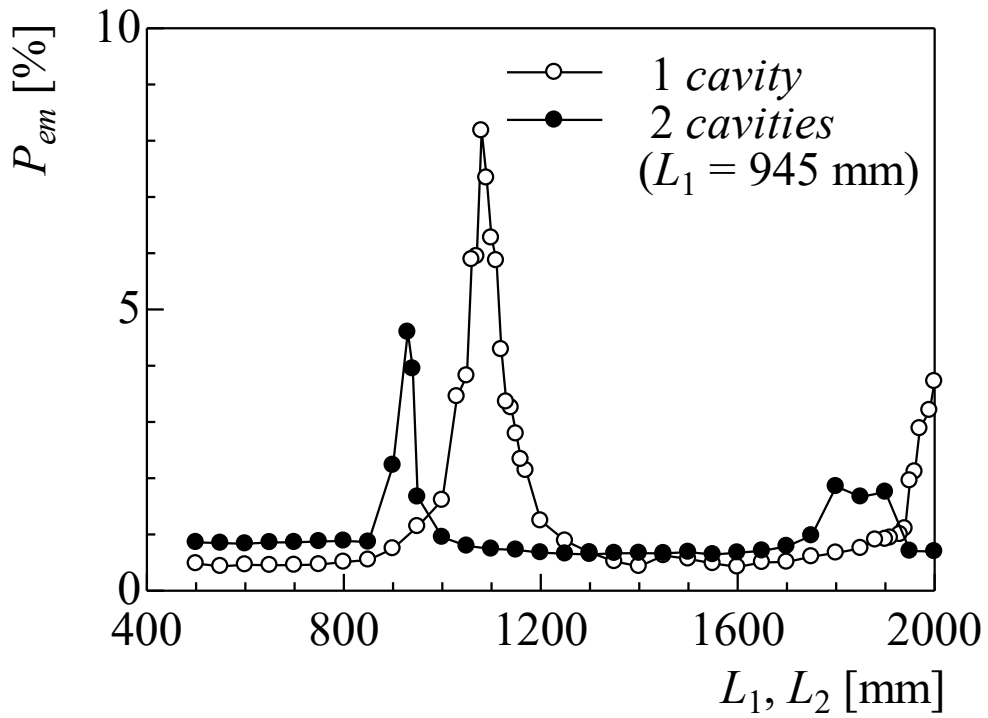


Fig.4.11 筒長変化に伴う全体発電効率の推移($h_c = 2$ [mm])

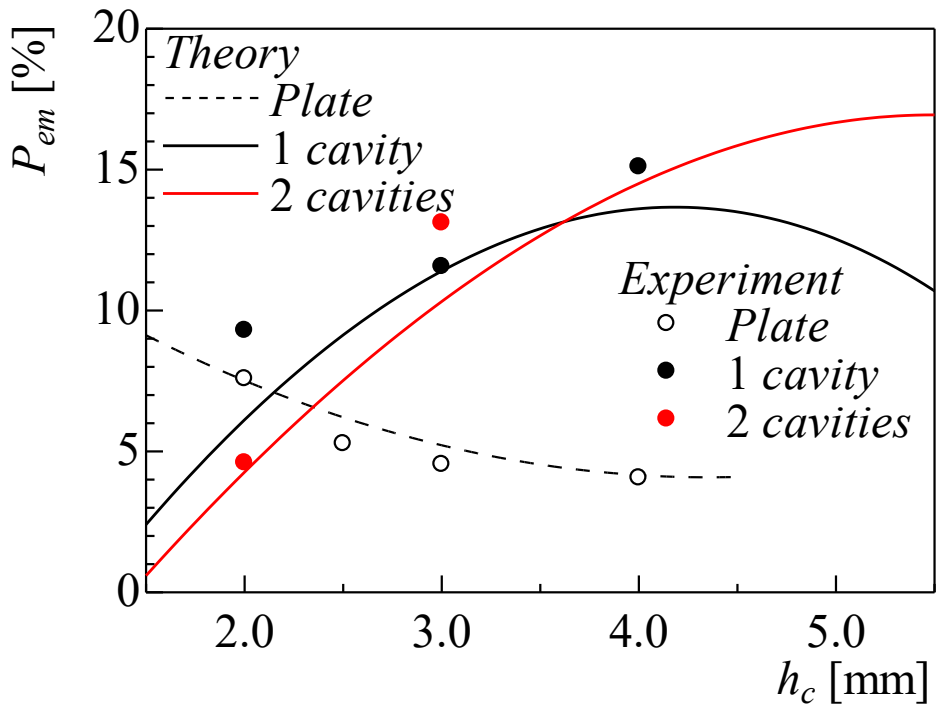


Fig.4.12 板厚変化に伴う最大発電効率の推移

第 5 章

非軸対称モードにおける圧電振動発電

5.1 緒言

本章では実環境下における圧電振動発電への適用を目指し、非軸対称モードにおける圧電振動発電に着目する。第2章、第3章及び第4章で述べてきた基本モードである(0,0)次モードは低次のモードであり、モードに節が生じないため制御しやすく論理的検討も行いやすい。一方で、高次モードではモードに節が生じるため圧電振動発電特性が大きく変化することが考えられるが研究事例は少ない。そのため本研究の最終目的である圧電振動発電の実環境下での使用には、高次モードについて考慮する必要がある。しかしながら、高次モードに生じる節はその発生箇所を予測することが非常に難しく、実際の現象から検討する必要があると考えられる。

そこで本章では第2章と同様に円板のみの圧電振動発電について取り上げ、(1,0), (2,0)次モードの非軸対称モードな円板の振動モードに注目し、実験的に検討している。

5.2 実験装置及び方法

実験には半径 $r_c = 153$ [mm] で板厚 $h_c = 3$ [mm] のアルミニウム合金製円板 (A5052) を採用し、図 5.1(a) に示すような実験装置に設置している。円板は鋼製フランジ間に固定され、小型加振機により加振される。加振点は非軸対称モードが発生しやすい円板中心から半径 r_c の 40 [%] の位置に水平移動し、加振周波数はマルチファンクションジェネレーター、加振力は加振機可動部に取り付けたロードセル及び FFT アナライザーで調整、確認している。このような発電実験時の円板挙動は、面上に設置した加速度センサーと FFT アナライザーで測定した加速度で評価し、得られた加振点近傍の加速度と加振力から円板への供給パワー P_m を求めている。

一方、発電には円板表面(裏面同位置が加振点)に貼付した圧電素子を用い、圧電素子は図 5.1(b) に示す回路に結線されている。図中の R_c は電力消費用抵抗、 R_v と R_i は電力計に組み込まれている電圧計と電流計の抵抗である。発電特性は FFT アナライザーによる電圧 v 及び電力計による電力 P_e で評価するが、それらは加速度と同様に加振力を変化させて計測されている。これら P_m と P_e から発電効率 P_{em} を 2 章の式(2.1)と同様に定義し、特段の表記がない場合、 P_e は円板上に貼付された圧電素子による総電力を示すこととする。なお、本実験における加振周波数帯は、 $f=0\sim 1000$ [Hz] に設定している。図 5.2 はそれぞれ本実験で取り上げる(0,0), (1,0), (2,0)次モードの理論解析によるモード形状(上段)と実験モーダル解析の結果(下段)をそれぞれ示しており、色が赤くなるほど振幅が大きくなっている。このとき、各モードの発電特性を詳細に検討するため、モードに応じた周波数の加振力を徐々に増加させ、付加可能な加振力まで増大させている。

5.3 実験結果

5.3.1 加振周波数が発電特性に及ぼす影響

単一周波数の加振力による圧電振動発電において、振動系の固有モードでの発電が電力

増大に寄与することは容易に想像できる。ただしそのようなモードに対応した固有周波数は、広範な周波数帯域に散在することになる。そこで前節に提示した通り 1000 [Hz]を上限に加振周波数 f を変化させることで、円板の振動モードの変遷を詳細に確認し、加速度や発電効率等の発電特性に及ぼす影響を詳細に検討する。

図 5.3 は加振周波数 f を変化させたときの加振力 F の推移を示したものである。実験では加振力 F を 1 [N]に固定しているため、ほぼ一定に保たれている。しかしながら、 $f=475, 883$ [Hz]付近において加振力が激減しているが、この周波数における付加可能な加振力はそれぞれ約 0.4, 0.3 [N]に抑えられている。

図 5.4 は加振周波数 f を変化させたときの加速度 a の推移を示している。 $f=229, 475, 883$ [Hz]付近で急激な加速度の上昇を確認でき、それぞれ(0,0), (1,0), (2,0)次モードに起因するものと考えられる。なおこのときの加速度は円板中央と加振点近傍において、それぞれ(0,0)次モードで 49.0, 39.2[m/s²], (1,0)次モードで 72.2, 89.3[m/s²], (2,0)次モードで 100.2, 56.4[m/s²]となっている。特に、 $f=475, 883$ [Hz]で加振力がそれぞれ約 0.4, 0.3 [N]に抑制されていたことを考慮すれば、最大で(0,0)次モードの 2 倍以上の加速度が生じることも理解できる。また、加振機には付加荷重に対する限界加速度が存在することから、 $f=475, 883$ [Hz]付近では(1,0), (2,0)次モードの影響により相対的に低荷重で限界加速度に達したものと考えられる。

図 5.5 は上記円板振動の下での発電特性を、発電効率 P_{em} の f に対する推移で示したものである。発電効率が極大値を示す $f=229, 475, 883$ [Hz]では、それぞれ(0,0)次モードで 3.51 [%], (1,0)次モードで 21.1 [%], (2,0)次モードで 31.6 [%]となっている。またこれら極大値となる周波数領域以外では、発電効率に大きな変化は認められない。これらの結果及び図 5.4 の振動特性も考慮すれば、加振点近傍に最大振幅を生じるモードでは、加速度の増加と共に発電効率も非常に大きくなる傾向にあることがわかる。

5.3.2 加振力が発電特性に及ぼす影響

前項では(1,0), (2,0)次モードが生じる周波数付近を除き、加振力 F は 1[N]に設定していた。ただし加速度は加振力の大きさに依存するため、当然ながら発電特性も加振力に強く影響をされることになる。そこで本節では前項にて発電特性が大きく向上することを確認できた(0,0), (1,0), (2,0)次モードについて、加振力を漸次変化させたときの発電特性を検討する。また加速度が急激に上昇することが確認された(1,0), (2,0)次の非軸対称モードでは、円板中心に対して点对称の位置に圧電素子を追加で貼付したモデルを用い、貼付方法による発電特性の差異をモードごとに検討する。

図 5.6 は(0,0)次モードで加振された際、加速度 a と電圧 v 、電力 P_e と供給パワー P_m 及び発電効率 P_{em} における加振力 F に対する推移をそれぞれ示している。なお、以降特段の注記がない限り、加速度の添え字の 1, 2 は円板中央と加振位置付近を意味する。電圧、電力、発電効率の添え字 1, 2 は、加振位置の裏面に貼付した圧電素子と、円板中心に対して点对称の位置に貼付した圧電素子による測定結果をそれぞれ意味している。図 5.6(a)より加振力 F

を増加させると加速度 a と電圧 v は線形的に増大するが、 $F=3$ [N]を超えるとその増加傾向は極端に抑制され、ほぼ一定に推移することになる。図 5.6(b)は電力 P_e と供給パワー P_m を表しており、図 5.6(a)に対応して $F=3$ [N]までは F に対して二次的に変化しているが、それ以降では一次的な変化に留まっている。図 5.6(c)は発電効率 P_{em} を表しており、上記の図 5.6(a), (b)の結果を考慮すれば発電効率 P_{em} が $F=3$ [N]までほぼ一定となり、それ以降になると急激に減少することは説明できる。

図 5.7 は図 5.6 と同様に加速度と電圧、電力と供給パワー及び発電効率を取り上げ、(1,0)次モードにおける各特性値の加振力に対する推移を示したものである。ただし図 5.7(a)より圧電素子が 1 枚の場合、前述の通り加振力 $F=0.4$ [N]を超えた計測は不可能であるが、図 5.6(a)と同様に加振力 F を増加させると加速度 a と電圧 v は線形的に増加している。また圧電素子の貼付枚数で比較すると、 $F=0.4$ [N]では圧電素子 1 枚のとき $a_2=79.4$ [m/s²], $v_1=3.97$ [V], 圧電素子 2 枚では $a_2=66.4$ [m/s²], $v_1=3.27$ [V], $v_2=2.23$ [V] となっている。圧電素子を 2 枚貼付した場合、1 枚の貼付に比べて加速度と電圧は共に低下することになる。

図 5.7(b)は電力 P_e と供給パワー P_m を表しているが、図 5.7(a)と同様に P_e と P_m は F と共に増加している。また、圧電素子の貼付枚数で比較すると、 $F=0.4$ [N]では、圧電素子 1 枚のとき $P_m=0.43$ [mW], $P_e=0.085$ [mW], 圧電素子 2 枚で $P_m=0.36$ [mW], $P_e=0.084$ [mW]となっている。このように圧電素子を 2 枚貼付したことで円板振動は抑制されるものの、1 枚貼付した場合に匹敵するエネルギー回収が認められる。図 5.7(c)は発電効率 P_{em} を表している。圧電素子 1 枚では 16.5~20.0 [%]程度で推移しており、圧電素子 2 枚になると個々の効率は上記に及ばないが、全体の効率は上回ることになる。図 5.7(b)で述べたように圧電素子を 2 枚貼付したことで円板振動は抑制されたものの、圧電素子 2 枚分のエネルギー回収が効率改善に寄与することを示す結果である。

図 5.8 は(2,0)次モードにおいて、図 5.7 と同様な特性変化を示したものである。図 5.7(a)と同様に圧電素子が 1 枚の場合、加振力 $F=0.3$ [N]を超えた計測は不可能であるが、加振力 F を増加させると加速度 a と電圧 v は線形的に増加することを確認できる。また圧電素子の貼付枚数で比較すると、 $F=0.3$ [N]では、圧電素子 1 枚のとき $a_2=46.4$ [m/s²], $v_1=2.53$ [V], 圧電素子 2 枚で $a_2=25.3$ [m/s²], $v_1=1.31$ [V], $v_2=1.44$ [V]となっている。圧電素子を 2 枚貼付した場合、1 枚のときに比べて加速度と電圧共に大きく低下している。

図 5.8(b)は電力 P_e と供給パワー P_m を表しているが、図 5.8(a)と同様に P_e と P_m は F と共に増加している。圧電素子の貼付枚数で比較すると、 $F=0.3$ [N]では、圧電素子 1 枚で $P_m=0.10$ [mW], $P_e=0.034$ [mW], 圧電素子 2 枚で $P_m=0.056$ [mW], $P_e=0.020$ [mW]となっている。このように圧電素子を 2 枚貼付したことにより電力及び供給パワーは共に抑制されるが、その影響は(1,0)次モードに比べて顕著になっている。

図 5.8(c)は発電効率 P_{em} を表している。圧電素子 1 枚の場合、 $F=0.1$ [N]では 20.9 [%]程度に留まっているが、 $F=0.2\sim 0.3$ [N]では 30.2~34.1 [%]程度まで増大することになる。圧電素子 2 枚の場合、図 5.8(b)で述べたように圧電素子を 2 枚貼付したことにより、円板振動及び

電力は抑制されるものの 2 枚の圧電素子でエネルギーを回収しているため、発電効率は 1 枚の場合を上回ることになる。以上のことより高次モードを用いることで円板の曲率が増えて総発電量が增大し、発電効率が向上したものといえる。

5.3.3 加振力に対する供給パワーと電力の推移

図5.3で述べたように加振周波数 $f=475, 883$ [Hz]付近では加振力が急減し、付加可能な最大加振力はそれぞれ約0.4 [N]及び0.3 [N]に抑えられていた。一方でそのような最大加速度を生じる限界加速度に至るまでの領域では、加振力 F に対する加速度 a と電圧 v の変化は比例的であることが分かっている。そこで、本項では圧電素子を1枚貼付したときの供給パワー P_m と電力 P_e を取り上げ、 $F=1$ [N]に設定したときの f に対する変遷について検討する。ただし上記の通り加振力が極端に抑制される周波数成分も含まれることから、 a と v の F に対する線形性を利用して $F=1$ [N]における P_m と P_e を予測している。特に実測値において加振力が抑制されている成分に関しては、線形性が維持されることを前提に外挿することで求めた予測値を用いて検討している。図5.9は P_m の f に対する推移を示したものであり、実測値と予測値を併記している。この場合、予測値で示した P_m は(0,0), (2,0)次モードにおいて大きな差異は認められないが、(1,0)次モードに関しては他の振動モードを卓越している。これは図5.2に示したモード形状からも分かるように、(1,0)次モードにおける最大面外変位の生じる箇所が加振位置に最も近づいているためと考えられる。また(2,0)次モードに関しても振動が励起しやすい状況と考えられるが、高次であるために面外変位が(1,0)次モードに比べ相対的に抑えられ、その影響が反映されたものと考えられる。

図5.10は P_e の結果を示したものであり、図5.9と同様に実測値と予測値を併記している。 P_e は加振位置の影響で、(1,0), (2,0)次モード共に(0,0)次モードを大きく上回っている。 P_e は当然 P_m の挙動に対応することになり、(2,0)次モードでは(1,0)次モードに比べて低値となっている。しかしその低下率は P_m に比べて抑えられており、その結果、発電効率では(2,0)次モードが上回ることになる。

5.4 結言

本研究における圧電振動発電では高次モードにおける発電特性を検討するため、広範囲に加振周波数と加振力を変化させた実験を行った。その結果、以下のことを明らかにした。

- (1) 円板の振動モードは加振位置に影響されることは分かっていたが、圧電振動発電においてもモードの最大振幅が発生しやすい箇所に圧電素子を貼付することで、発電効率が向上することを確認できた。
- (2) 上記振動発電では、高次モードを用いることで円板の曲率が増えて総発電量が增大し、発電効率が向上した。
- (3) モード形状を考慮した上で圧電素子の貼付枚数で発電効率を比較した場合、複数貼付した方が有利であることがわかった。
- (4) 非軸対称の(1,0)モードと(2,0)モードを比較した場合、発電効率のみを考慮すれば(2,0)モードの方が優れているが、高次におけるモード形状の複雑化により、総発電量の低下は相対的に著しくなる。

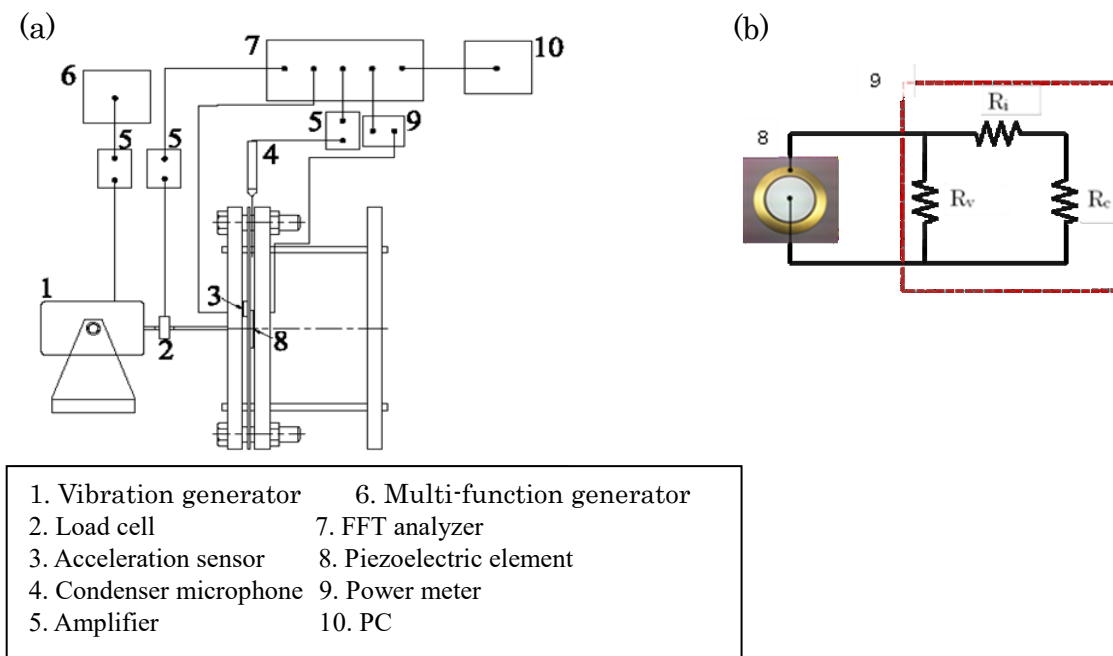


Fig.5.1 実験装置図: (a) 装置概略図, (b) 電力回収回路

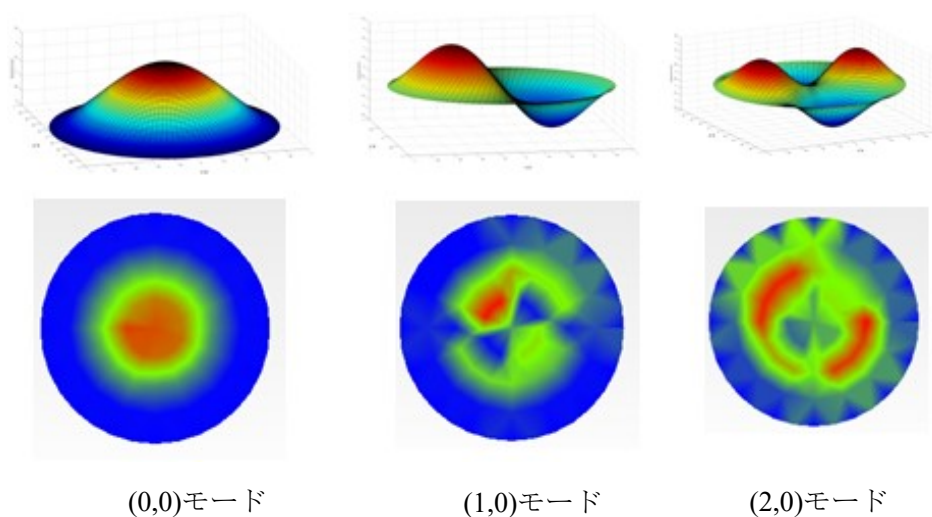


Fig.5.2 実験モーダル解析による円板の振動モードの形状

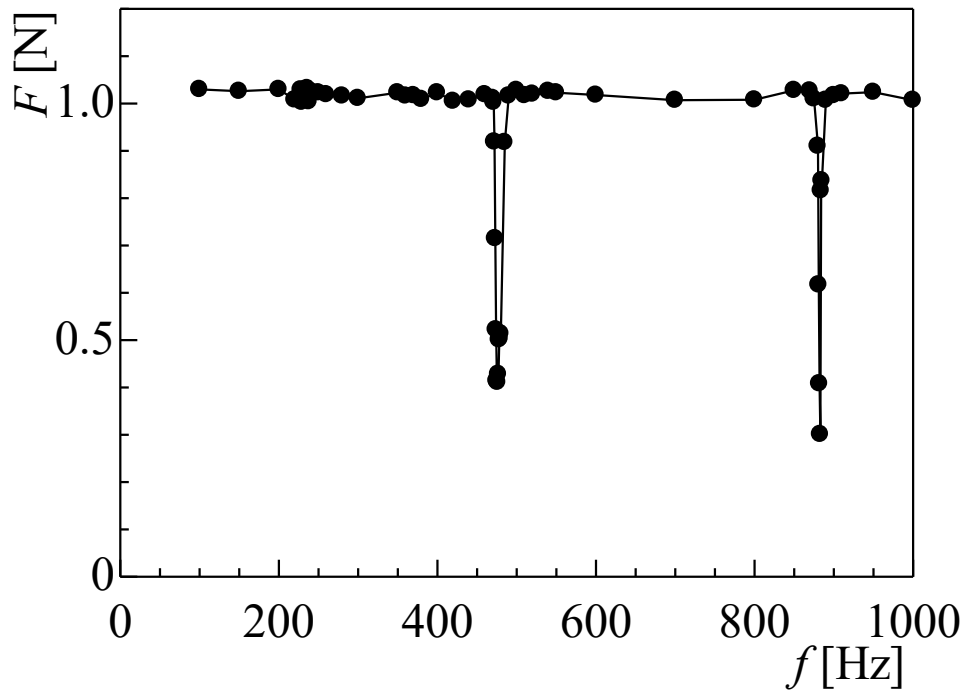


Fig.5.3 加振周波数変化に対する加振力の推移(圧電素子1枚)

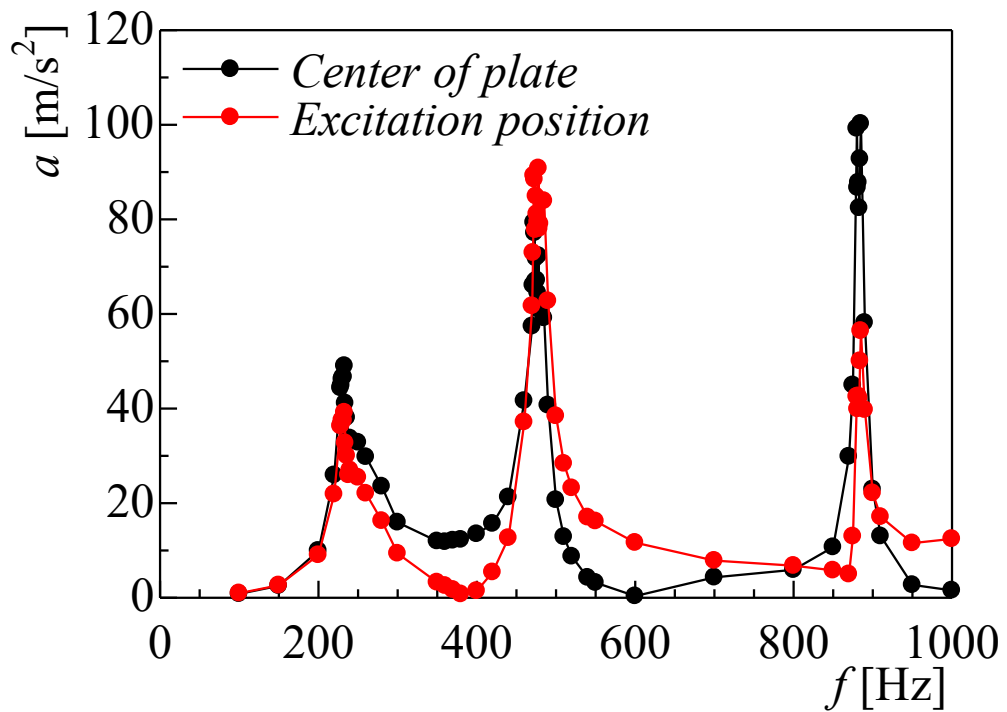


Fig.5.4 加振周波数変化に対する加速度の推移(圧電素子 1 枚)

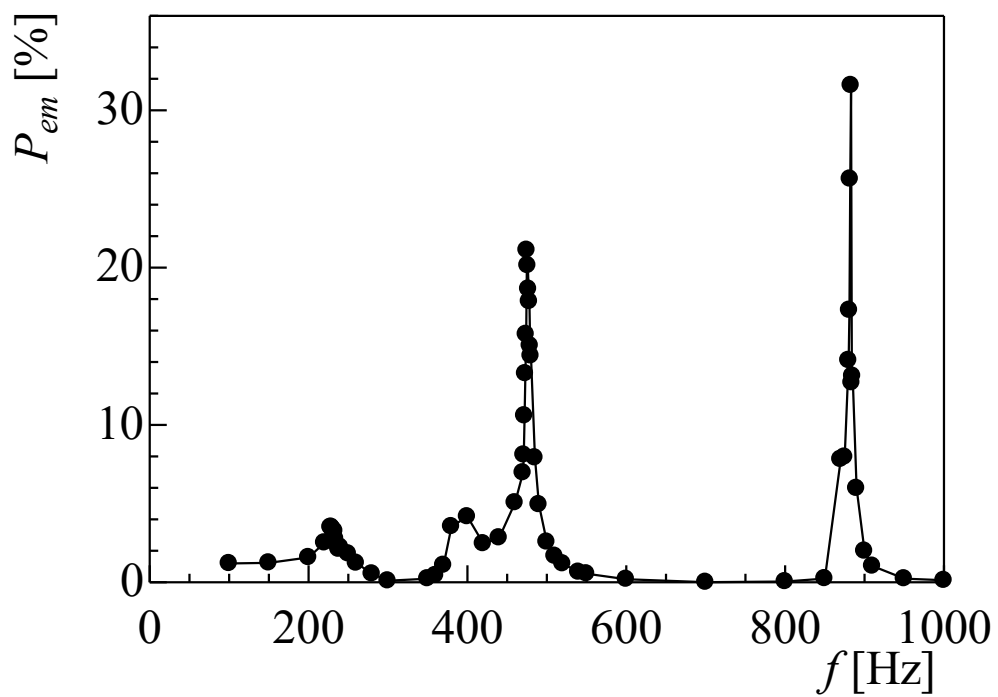
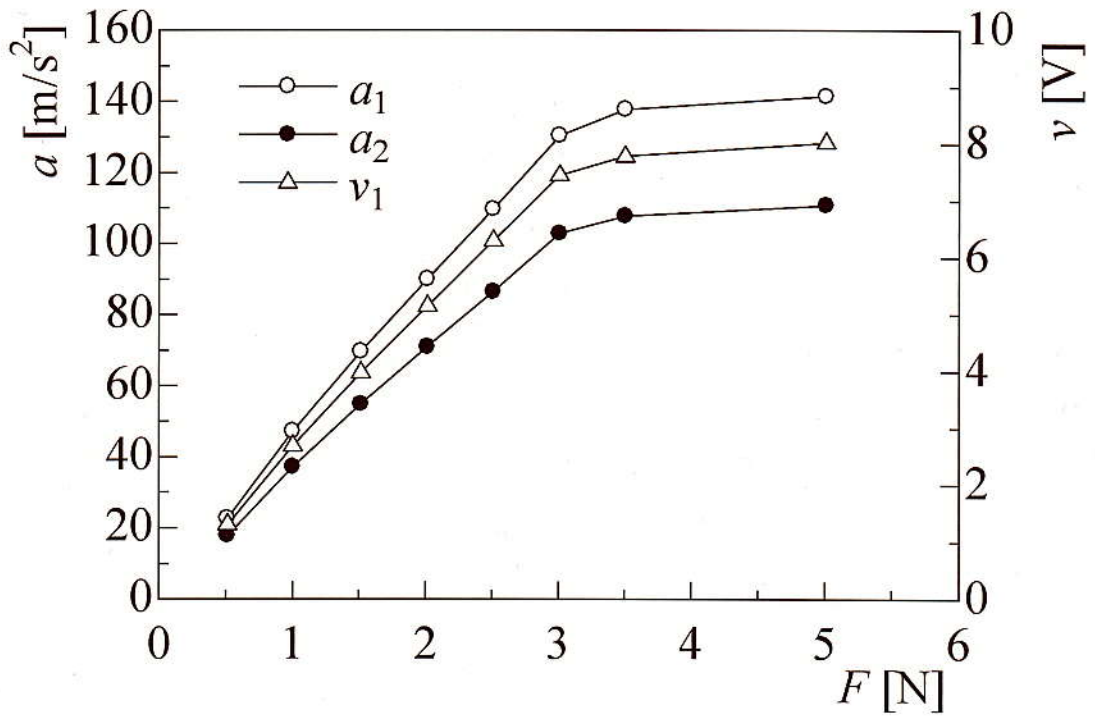
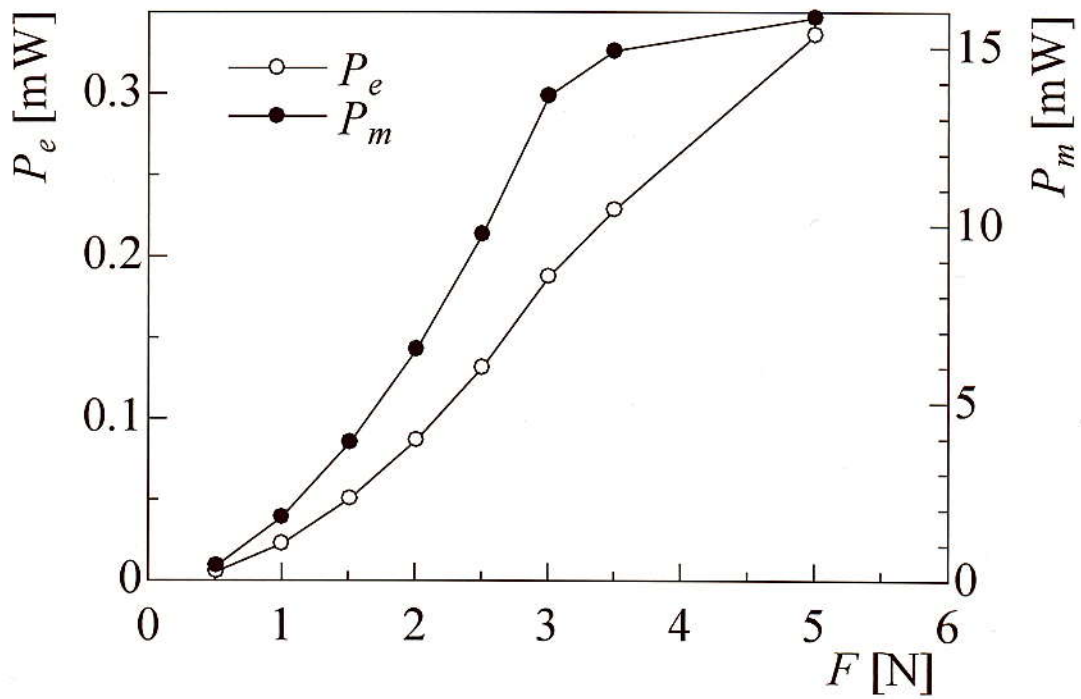


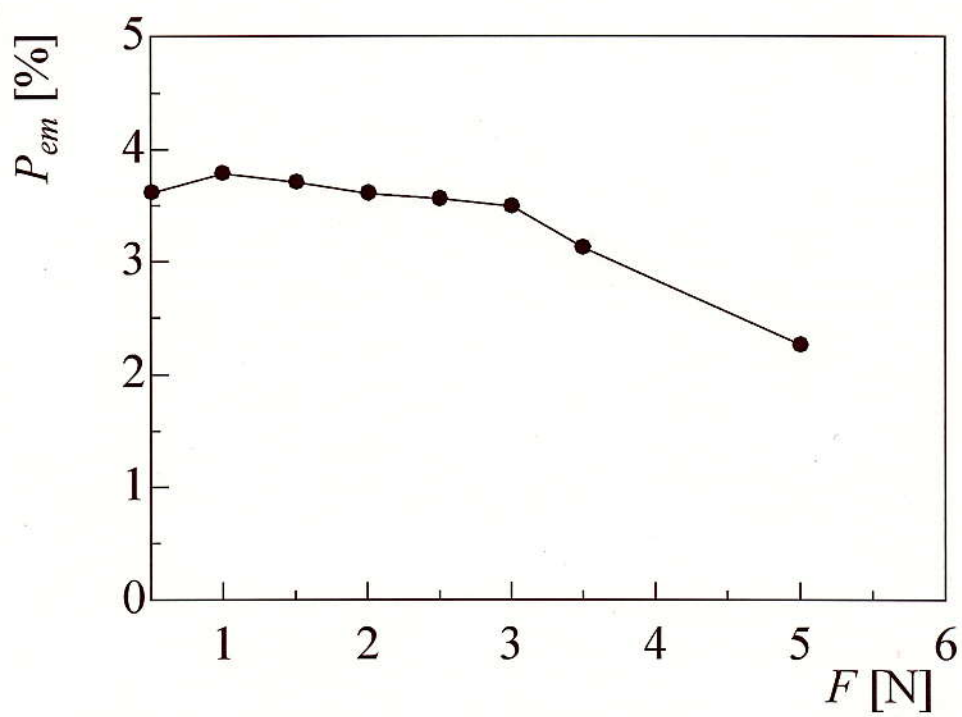
Fig.5.5 加振周波数変化に対する発電効率の推移(圧電素子 1 枚)



(a) 加速度と電圧

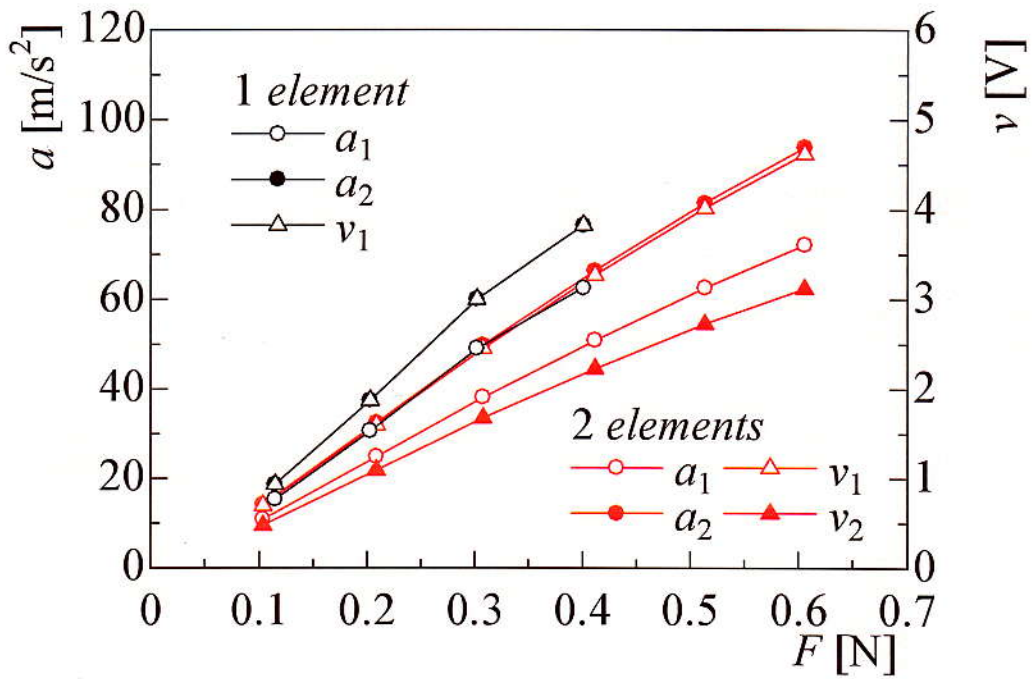


(b) 電力と供給パワー

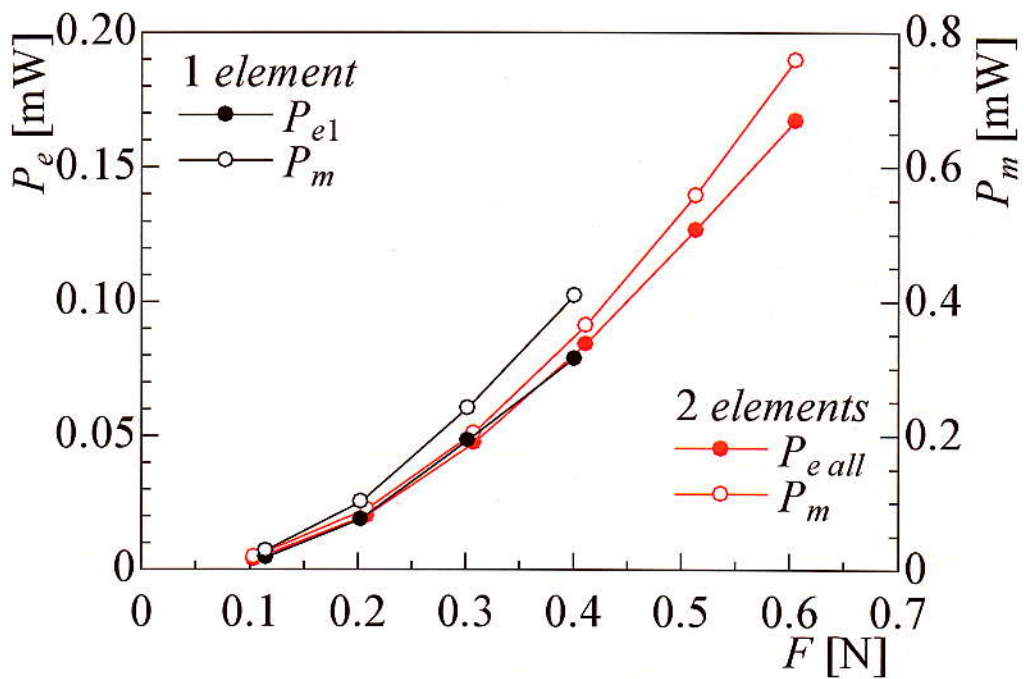


(c) 発電効率

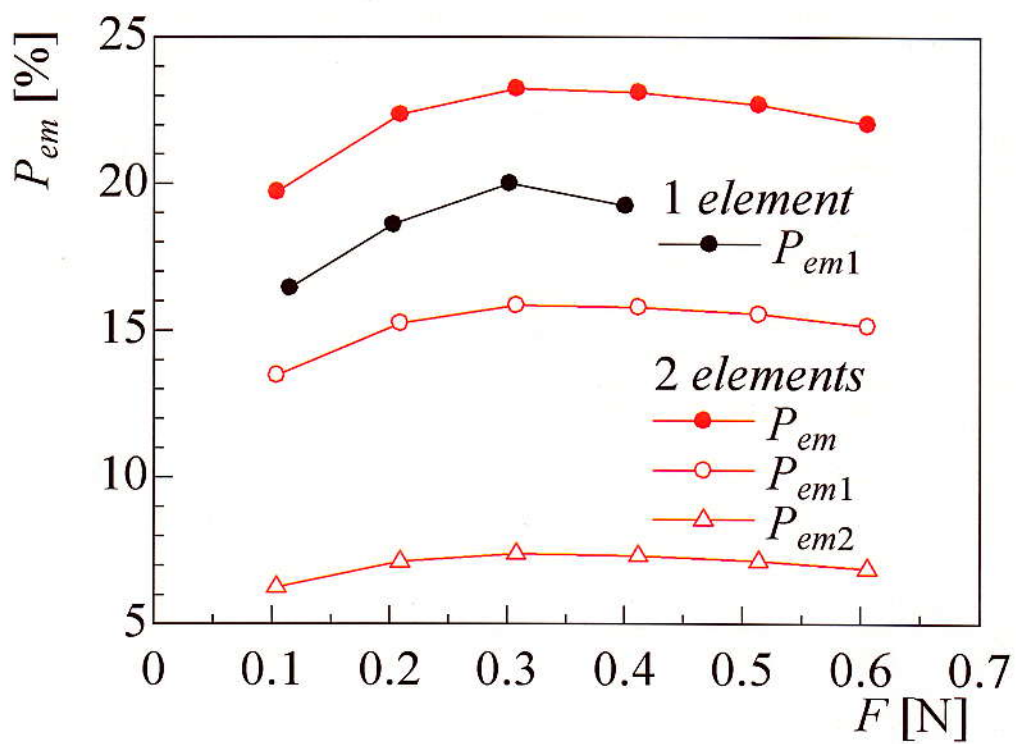
Fig.5.6 (0,0)次モードにおける加振力変化に対する各特性の推移



(a) 加速度と電圧

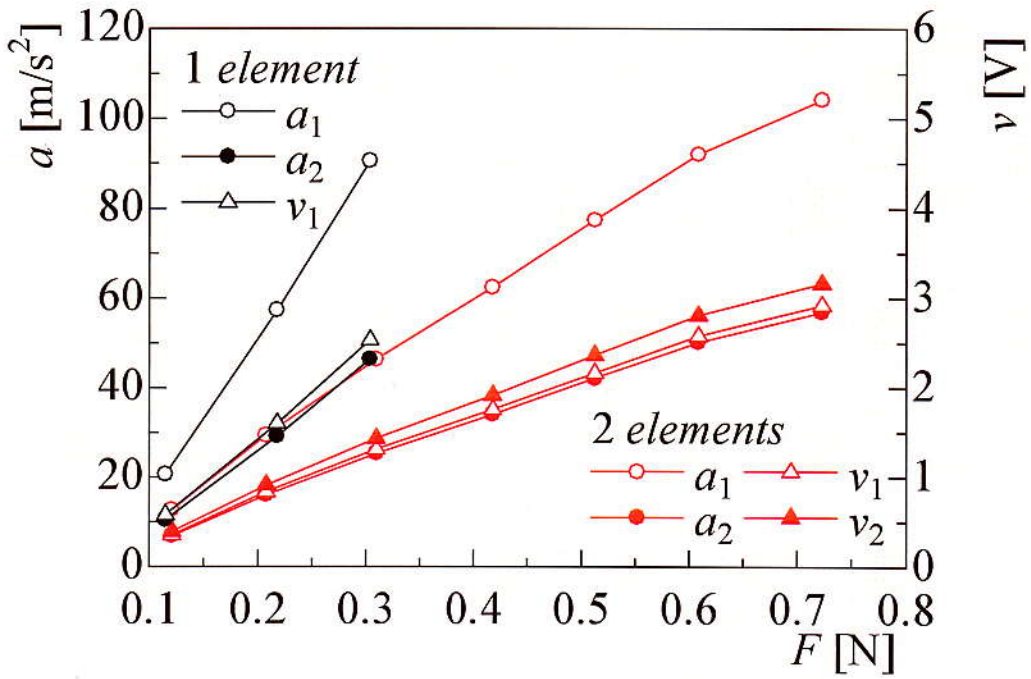


(b) 電力と供給パワー

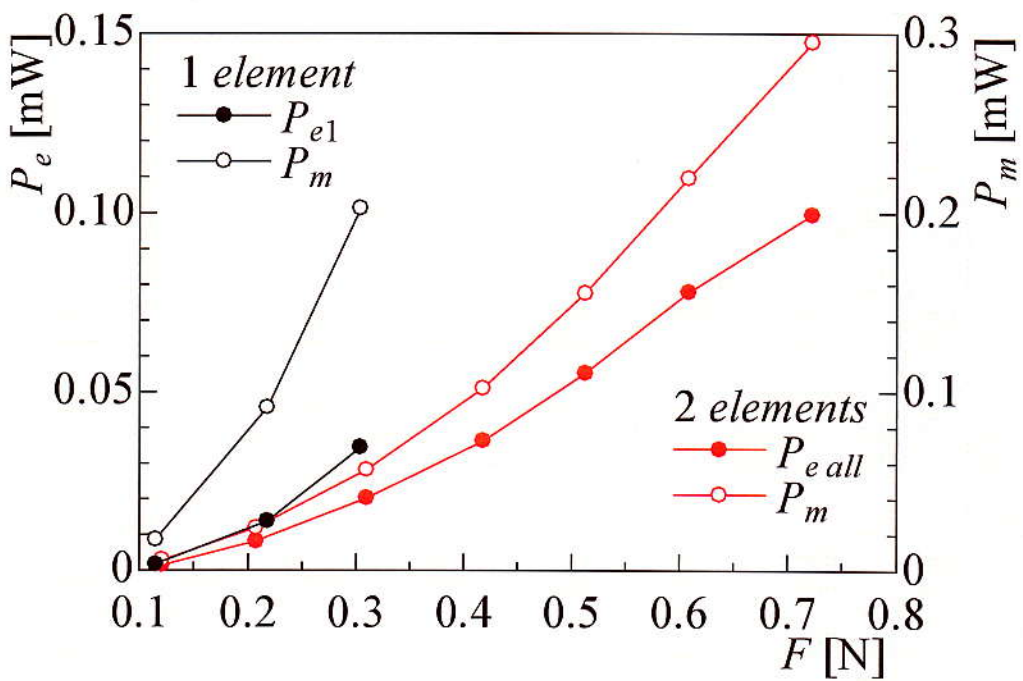


(c) 発電効率

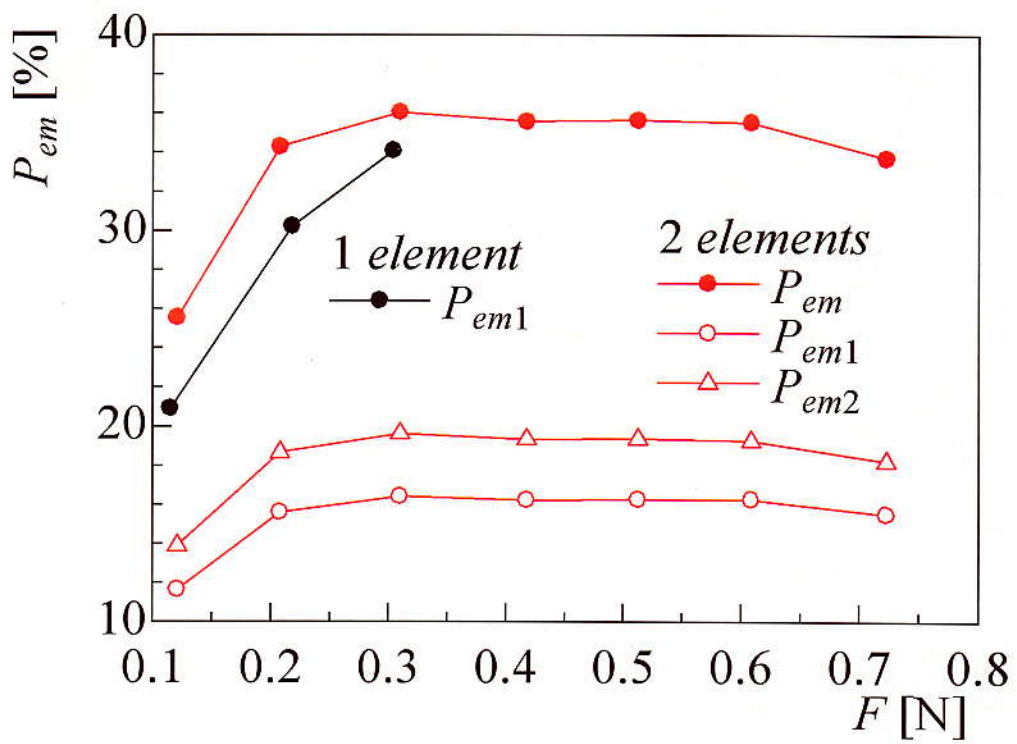
Fig.5.7 (1,0)次モードにおける加振力変化に対する各特性の推移



(a) 加速度と電圧



(b) 電力と供給パワー



(c) 発電効率

Fig.5.8 (2,0)次モードにおける加振力変化に対する各特性の推移

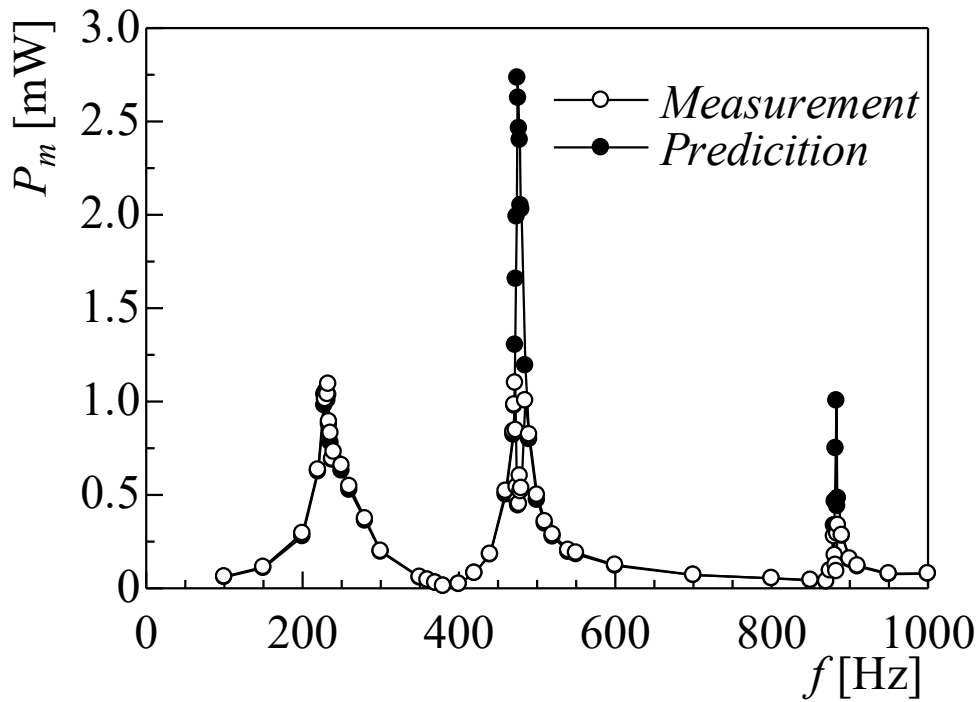


Fig.5.9 加振周波数変化に対する供給パワーの推移(圧電素子 1 枚)

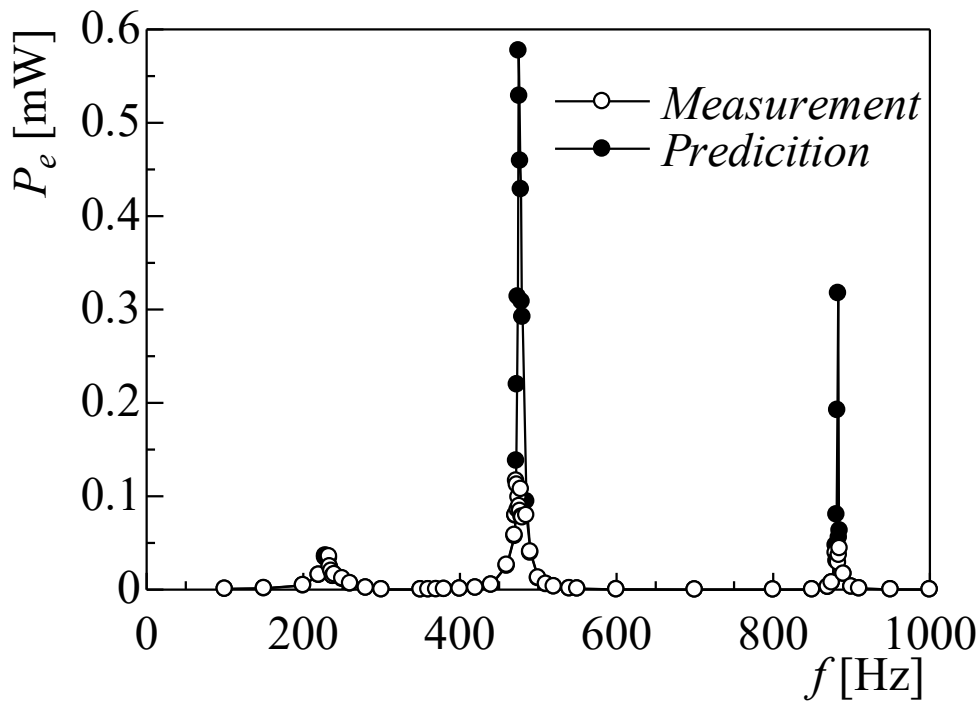


Fig.5.10 加振周波数変化に対する電力の推移(圧電素子 1 枚)

第 6 章

結 論

6.1 本研究の成果

薄肉円筒構造は軽量化が図られる航空宇宙分野・構造物などにおいて広く用いられている。また、円筒構造は構造として内部に空間を有し、構造振動と内部空間である音場との間に音振動連成が生じる。強い音振動連成現象は音場に強力な音場を形成することから騒音や、振動による構造破壊などの構造設計上の問題を生じる。ただし、この増大したエネルギーは騒音という状況で環境に放出されるだけであったが、圧電振動発電を用いることで電気エネルギーとして回収できる。

ゆえに、本研究ではまず円板の中央に圧電素子を貼付した際の圧電振動発電の基本的な特性について検討し、その上で前述の空洞による機械音響連成を利用した圧電振動発電について、円板の振動特性や圧電振動発電における発電特性などを理論解析及び実験的に検討した。

第 1 章の序論においては、本研究を行うに至った目的と、構造と音場の連成現象及び振動発電に関する先行研究例を論じた。

第 2 章においては、円板を用いた圧電振動発電システムを取り上げ、加振力を加えた際の円板の振動特性及び発電特性を理論解析と実験から系統的に検討した。その結果、次のようなことが明らかとなった。

- (1) 点加振力が加振棒を介して付加されている場合、加振棒による付加質量の影響は避けられず、ピーク周波数の移行に寄与することになる。この際の移行幅は加振棒の付加質量のだけでなく加振機本体の特性による影響が挙げられる。一方で、点加振力による円板の面外変位は自由振動とは異なり、加振機の特性及び加振位置に制限されることになるため、このようなピーク周波数の移行には加振機自体の振動も含まれるものと考えられる。そのため、点加振力が加振棒を介して付加されている場合は固有周波数の低周波数化を含む円板の振動特性について検討する必要がある。
- (2) 固有振動数領域を除く周波数領域では電気機械連成が促進されないため、圧電振動発電は効果的に機能しない。
- (3) 点加振力を加えた圧電振動発電の発電効率は、円板の振動特性と圧電素子の発電特性に強く依存するため、発電特性の向上には限界が生じる。

第 3 章においては、両端に円板を有する単一空洞の機械音響連成を利用した圧電振動発電について検討を行った。その際、連成現象を促進させる観点から空洞の筒長を変化させ、実験と解析を行った。

- (1) 単一空洞における機械音響連成は円板の面外変位に大きく依存し、円板の面外変位に関する位相特性が大きく変化する筒長において、音圧レベルが極大になる。
- (2) 両円板振動と内部音場の 3 系で構成された単一空洞では、供給されるパワーと発電時の電力の板厚増大に伴う変化の傾向は一致しない。
- (3) 上記音振動連成を利用した振動発電では、端板の振動特性を考慮することで、一

定条件下において発電効率の予測を可能にした。また、音振動連成を利用することで発電効率が向上することを明らかにした。

第4章においては、第3章で述べた単一空洞にさらに空洞を付加した連結空洞における利用した圧電振動発電について検討を行った。その結果として以下のような結論を得た。

- (1) 本解析範囲において、連結空洞の発電効率は極大になる板厚が存在する。また、円板の板厚の増加による固有振動数の高周波数化は発電効率を増大させ、発電特性の改善効果が広範囲に及ぶことになる。

第5章においては、第2章と同様に円板のみの圧電振動発電について取り上げ、非軸対称な円板の振動モードに着目し検討を行った。その結果として以下のような結論を得た。

- (1) 円板の振動モードは加振位置に影響されることは分かっていたが、圧電振動発電においてもモードの最大振幅が発生しやすい箇所に圧電素子を貼付することで、発電効率が向上することを確認できた。
- (2) 上記振動発電では、高次モードを用いることで円板の曲率が増えて総発電量が増大し、発電効率が向上した。
- (3) モード形状を考慮した上で圧電素子の貼付枚数で発電効率を比較した場合、複数貼付した方が有利であることがわかった。
- (4) 非軸対称の(1,0)モードと(2,0)モードを比較した場合、発電効率のみを考慮すれば(2,0)モードの方が優れているが、高次におけるモード形状の複雑化により、総発電量の低下は相対的に著しくなる。

6.2 今後の研究課題

本論文においては、薄肉円筒構造の円板振動と内部音場との間に生じる音振動連成現象を利用した圧電振動発電について理論的に解析し、また実験的に検証することができた。しかしながら、本研究成果を鑑み、その有効活用といった観点から今後の研究課題について以下に述べる。

- (1) 理論解析について

本研究における理論解析では圧電素子が1枚であるが、複数枚の圧電素子の貼付を考えた場合、理論的な検討は難しい。

- (2) 実験について

本研究における発電実験では加振棒を介した加振実験を行ってきた。そのため、加振棒による付加質量の影響は避けられず、ピーク周波数の移行に寄与することになる。そのため、加振棒の付加質量の影響を極力受けない実験を行う必要がある。

- (3) 圧電素子について

本研究における圧電振動発電では黄銅板にセラミックスが貼付された圧電振動板をアルミニウム合金製の円板に接着剤を用いて接着しているが、接着剤を用いた場合は振動特性や材質によって振動発電に大きな影響を及ぼす可能性がある。そのため、接着条件が圧電振動発電にどのような影響を及ぼすかについても検討する必要がある。

謝 辞

本研究を行うにあたり御指導を請け賜りました本学 工学部 機械工学科 岩森暁 教授に心からお礼申し上げます。

本研究を遂行するにあたり，多大なる御助言ならびに御尽力を賜りました本学 工学部 動力機械工学科 森山裕幸 教授に深く感謝と敬意を表します。

本論文をまとめるにあたっては本学 工学部 精密工学科 山本佳男 教授，工学部 機械工学科 小金澤鋼一 教授，工学部 動力機械工学科 長谷川真也 准教授に論文の細部にわたって御査読，御叱正をいただきました。ここに紙面を借りて深謝いたします。

また，数々の貴重な御助言をいただきました本学 工学部 動力機械工学科 加藤英晃 助教，成田正敬 特任助教，総合理工学研究科 卒業生 小島淳氏に深く感謝の意を表します。

さらに，本学入学に際しまして大変な御助力を頂きました故 押野谷康雄 教授に深く感謝の意を表します。

最後に本学の諸先生，諸先輩，同僚，大学院生ならびに森山研究室の諸氏に感謝いたします。

平成 29 年 3 月

土屋 寛太郎

参 考 文 献

- (1) L. H. Donnell, Stability of Thin-Walled Tubes under Torsion, NACA Rep. No.479, (1933).
- (2) S. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, *Theory of Plates and Shells, 2nd Ed.* (McGraw-Hill, New York, 1959).
- (3) W. Flügge, *Stresses in Shells*, (Springer-Verlag, Berlin, 1962).
- (4) V. V. Novozhilov, *This Shell Theory, 2nd Ed.*, (P. Noordhoff, Ltd. 1964).
- (5) H. Kraus, *Thin Elastic Shells*, (John Wiley & Sons, Int. 1967).
- (6) NASA SP-8007, BUCKLING OF THIN-WALLED CIRCULAR CYLINDERS, (1968).
- (7) 古賀達蔵, 線形円筒かく理論における八階微分方程式とその固有値について, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 375, pp. 4029-4037, (1977).
- (8) 古賀達蔵, 円筒かくの最小固有振動数と振動特性, 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 46, No. 411, pp. 1280-1289, (1980).
- (9) 古賀達蔵, 小松啓治, 円筒かくの自由振動における支配方程式と固有値, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 46, No. 401, pp. 1-7, (1980).
- (10) P. M. Morse, Some Aspect of the Theory of Room Acoustics, *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 11, No. 1, pp. 56-66, (1939).
- (11) P. M. Morse and R. H. Bolt, Sound wave in rooms, *Rev. Mod. Phys.*, Vol. 16, pp. 100-117, (1944).
- (12) P. M. Morse and K.U. Ingard, *Theoretical Acoustics*, (McGraw-Hill, New York, 1968).
- (13) L. Cheng and J. Nicolas, Radiation of sound into a cylindrical enclosure from a point-driven end plate with general boundary condition, *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 91, No. 3, pp. 1504-1513, (1992).
- (14) L. Cheng and J. Nicolas, Free vibration analysis of a cylindrical shell-circular plate system with general coupling and various boundary conditions, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 155, No. 2, pp. 231-247, (1992).
- (15) L. Cheng, Fluid-structural coupling of a plate-ended cylindrical shell: vibration and internal sound field, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 174, No. 5, pp. 641-654, (1994).
- (16) 森山裕幸, 康井義明, 菊川久夫, 点加振を受ける円形端板と円筒内部音場の連成振動解析, 東海大学紀要工学部, Vol. 39, No. 1, pp. 189-193, (1999).
- (17) 森山裕幸, 両端板に加振力を受ける円筒構造の内部音響特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 679, pp. 603-610, (2003).

- (18) 森山裕幸, 弾性支持された端板を有する円筒内部音場のモード特性, 日本音響学会誌, Vol. 58, No. 6, pp. 338-345, (2002).
- (19) H. Moriyama, Y. Tabei and N. Masuda, Acoustic characteristics of a sound field in a cylindrical structure with excited end plates: influence of excitation position on vibroacoustic coupling, *Acoustical Science and Technology*, Vol. 26, No. 6, pp. 477-485, (2005).
- (20) J. Pan and D. A. Bies, The effect of fluid-structural coupling on sound waves in an enclosure – theoretical part, *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 87, No. 2, pp. 691-707, (1990).
- (21) J. Pan and D. A. Bies, The effect of fluid-structural coupling on sound waves in an enclosure – experimental part, *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 87, No. 2, pp. 708-717, (1990).
- (22) 岩壺卓三, 川村庄造, 鎌田正人, 塩幡宏規, 構造・音場連成解析手法の開発に関する研究(高次と低次の周波数帯域を省略する提案), 機械学会論文集 C編, Vol. 61, No. 585, pp. 1917, (1995).
- (23) 中川紀壽, 東明彦, 関口泰久, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究(第1報, 振動・音響エネルギー流れに及ぼす散逸エネルギーの影響), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 61, No. 590, pp. 3820-3826, (1995).
- (24) 中川紀壽, 東明彦, 関口泰久, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究(第2報, 振動インテンシティの渦と音場の関係), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 62, No. 593, pp. 97-103, (1996).
- (25) 中川紀壽, 東明彦, 関口泰久, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究(第3報, 矩形平板における振動-音響エネルギー変換効率の提案), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 62, No. 604, pp. 4520-4527, (1996).
- (26) 南秀樹, ヤニック ディモンド, 鉄道車両における車体構造系と車室内音響系の連成振動に関する理論的一考察, 日本音響学会誌, Vol. 56, No. 4, pp. 225-231, (2000).
- (27) 山内裕次, 清野裕之, 安田仁彦, 構造・音響連成系の実験解析と理論的考察(一端で弾性パネルと連成する音響管の場合), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 69, No. 685, pp. 2256-2261, (2003).
- (28) 山内裕次, 清野裕之, 安田仁彦, 構造・音響連成系の実験解析と理論的考察(両端で弾性パネルと連成する音響管の場合), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 69, No. 686, pp. 2533-2540, (2003).
- (29) 鮫島俊哉, 膜・薄板を有する室内の音響振動連成解析手法, 日本音響学会誌, Vol. 59, No. 6, pp. 316-327, (2003).
- (30) 高橋孝, 村上圭一, 青山剛史, 相曾秀昭, 音響振動解析のための数値計算法に関する研究, 宇宙航空研究開発機構研究開発報告, JAXA-RR-07-012, (2008).
- (31) 高橋孝, 金田英和, 村上圭一, 橋本敦, 青山剛史, モハメド・カリル, 村橋慶紀, 森

- 浩一, 中村佳朗, フェアリング部材の音響透過簡易試験と解析法の検証:アルミ板の場合, 宇宙航空研究開発機構研究開発報告, JAXA-RR-09-009, (2010).
- (32) 高橋孝, 金田英和, 村上圭一, 橋本敦, 青山剛史, 古賀豊, 宮信大, モハメド・カリル, 森浩一, 中村佳朗, 2次元波動ベース法による音響透過及び伝播解析に関する研究, 宇宙航空研究開発機構研究開発報告書, JAXA-RR-09-008, (2010).
- (33) 熊谷尚孝, 安藤成将, 施勤忠, 土橋将弘, 森村浩明, 萩原一郎, 音響フィルエフェクト負荷時の宇宙機振動応答に関する簡易計算法, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 76, No. 771, pp. 2870-2875, (2010).
- (34) 萩原一郎, 馬正東, 構造-音場連成系の固有モード及び周波数応答感度解析手法の開発, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 57, No. 534, pp. 420-425, (1991).
- (35) 馬正東, 萩原一郎, 構造-音場連成系のモーダル周波数応答感度解析手法の開発, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 57, No. 536, pp. 1156-1163, (1991).
- (36) 萩原一郎, 自動車車室内騒音の構造-音響間連成問題の数値シミュレーション, 日本音響学会誌, Vol. 48, No. 3, pp. 170-177, (1992).
- (37) 古屋耕平, 吉村卓也, 須藤昌, 成国星哉, 振動音響連成系の音圧最小化問題に対する最適性の考察とそれに基づく構造最適化, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 72, No. 724, pp. 73-80, (2006).
- (38) 古屋耕平, 吉村卓也, 須藤昌, 成国星哉, 振動音響連成系の音圧最小化問題に対する最適性の考察とそれに基づく構造最適化(第2報, 固有振動数における音圧の低減を図る場合), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 73, No. 731, pp. 172-179, (2006).
- (39) 鈴木真二, 今井守之, 石山慎一, 境界要素法とモード解析法による構造体の振動・音響解析, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 52, No. 473, pp. 310-317, (1986).
- (40) 阪上公博, 杉本理恵, 高橋大弐, 森本政之, 有限要素法・境界要素法を用いた弾性平面場による反射音場の数値解析, 日本音響学会誌, Vol. 48, No. 11, pp. 786-793, (1992).
- (41) 遠藤満, 西垣勉, 時崎智行, 音響・構造連成系の非定常応答解析手法に関する研究, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 68, No. 676, pp. 3574-3581, (2002).
- (42) 山川啓介, 藤原恭司, 鉄道構造物騒音の数値計算による予測, 日本音響学会誌, Vol. 62, No. 4, pp. 297-305, (2006).
- (43) R. H. Lyon, *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems* (MIT Press, 1975).
- (44) 吉田佳子, 低周波数帯域の音響加振を受ける構造物の振動応答予測, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 60, No. 578, pp. 3288-3292, (1994).
- (45) 吉田佳子, 中尾次利崇, 音響加振を受ける衛星搭載望遠鏡の振動応答解析(第1報, 低周波数帯域の解析), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 70, No. 697, pp. 2587-2593, (2004).
- (46) 吉田佳子, 中尾次利崇, 音響加振を受ける衛星搭載望遠鏡の振動応答解析(第1報, 高周波数帯域の解析), 日本機械学会論文集 C編, Vol. 70, No. 699, pp. 3084-3090, (2004).
- (47) 山崎徹, 黒田勝彦, 森厚夫, SEAによる機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学

- 会論文集 C 編, Vol. 73, No. 726, pp. 446-452, (2007).
- (48) 鈴木雄二, マイクロ環境発電デバイスの研究動向, 電気学会誌, Vol. 128, No. 7, pp. 435-438, (2008).
- (49) J. A. Paradiso, T. Starner, Energy Scavenging for Mobile and Wireless Electronics, IEEE Pervasive Computing, Vol. 4, No. 1, pp. 18-27, (2005).
- (50) R. D. Kornbluh, R. Pelrine, Q. Pei, R. Heydt, S. Stanford, S. Oh, J. Eckerle, Electroelastomers: applications of dielectric elastomer transducers for actuation, generation, and smart structures, Proc. SPIE, Vol. 4698, pp. 254-270, (2002).
- (51) L. C. Rome, L. Flynn, E. M. Goldman, T. D. Yoo, Generating Electricity While Walking with Loads, Science, Vol. 309, No. 5741, pp. 1725-1728, (2005).
- (52) J. M. Donelan, Q. Li, V. Naing, J. A. Hoffer, D. J. Weber, A. D. Kuo, Biomechanical Energy Harvesting: Generating Electricity During Walking with Minimal User Effort, Science, Vol. 319, No. 5864, pp. 807-810, (2008).
- (53) 速水浩平, 発電装置, 日本国特許公開 2010-200607, (2010).
- (54) 速水浩平, 安藤類央, 武藤佳恭, 「音声発電」による搬送波とベースバンド信号の一体型供給伝送デバイスの作成, 情報処理学会研究報告. MBL, [モバイルコンピューティングとユビキタス通信研究会研究報告], Vol. 47, No. 105-80, pp. 47-49, (2005).
- (55) 陸田秀実, 川上健太, 平田真澄, 土井康明, 田中義和, 柳原大輔, 弾性圧電デバイスを用いた海洋エネルギー利用技術に関する研究, 日本土木学会論文集 B2 (海岸工学), Vol. 66, No.1, pp. 1276-1280, (2010).
- (56) 陸田秀実, 川上健太, 平田真澄, 土井康明, 田中義和, 柳原大輔, 弾性圧電デバイスを用いた波浪発電に関する研究, 日本土木学会論文集 B2 (海岸工学), Vol. 66, No.1, pp. 1281-1285, (2010).
- (57) 渡邊隆太, 陸田秀実, 平田真澄, 土井康明, 田中義和, 柳原大輔, 垂下式弾性浮体ユニット型海洋エネルギー発電方式の開発, 日本船舶海洋工学会論文集, Vol.14, pp. 151-158, (2011).
- (58) Backhaus, S. and Swift, G. W., A thermoacoustic-Stirling heat engine, *Nature*, Vol. 399, pp. 335-338, (1999).
- (59) 北谷裕次, 坂本眞一, 柴田健次, 黒田健太郎, 渡辺好章, 共鳴管付きループ管方式熱音響発電システムの実用化に向けた研究, 電子情報通信学会技術研究報告. US, 超音波, Vol. 110, No. 366, pp. 7-12, (2011).
- (60) 長谷川真也, 山口剛史, 押野谷康雄, 熱音響現象に対する支配方程式と臨界発振条件, 東海大学紀要工学部, Vol. 51, No. 1, pp. 151-156, (2011).
- (61) 長谷川真也, 山口剛史, 押野谷康雄, 管内全域を進行波とした高効率多段熱音響エンジンの研究, 低温工学, Vol. 47, No. 1, pp. 11-15, (2012).
- (62) S. P. Beeby, M. J. Tudor and N. M. White, Energy harvesting vibration sources for microsystems

- applications, *Measurement Science and Technology*, Vol.17, No.12, pp. R175-R195, (2006).
- (63) G. Park, C. R. Farrar, M. D. Todd, W. Hodgkiss, T. Rosing, *Energy Harvesting for Structural Health Monitoring Sensor Networks*, Los Alamos National Laboratory Report, LA-14314-MS, pp. 40-58, (2007).
- (64) J. P. Thomas, M. A. Qidwai and J. C. Kellogg, *Energy scavenging for small-scale unmanned systems*, *Journal of Power Sources*, Vol. 159, No. 2, pp. 1494-1509, (2006).
- (65) Anton, S. R. and Sodano, H. A., *A review of power harvesting using piezoelectric materials (2003–2006)*. *Smart Materials and Structures* 16, pp.1-21, (2007)
- (66) 安達和彦, 田中亨, *機械共振式の圧電振動発電に関する基礎研究*, *日本機械学会論文集 C編*, Vol. 76, No. 761, pp. 28-35, (2010).
- (67) Piñeirua, M., Doaré, O. and Michelin, S., *Influence and optimization of the electrodes position in a piezoelectric energy harvesting*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.346, Issue1, pp.200-215, (2015).
- (68) Yamada, K., Matsuhira, H. and Utsuno, H., *Improvement of efficiency of piezoelectric element attached to beam based on mechanical impedance matching.*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.333, Issue1, pp.52-79, (2014).
- (69) Kong, N., Ha, D. S., Erturk, A. and Inman, D. J., *Resistive Impedance Matching Circuit for Piezoelectric Energy Harvesting*, *Journal of Intelligent Material System and Structures*, Vol.21, pp.1293-1302, (2010).
- (70) 土屋寛太郎, 小島淳, 森山裕幸, 押野谷康雄, 柿元邦彦, *減衰特性が連成を伴う円筒構造の内部音場に及ぼす影響*, *東海大学紀要工学部*, Vol. 50, No. 1, pp. 79-86, (2010).
- (71) 小島淳, 森山裕幸, 押野谷康雄, *複数の音場を持つ円筒構造の内部音響特性におよぼす音振動連成効果*, *設計工学*, Vol. 47, No. 12, pp. 37-44, (2012).
- (72) 西川功一, 鈴木一矢, 土屋寛太郎, 森山裕幸, *高次モードを考慮した端板振動と円筒内部音場との連成*, *東海大学紀要工学部*, Vol. 54, No. 2, pp. 85-92, (2014).
- (73) W.Larbi, J.-F,Deli, R. Ohayon, *Finite element formulation of smart piezoelectric composite plates coupled with acoustic fluid*, *Composite Structures*, pp.501-509, (2012).
- (74) W.Larbi, J.-F,Deli, R. Ohayon, R. Sampaio, *Coupled FEM/BEM for control noise radiation and sound transmission using piezoelectric shunt damping*, *Applied Acoustics*, pp.146-153, (2014).