

## 新任教員紹介

### 動力機械工学科・助教 長谷川真也

#### 略歴

2001.3 東海大学工学部動力機械工学科  
2003.3 東海大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程前期  
2006.3 東海大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程後期  
2006.4 東海大学第二工学部機械工学科  
2007.4 株式会社いすゞ中央研究所  
2010.4 現職

卒業  
修了  
修了  
非常勤助手  
研究員



#### 担当科目

技術開発論, 熱力学, 入門ゼミナール 1・2, 動力機械基礎演習 1, 問題発見ゼミナール, 動力機械工学ゼミナール, 動力機械実験

#### 研究活動内容

##### 1. 研究背景

地球に供給される太陽光エネルギーの大部分は最終的に地球を暖める熱エネルギーに変換されている。また工場や車両においても膨大な廃熱が発生している。光エネルギーや廃熱を高効率で回収することが可能であれば、地球温暖化やエネルギー問題を解決するための切り札となる。上述の膨大なエネルギーを回収し、高効率で動力化するために「熱音響機関」に関する研究を行っている。熱音響機関は 1979 年に Ceperley が提案した理論に端を発している<sup>1)</sup>。管内に狭い流路の束(以降、蓄熱器と称する)を設置し、蓄熱器両端の温度比をある臨界値以上にすると、管内の流体が自励振動を起こす。この作用は熱力学的には原動機と見ることができ、この作用を用いたものが熱音響機関である。Los-Alamos 研究所の G.W.Swift らはループ管と共鳴管からなる熱音響機関を提唱している。G.W.Swift らが提案した熱音響機関の熱効率は熱源温度 725℃ の際に 30% に達する<sup>2)</sup>。熱音響機関の特徴と長所は以下が挙げられる。

- 音波の共振を利用して駆動する為に、ピストン、タービンなどの可動部品を全く必要としない。
- スターリングサイクルを利用しているために本質的に高効率のエネルギー変換が可能。
- パイプのみで構築されるため安価かつメンテナンスフリーである。
- 外燃機関であるため、産業廃熱、自動車廃熱、太陽光エネルギーなど多様な熱源が利用可能。

実際に実用化を目指して研究が行われている代表的な熱音響機関の構成を Fig.1, 2 に示す。Fig.1 は熱音響発電機である<sup>3)</sup>。ループ管と共鳴管、リニア発電機から構成され、蓄熱器に温度勾配を与えると自励振動が励起される。この音波の振動エネルギーをリニア発電機で電力に変換する。一方、Fig.2 は熱音響冷凍器である<sup>4)</sup>。2つのループ管と共鳴管から構成され、蓄熱器 A に温度勾配を与えると自励

振動が励起される。この音響パワーフラックスは共鳴管を通じてもう一つのループに流れ込み、逆スターリングサイクルを実行することで蓄熱器 B を冷凍作動させる。一方で実用化に向けた課題も存在する。以下に熱音響機関の課題を示す。

- 一般的に熱音響機関の作動温度は 400℃ 程度<sup>5)</sup>であり、現実の自動車や工場廃熱(100℃~300℃程度)と比較して格段に高温である。
- Fig.1, 2 のようなループ構造を有する熱音響機関では、音波の非線形性によりループ内を周回する定常的質量流が生ずる。質量流は入力熱量を運び去るために大きな損失が生じる<sup>6)</sup>。

熱音響機関は根本的に高い熱効率と広い応用範囲を有するが、質量流と駆動温度の問題から、実用化されていないのが現状である。高効率の音響機関を実現するためには熱音響現象を理論的に解明し、効率を低下させる要因(上述の質量流等)と抑止方法を解明し、低温作動が可能な熱音響機関構成を明

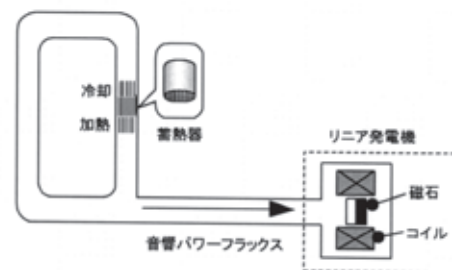


Fig.1 Thermo-Acoustic Generator.

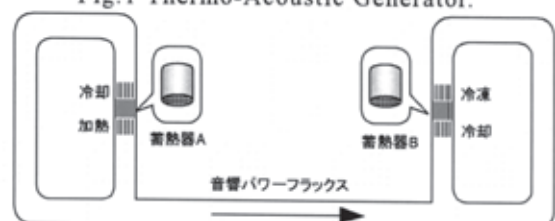


Fig.2 Thermo-Acoustic Cooler.

らかにする必要がある。しかし熱音響現象は不可逆非平衡熱力学現象であり、21世紀から本格的な研究が開始された分野であるため理論体系化は始まったばかりである。

## 2. 研究概要

本研究は非平衡熱力学を用いて熱音響現象を解明し、低温作動、高効率を実現する熱音響機関を構築することを目的としている。本報告はその第一歩として、熱音響機関の心臓部である蓄熱器流路 (Fig.1, 2 参照) の最適化手法を紹介する。熱音響機関は構造がシンプルなために、蓄熱器流路は極めて大きく性能に影響する。流路径が大きければ熱交換が不可能になり、逆に流路径が小さければ粘性によるロスが大きくなる。またその変換効率は、作動気体、周波数、インピーダンスによっても変化する。よって実験諸元に対して最適な蓄熱器流路径が唯一存在する。温度勾配を考慮したナビエ・ストークスの式と連続の式をベッセル関数にて解いた後、2式を乗じ *gradient* と時間平均を実行すれば、蓄熱器温度勾配によって生ずる、音響パワーフラックス増幅率を得ることが出来る。結果を以下に示す。

$$G_v = \frac{1}{2} Re \left[ -\frac{j\omega\rho_m}{(1-\chi_v)} \frac{\langle u \rangle_r}{|p| \cos\phi} \right] \quad (1)$$

$$G_p = \frac{1}{2} Re \left[ -\frac{j\omega}{\rho_m} \left[ 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} (1-\chi_v) \right] \frac{|p|}{\langle u \rangle_r \cos\phi} \right] \quad (2)$$

$$G_{prog} = \frac{1}{2} Re \left[ \frac{\chi_\alpha - \chi_v}{(1-\chi_v)(1-\sigma)} \frac{1}{T_m} \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad (3)$$

$$G_{stand} = -\frac{1}{2} Im \left[ \frac{\chi_\alpha - \chi_v}{(1-\chi_v)(1-\sigma)} \frac{1}{T_m} \frac{\partial T}{\partial x} \right] \tan\phi \quad (4)$$

$$\chi_\alpha = \frac{2J_1(j^2 r_0 \sqrt{\omega/\alpha})}{j^2 r_0 \sqrt{\omega/\alpha} J_0(j^2 r_0 \sqrt{\omega/\alpha})}, \chi_v = \frac{2J_1(j^2 r_0 \sqrt{\omega/\nu})}{j^2 r_0 \sqrt{\omega/\nu} J_0(j^2 r_0 \sqrt{\omega/\nu})} \quad (5)$$

ここで  $j$ : 虚数,  $\omega$ : 角周波数,  $\rho_m$ : 平均密度,  $u$ : 流速の変動成分,  $p_m$ : 平均圧力,  $p$ : 圧力の変動成分,  $\gamma$ : 比熱比,  $\sigma$ : プラントル数,  $T_m$ : 平均温度,  $\phi$ : 圧力・流速間位相,  $\langle \cdot \rangle_r$  は断面平均,  $J_0$ : 0 次のベッセル関数,  $J_1$ : 1 次のベッセル関数,  $r_0$ : 流路径,  $\alpha$ : 温度拡散係数,  $\nu$ : 動粘性係数である。式(1)は粘性散逸, 式(2)は位置エネルギー散逸, 式(3)は進行波を用いた音波増幅, 式(4)は定在波を用いた音波増幅を表している。Table1に示す諸元を式(1)~(5)に代入し、流路径  $r_0$  を変更しながら理論計算を行い、式(1)~(4)と入力との和である総音響パワーフラックス増幅率が最大となる蓄熱器流路径を決定する。計算結果を Fig.3 に示す。図中には流路径を変更した場合の、粘性散逸率(□), 位置エネルギー散逸率(■), 定在波による増幅率(●), 進行波による増幅率(○), 総増幅率(◇) をそれぞれ示した。粘性散逸は流路径が増えるに従って減少している。しかし進行波による増幅率も流路径が増えるに従って減少しているため、これらはトレードオフ関係にある。

一方、定在波による増幅率は流路径 1.4mm の場合に最大となる。これは定在波を用いた熱交換が不可逆過程であり時間遅れを含むことに起因している。よって、定在波による増幅率はある程度流路径が大きい場合に最大となる。また位置エネルギー散逸は非常に小さく、流路径に依らずほぼゼロである。これらの結果から総増幅率が最も大きい流路径は 0.8mm の場合であり、この時の総増幅率は 189% であることが確認できる。以上の結果より、設定した条件で実験を行う際には、0.8mm の流路径を有する蓄熱器を用いる必要がある。

Table 1 Parameters.

$j$	$\sqrt{-1}$	$\phi$	20[degree]
$\omega$	500[rad/s]	$T_m$	450[K]
$\rho_m$	0.78 [kg/m <sup>3</sup> ]	$\partial T/\partial x$	7500 [K/m]
$\langle u \rangle_r$	1[m/s]	$\sigma$	0.71
$ p $	500[Pa]	$r_0$	0.4~2.0[mm]
$p_m$	101325[Pa]	$\alpha$	$4.74 \times 10^{-3}$ [m <sup>2</sup> /s]
$\gamma$	1.4	$\nu$	$3.37 \times 10^{-3}$ [m <sup>2</sup> /s]

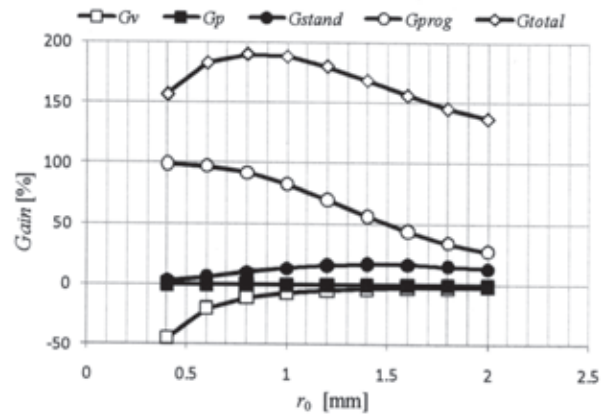


Fig.3 Gain of Thermo-Acoustic Engine.

## 3. おわりに

本報告では非平衡熱力学を用いて実験諸元に対し最適な蓄熱器流路径を求める手法を紹介した。今後は蓄熱器前後に圧力センサを設置することで、音響パワーフラックスの実測を行い、理論解の妥当性を確認する。また理論的に質量流の発生条件を定めることで、これを抑止可能な高効率・低温駆動熱音響機関の実現と実用化を目指す。

### 参考文献

- 1) P.H.Ceperley, J. Acoust. Soc. Am., 66, pp.1508-1513 (1979).
- 2) S.Backhaus and G.W.Swift, Nature, Vol.399, pp.335-338 (1999).
- 3) S.Backhaus, E.Tward and M.Petach, Appl.Phys.Lett., Vol.85, pp.1085-1087 (2004).
- 4) M. Miwa, T. Sumi, T. Biwa, Y. Ueda and T. Yazaki, Ultrasonics, 44, e1527-e1529 (2006).
- 5) 琵琶哲志, 低温工学, Vol.43, No.12, pp.536-542 (2008).
- 6) 琵琶哲志, 低温工学, Vol.43, No.12, pp.543-547 (2008).