B220 複数の蓄熱器を持つ熱音響エンジン

Thermoacoustic Engine with Multiple Regenerators

○ 長谷川 大地 (東北大)

正 琵琶 哲志 (東北大)

Tetsushi BIWA and Daichi HASEGAWA, Tohoku University, Aramaki 6, Aoba-ku, Sendai

How much can we lower the onset temperature ratio (OTR) that is necessary for a thermoacoustic engine to start? We tried to answer this question by installing a secondary regenerator into a traveling wave engine consisting of a looped tube and a branch resonator. Factors governing the OTR were experimentally studied through measurements of the quality factor at various temperature ratios. It was found that the installation of the secondary regenerator at a suitable position drastically enhanced thermoacoustic effects while introducing a slight damping to the system. As a result, the OTR of the present thermoacoustic engine was decreased from 1.76 to 1.19, when the total number of regenerators was increased to 5.

Key Words: Thermoacoustic engine, Onset temperature ratio, Quality factor measurement, Multiple regenerators

1. はじめに

1999 年, Backhaus ら⁽¹⁾は可動部の全くない新しいタイプの外燃機関でカルノー効率の 42% を実現したという報告を行った. これは通常の熱機関と同等の効率である. この外燃機関はループ状の管部分, 共鳴管状の部分そして流路半径 r_0 の蓄熱器(狭い流路の集合体)から構成されており構造が非常に単純である. 蓄熱器の両端を高温熱交換器, 低温熱交換器で挟み, その両端の温度をそれぞれ T_H , T_C とすると温度比 T_H/T_C がある臨界値を超えた時, 管内の流体がひとりでに気柱振動(熱音響自励振動)を始める. このときの周波数は共鳴管部分の先端に流速の腹, ループ管部分に圧力の腹が位置するような管全長の $1/4$ 波長のモード⁽²⁾に対応する.

その自励振動は蓄熱器内で起こるエネルギー変換で維持される. 蓄熱器内で往復運動する流体要素が圧縮, 加熱, 膨張, 冷却といったスターリングサイクルに似た熱力学的サイクルを実行し, 熱から音波へのエネルギー変換を行うからである. 得られる出力仕事は共鳴管を通して音波の形で出力される. 2.3 kW の入力に対して実に 700 W の音響出力が報告されている.

彼らが開発した装置は熱音響スターリングエンジンと呼ばれ, 可動部がないためメンテナンスフリーであること, 外燃機関であるため熱源を選ばないことが利点のエンジンである. しかし, 彼らの装置では高いカルノー効率比は実現したもの, その時の温度比は $T_H/T_C = 3.46$ であり, T_H は 998 K とかなり高温である. 熱音響エンジンの動作開始温度(発振臨界温度比)を小さくできれば広い範囲の温度域でこの新しいエンジンを利用することが可能となるだろう. 我々はループ管部分に第二蓄熱器を設置するという方法で発振臨界温度比を小さくしようと試みた.

2. 発振臨界温度比

熱音響エンジンの発振臨界温度比は安定曲線として角振動数 ω と熱緩和時間 τ の積 $\omega\tau$ で整理できることが知られている. τ は熱緩和時間で r_0 と熱拡散係数 α を用いて $\tau = r_0^2 / 2\alpha$ と表される. Fig.1 に今まで報告された主な安定曲線を示す. 安定曲線上部ではエンジンが自励振動している状態, 下部では自励振動していない状態である. 図中の白抜きの丸, 黒抜きの丸はそれぞれ上田らによるループ

Fig. 1 Onset temperature ratio of the thermoacoustic engines.

管と共鳴管を組み合わせたタイプの計算結果⁽³⁾, ループ管タイプの実験結果⁽⁴⁾である. 白抜きの四角, 黒抜きの四角はそれぞれ矢崎らによる共鳴管タイプ, ループ管タイプの実験結果⁽⁵⁾である. 今回の我々の結果では $T_H/T_C = 1.76$ の点から点線で示した直線的位置 $T_H/T_C = 1.19$ まで発振臨界温度比を小さくすることができた. これは今まで報告されてきたどのタイプの熱音響エンジンよりもはるかに低い発振臨界温度比であることが分かる.

3. 実験装置

Fig. 2 に我々が対象とした熱音響エンジンを示す. エンジンは全長 1500 mm のループ管部分, 全長 1450 mm の共鳴管部分, 容量が 20 l のタンク, $r_0 = 0.15$ mm ($\omega\tau = 0.11$) の蓄熱器から構成されており, Backhaus らの装置とほぼ同様の形状をしている. 発振機と接続されたスピーカーは T 字型の配管パーツを介してループ管部分に接続した. 発振臨界温度比 $T_H/T_C = 1.76$ ($\Delta T = 226$ K) の時 31 Hz で自励振動を開始する. ループ管内にはループ管の全長で無次元化した L 軸を反時計周りにとった. 黒く塗りつぶした位置は第二蓄熱器の設置位置である. 実験では一貫して T_C は冷却水循環装置を用いて 298 K に保った. 図では加振用スピーカーを取り付けてあるが, 実際に発振臨界温度比を確認する際は T 字型パーツと共にスピーカーを外しその部分にエルボーを取り付けて実験を行った.

Fig. 2 A schematic illustration of the thermoacoustic engine.

4. 実験方法

実験では第二蓄熱器の流路半径 r_0 、第二蓄熱器の設置位置 L 、そして温度比 T_H/T_C を変化させ自励振動前の Q 値に着目することで発振臨界温度比を調べた。 Q 値の算出は管内を loud speaker で連続的に加振し圧力センサーでモニターした圧力を用いて共鳴曲線を求め、その半値幅とピーク周波数を求めることで行った。

4.1 $1/Q$ と T_H/T_C の関係

Fig. 3 に実験で得た $1/Q$ と T_H/T_C の関係を示す。対象とする熱音響エンジン（ループ管内には蓄熱器は一つ）の場合で、点線は実験値の外挿線である。

$1/Q$ は系に蓄えられるエネルギー E_S 、系の単位時間当たりの散逸エネルギー $\dot{E}$ 、角振動数 ω を用いて式 (*) のように表すことができる。更に $\dot{E}$ は管での散逸エネルギー $\dot{E}_{Pipe}$ 、蓄熱器での散逸エネルギー $\dot{E}_{Reg.}$ 、蓄熱器に温度勾配を与えたことで生成される熱音響効果による生成エネルギー $\dot{E}_{\Delta T}$ に分けることができる。

$$\frac{1}{Q} = \frac{\dot{E}}{\omega E_S} = \frac{\dot{E}_{Pipe} + \dot{E}_{Reg.} - \dot{E}_{\Delta T}}{\omega E_S} \quad \dots(*)$$

$T_H/T_C = 1$ の時、蓄熱器内でエネルギー変換が起こっていない状態 ($\dot{E}_{\Delta T} = 0$) なので外挿線の y 切片は熱音響エンジンの室温での散逸の程度を表すと言える。 T_H/T_C を大きくすると $1/Q$ が減少している。これは T_H/T_C を大きくすることで $\dot{E}$ が減少していることを意味し、 $\dot{E}_{\Delta T}$ が $\dot{E}_{Pipe} + \dot{E}_{Reg.}$ を補った結果である。このことから、外挿線の傾きは蓄熱器内でのエネルギー変換の活発さを表していると言える。更に T_H/T_C を大きくすると $T_H/T_C = 1.78$ で $1/Q \rightarrow 0$ となる。このとき $\dot{E}_{\Delta T}$ が $\dot{E}_{Pipe} + \dot{E}_{Reg.}$ と釣り合っている状態である。実際、 $T_H/T_C = 1.76$ ($\Delta T = 226$ K)での自励振動の開始を確認したので、系が発振臨界温度比に達するとき $1/Q \rightarrow 0$ となることがわかる。外挿線の y 切片が小さくて傾きが急ならば発振臨界温度は小さくなるので、この二つの要素に着目し第二蓄熱器の r_0 、 L を決定した。

5. 実験結果

Fig. 4 に対象とした熱音響エンジンに第二蓄熱器を設置した場合の $1/Q$ と T_H/T_C の関係を示す。点線は Fig. 3 と同様に実験値の外挿線である。今回の実験の r_0 、 L の範囲内では発振臨界温度比は $1/Q$ の y 切片よりも傾きに大きく

Fig. 3 $1/Q$ as a function of the T_H/T_C of the present engine with a single regenerator.

Fig. 4 $1/Q$ as a function of the T_H/T_C of the present study.

依存していたので、第二蓄熱器の r_0 、 L はループ管内に第二蓄熱器を設置した時、 $1/Q$ の傾きが最大となるものを選んだ。

対象とした熱音響エンジンと比較して第二蓄熱器を設置した場合では外挿線の y 切片の値は大きくなるものの、傾きは約三倍となり $T_H/T_C = 1.30$ で $1/Q \rightarrow 0$ になると読み取れる。実際、実験では $T_H/T_C = 1.34$ ($\Delta T = 100$ K)での自励振動の開始を確認した。第二蓄熱器をループ管部分に設置するという方法が発振臨界を小さくすることに有効であったので、更に蓄熱器を追加し合計五つ設置すると、他の二つの場合と比較して傾きは著しく大きくなり遂には $T_H/T_C = 1.19$ ($\Delta T = 57$ K)での自励振動の開始を確認した。

6. まとめ

・臨界温度比 $T_H/T_C = 1.76$ ($\Delta T = 226$ K)の熱音響エンジンのループ管部分に蓄熱器を複数個追加することで発振臨界温度比を $T_H/T_C = 1.19$ ($\Delta T = 56$ K)まで小さくすることができた。

参考文献

- (1) S. Backhaus and G. W. Swift, Nature, **339** (1999), 335.
- (2) Y. Ueda, et al., Appl. Phys. Lett., **81** (2002), 5252.
- (3) S. Nagata and Y. Ueda, 低温工学, **43** (2008), 561.
- (4) Y. Ueda and C. Kato, J. Acoust. Am., **124** (2008), 851.
- (5) T. Yazaki, et al., Phys. Rev. Lett., **81** (1998), 3128.