C07 気体の圧縮・膨張時の伝熱 (固体壁近傍の温度分布)

Heat Transfer During Compression and Expansion of Gas (Temperature Profile near Wall)

○准 太田 益隆 (神奈川大) 正 原村 嘉彦 (神奈川大)

Masutaka OTA, Yoshihiko HARAMURA,
Kanagawa University, 3-27-1, Rokkakubashi, Kanagawa-ku, Yokohama

Heat transfer during compression and expansion is particularly important in closed-cycle machines such as Stirling engines and pulse-tube refrigerators. It is important to know the temperature profile near the wall by which the heat transmission is determined. The present work measured temperature profile near the wall with a thin ($3.8\mu\text{m}$ diameter) resistance wire. Apparatus have a 39mm diameter, 28mm stroke piston and a 314cm^3 reservoir. The compression ratio is 1.1. The piston is driven by D.C. motor to allow speed adjustment. The distance between the wall and the sensor has been adjusted by using the head that can be adjusted. Measurement was carried out for a range of pressure, frequency, and for several gases. Temperature profiles were correlated with a parameter. Phase advance to that of volume was observed.

Key Words : Heat Transfer, Compression and Expansion, Temperature profile

1. はじめに

圧縮・膨張時の熱伝達は、ほとんどの往復式エネルギー変換機で起こり、機械の性能に大きな影響をあたえる。それは、スターリングエンジンやパルス管冷凍機のような密閉サイクルで特に重要である。従来の対流熱伝達は、流速が低い状況で十分な熱伝達を予想できない。

パルス管の蓄冷器やクーリングヘッド近傍の熱伝達も重要であり、定量的な把握が必要であろう。

スターリングエンジンの効率を高めるためには、熱伝達を増進して圧縮・膨張時の変化を等温に近づけることが重要である。しかし、これは交換器内を流れる作動ガスの流速を高め、圧力損失を増大させるという逆効果を与える結果となる場合もある。したがって、熱伝達と圧力損失を両立させるような設計が必要となる。この設計において、乱流を前提とした熱伝達や圧力損失の評価がよく用いられてきたが、実際のエンジンでは、乱流になるほど流速が速くない状況も多く、温度分布を計算するような数値解析も行われるようになってきている。しかし、このような解析を圧縮性流体に対して行うことはかなり難しく、このような状況をもっと簡易に扱う手法の開発が望まれる。

太田・原村⁽¹⁾は、基本的に静止した気体が圧縮・膨張する際の熱伝達が、気体の種類、周波数、圧力、表面積に関わらず、2つの無次元パラメータの関係でまとめられることを示した。しかし、実際の圧力振幅は浸透深さが深くなる低密度や低周波数の場合は測定された圧力振幅よりも小さくなり、そのため伝熱量も小さくなる。そこで今回は伝熱を決めている固体壁付近の温度分布を実測した結果を示す。

2. 実験装置と方法

実験装置の概要を図1に示す。ピストンは、直径39mm、ストローク28mmであり、ガス空間体積は、中間ストロークで 314cm^3 である。よって、圧縮比は、1.1である。クランク軸にはモータが接続されていて、信号は、直流安定化電源を用いて周波数を調節する。クランク軸、モータ、ロータリーエンコーダは圧力容器に納められており、試験部とともに圧力

を調節できる。

圧力測定は、作動空間の側壁に取り付けてある圧力トランスデューサ(豊田工機製 PD64S-500K)を用い、直流増幅器(豊田工機製 AA6210)で100倍に増幅した後、PCベース測定器(横河電機製 WE7000)に取り込む。体積は、1回転当たり360パルス発生するロータリーエンコーダ(Baumer electric 製 BDK06.05A360-5-4)の信号をもとにしたクランク角から計算した。周波数は、ロータリーエンコーダの信号をDSPで処理し、任意の周波数に制御した。

壁面近傍の温度を測定するために直径 $3.8\mu\text{m}$ のホットワイヤプローブ(TSI 製 1212-T1.5)を用い、測温ユニット(KANOMAX 製 MODEL 1016)により電気抵抗を電圧に変換する。高さを調節できる壁面を用いてセンサ壁面との距離を調節する。

実験条件を表1に示す。条件の距離にし、真空引きした後、試験気体を条件の圧力まで充填する。条件の回転数で安定させ、測定を開始する。測定は20周行いそれらのデータを平均することで整理する。

実験データはノイズの影響を除去するために、3, 5, 10Hzでは73点(前後36点)、7, 15Hzでは109点(前後54点)のデータを用いて Savitzky-Golay 平滑化フィルタ⁽²⁾により平滑化した。

Fig.1 Apparatus

Table 1 Test conditions

Gas	Helium, Argon, Nitrogen
Frequency (Hz)	3, 5, 7, 10, 15
Mean Pressure (kPa)	50, 100, 150, 200, 250, 300, 400, 500
Distance between wall and hot wire sensor (mm)	0.10, 0.20, 0.35, 0.50, 1.00, 1.50, 2.00

3. 実験結果

壁面近傍の温度振幅を整理するために 1 つの無次元数 T_a^* と 1 つの次元を持った変数 x^* で整理した。それぞれ以下のように表わせる。

$$T_a^* = \frac{T_a}{T_{a,adia}} \quad (1) \quad x^* = \frac{\sqrt{x}}{\sqrt{2\alpha/\omega}} \quad (2)$$

ここで、 T_a は測定された温度振幅、 $T_{a,adia}$ は測定された圧力振幅を断熱変化で与える温度振幅、 α は熱拡散率、 ω は角周波数である。また、 $\sqrt{2\alpha/\omega}$ は浸透厚さを表す。この 2 つの変数で整理した結果を図 2 に示す。ヘリウムでは、すべての条件で 1 つの曲線に乗っている。アルゴンと窒素では T_a^* が大きくなるとばらつきが見られるものの小さい領域ではよくまとまっている。3 つの気体による一致は見られないが、3 つの気体で同じような傾向が見られる。 x^* が約 30 までは温度勾配が直線的である。勾配はヘリウム、窒素、アルゴンの順に緩やかになっていく。周波数が大きく、壁面からかなり離れたバルクでは、 T_a^* は 1 に近づかずである。しかし、本実験ではすべての気体で 1 よりも小さい値に収束する。これは周波数が大きくなるにつれてホットワイヤの周波数応答が悪くなるためと思われる。

図 3 は、ヘリウム、周波数 3Hz、平均圧力 100kPa で壁面から 0.10mm と 0.20mm の位置の温度の平均温度からの偏差を上死点から 1 周期示している。膨張による温度変化率の方が圧縮による温度変化率に比べて少し急になっていることがわかる。また、体積変化に対して温度変化の位相が進んでいることがわかる。Lawton⁽³⁾による実験でも同様の現象が見られた。これは以下のように説明されている。膨張してバルク温度が低いとき、壁面近傍はそれより高温である。これが圧縮によって温度上昇するが、上死点に近づくと壁面やバルクへの熱の逃げがまさって温度変化が減少に転じる。

4. 誤差の検討

考えられる誤差は、ノイズ、ホットワイヤセンサの応答である。ノイズに関しては、Savitzky-Golay 平滑化フィルタを行うことで $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 以下に抑えることができた。

センサに関しては、センサの温度変化を引き起こすにはセンサと気体の間に温度差が必要であり、これが誤差の原因となる。センサのエネルギー方程式

$$\frac{\pi}{4} d^2 \rho c_p \frac{dT}{dt} = q \pi d L \quad (3)$$

から表面熱流束の振幅を求める。ここで、 d はセンサの直径、 L はセンサの長さ、 ρ は密度、 c_p は比熱、 q は熱流束である。センサ周りの気体のエネルギー方程式の温度を時間の関数と半径 r の関数 R に変数分離をすると、角周波数 ω の周期的な変化をする場合には、 R は式(4)を満たす。

$$\frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR}{dr} - \left(i \frac{\omega}{\alpha} \right) R = 0 \quad (4)$$

ルンゲクッタ法を用いて無限遠で収束する解を見つけ、表面熱流束振幅を与える温度分布を求める。センサ表面に接した

気体の温度と無限遠での温度との差によって測定誤差が評価できる。これは高周波数になるにつれて大きくなるが、測定された温度変化の 10% 以下であって、ほぼ無視してよい値である。

ホットワイヤによる測定で支柱による影響が考えられる。

Fig.2 Dimensionless temperature amplitude function as x^*

Fig.3 Temperature difference from T_0

5. まとめ

圧縮・膨張時の熱伝達に重要である壁面近傍の温度分布を測定した。2 つの変数を用いることにより気体ごとに温度振幅と壁面からの距離をまとめることができた。しかし、1 つは次元を持った変数であり、実際に熱伝達を求めるような形になっていない。今後、ホットワイヤの支柱間距離を変えた実験を行い、サポート間距離が温度測定にどのように影響しているかを調べる必要がある。

参考文献

- (1) Ota, M., and Haramura, Y., "Heat Transfer During Compression and Expansion of Gas," Proc. 6th KSME-JSME thermal and fluids engineering conference, (2005) EH.06.
- (2) Press, W. et al., "Numerical Recipes in Fortran 77 Second Edition," Cambridge Univ. Press, Cambridge, UK, (1992) pp. 644-649
- (3) Lawton, B., "Effect of compression and expansion on instantaneous heat transfer in reciprocating internal combustion engines," Proc. Instn. Mech. Engrs., 201, (1987) pp. 175-186.