A09 大形スターリングエンジンに関する考察

○ 正 塚原茂司(明大) 正 高橋眞太郎(明大) 園邊聖芳(明大院)
田村太知(ブリジストン)

Study on Large-Sized Stirling Engine

Shigeji TSUKAHARA, Shintaro TAKAHASHI, Masayoshi SONOBE

Meiji University, 1-1-1, Higashimita, Tamaku, Kawasaki

Taichi TAMURA, Bridgestone Corp. 3-1-1, Ogawahigashicho, Kodaira, Tokyo

Stirling engine is very attractive prime mover because of its inherent advantages such as high thermal efficiency, high applicability to use of many kinds of fuels or thermal energies, clean exhaust, low level of vibration and noise etc. But until now, the size of the engines developed are relatively small and the output maximum is 100kW at most. One major reason why few research about large-sized Stirling engine performed is, of course, there is no demand to apply the engine as a high output power plant. But it is very important to discuss about a large-sized Stirling engine for the engine development. So, we have studied mainly about the relation between the engine size and the compression ratio by using computer simulation. Results are obtained as the limited area to be good relation for them and expected output.

Key words: Large-sized Stirling Engine, Compression Ratio

1. まえがき

スターリングエンジンの研究は、特に1936年から始まったフィリップス社の実用的開発研究が推進役となって世界に広まり、結果として優れたエンジンを動力界に送り出すまでに至っている。近年、他の動力源のめざましい発展により、いまだ主流には至っていないが、高熱効率、燃料の多様化適合性、低公害性等はこのエンジンの将来性を示すものとして期待されている。しかしながら、これまで開発されたエンジンは最高出力で100kW程度であり、このエンジンのさらなる発展のためには、広い範囲の出力要求に応えられるかどうかガキとなる。

そこで本報では、エンジンが大形化した場合、どのような形態になるのか、エンジンシミュレーションを中心にして、熱通過によるヒータ管内の温度降下、管径による熱伝達率変化や圧力損失等を考慮して最適な圧縮比範囲を求め、結果を図示した。これらから、エンジンの大形化は有望であるという見通しを得た。

2. 圧縮比に関する考察

2.1 定性的考察

スターリングエンジンの熱効率は、以下のように定義される。

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{in}} \quad (1)$$

ここで L_e は軸出力(kW)、 Q_{in} はヒータ管群への熱入力(kW)で、それぞれ以下のように表される。

$$L_e = C_1 \cdot p_{mc} \cdot V_{st} \cdot n = C_1' \cdot P_R \cdot D^2 \quad (2)$$

$$Q_{in} = \pi \cdot m_h \cdot d_h \cdot \ell_h \cdot q_{in} \quad (3)$$

ただし、 C_1, C_1' : 定数、 p_{mc} : 平均有効圧力、 V_{st} : 行程容積、 n : エンジン回転数 D : シリンダ径、

P_R : 出力率 ($= p_{mc} \cdot C_m$, $C_m = S \cdot n/30$

ピストン平均速度) S : ピストン行程、 m_h : ヒータ管本数、 d_h : ヒータ管内径、 ℓ_h : ヒータ管長さ q_{in} : ヒータ管熱流束

式(1)に式(2)、(3)を代入すると熱効率は以下のように表される。

$$\eta_e = \frac{C_1'}{\pi} \cdot \frac{P_R}{q_{in} \cdot m_h \cdot d_h \cdot \ell_h} \cdot \frac{D^2}{D^2} \quad (4)$$

一方、圧縮比 ε を以下のように定義する。

$$\varepsilon = \frac{V_x + V_{st}}{V_x} = 1 + \frac{V_{st}}{V_x} = 1 + \frac{V_{st}}{V_h} \cdot \frac{V_h}{V_x} \quad (5)$$

ただし、 $V_x = V_{min}$ (V_{min} : 系内容積変化の最小値)

$$\text{式(5)に、} V_{st} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S, \quad V_h = \frac{\pi}{4} \cdot m_h \cdot d_h^2 \cdot \ell_h$$

および式(4)を変形して代入すると以下が得られる。

$$\varepsilon = 1 + K \frac{D}{d_h} \quad (6)$$

ただし、 $K = \text{const} \cdot \eta_e \cdot \frac{q_{in}}{P_R} \cdot \frac{V_h}{V_x}$ であり、 $S/D = 1$ とした。

式(6)より大略的には、スターリングエンジンの圧縮比は、① D/d_h が一定の時 (ヒータ管内径がシリンダ径に比例するとき) エンジンの大きさによらず圧縮比は一定値となり、② d_h が一定の時は、シリンダ径が大きくなるほど圧縮比は増大することがわかる。ただし、 V_h/V_x をシリンダ径によらず一定と

して扱っているが、この影響については後述する。

2.2 定量的考察定量的考察

2.2.1 各種仮定及び条件

a) 解析対象：本解析において対象としたエンジン形式は、ダブルアクティング形で、1シリンダ1ピストン形であるが、解析はα形として行った。

b) 基準エンジン：エンジン寸法についての検討では基準エンジンを定め、それを出発点と考えた。基準エンジンには必要なデータが明らかとなっているものが望ましく、その観点からここでは三洋電機の開発したNS30S¹⁾ (Fig.1. シリンダ径 $D=68\text{mm}$, 行程 $S=40\text{mm}$, 出力/回転数 $=39.1\text{kW}/1500\text{rpm}$) を採用した。

c) 容積補正：各熱交換器との接続部やピストン上部にある死容積については記述がないので、General Motors 社製 GPU-3 のデータ¹⁾ を参考とし補正係数を定めて使用した。ただし、熱交換面積についてはNS30Sのデータ(補正前データ)を使用している。

d) ヒータ、クーラ形状：ヒータ、クーラでの熱入出力の計算では、エンジン出力の大小に関係なくそれぞれの熱流速を一定と仮定した。ヒータ形状はヒータ管の構成形態、本数、管径、長さで与えられ、各エンジンによりそれぞれ特徴を有する。ここではヒータ管1本の長さはシリンダ径に比例するとしたが、適切なヒータ管の構成形態についてはさらに後日論じることとした。クーラは一般的に採用されているシェルアンドチューブ方式とし、クーラの本数、管径、長さの決定はヒータの決定条件に合わせている。

e) 再生器形状：再生器筒径はシリンダ径に比例するとし、マトリクスは150meshのSUS金網とした。

f) 基準仮定：シリンダ径が変化する場合、ヒータ管内径との関係を示す基準仮定として次の2ケースを設ける。

① D/d_h が一定 (d_h と D は比例関係にある)

② d_h が一定 (m_h が変化)

g) 相関係数、拡大係数：実際の設計条件は上記基準仮定①～②の間にあると考えられる。そこでシリンダ径とヒータ管内径を関係づける相関係数 J を導入し、 J を0～1まで0.1刻みにして計算した。

$$d_{hi} = \left(\frac{D_i}{D_0} \right)^J d_{h0} \quad (7)$$

ただし、 D_i ：シリンダ直径、 D_0 ：基準シリンダ直径
 d_{hi} ：ヒータ管径、 d_{h0} ：基準ヒータ管直径。

$J=1$ は基準仮定①に、 $J=0$ は基準仮定②になる。データの整理には次の拡大係数を定義して使用した。

$$I = (D_i/D_0) \quad (8)$$

Fig.1 Cross sectional view of NS30S Stirling Engine

2.2.2 計算結果

上記の条件等を基に計算を行った。なお、圧力変動や図示出力の計算は、作動流体をヘリウムガスとして以下の値を用い、等温サイクルとして行った。

$$p_{mean} = 15.4 \text{ (MPa)}$$

$$T_H = 955 \text{ (K)}$$

$$T_C = 298 \text{ (K)}$$

$$C_m = 2 \text{ (m/s)}$$

$$D_0 = 68 \text{ (mm)}$$

$$d_{h0} = 3 \text{ (mm)}$$

Fig.2 は、基準仮定①、②における圧縮比の変化を示したものである。

Fig.2 Compression Ratio and Engine Size (1)

定性的結果から、基準仮定①ではエンジンの大きさにらず一定値をとるはずであったが、計算結果は拡大係数が6くらいまでに圧縮比は高くなり、その後、緩やかに増加している。これに関し、式(5)中の (V_h/V_s) について調べてみると、Fig.3 のようになり (V_h/V_s) の影響の大きいことがわかる。

Fig.4 は基準仮定①、②間の傾向を相関係数により表したもので、ほぼ同じような傾向が得られる。いずれにしてもエンジンを大形化すると、圧縮比を高くすることが可能であることを示している。各種損失を考慮しない状態での図示出力は Fig.5 で見るように基準仮定②に近づくほど圧縮比が高くなるので高くなる。

Fig.3 V_h/V_s and Engine Size

Fig.4 Compression Ratio and Engine Size (2)

3. 大形化により生じる損失

エンジンの大形化によって生じる損失はいくつかあるが、ここではヒータにおける温度降下と熱伝達率低下による損失、ヒータ、再生器、クーラ等熱交換器で生じる圧力損失について述べる。(Fig.6)

3.1 伝熱損失

ヒータ管で生じる伝熱損失には、管壁で生じる熱伝導損失と管内径増加による熱伝達率低下損失がある。

3.1.1 熱伝導損失

管肉厚 t は $t = pD/2\sigma$ となる。すなわち、管肉厚は、シリンダ径 D 、ガス圧力 p が大きくなるほど厚くなる。ここでは管の材質をハステロイ X とし、管外壁温度を $T_{wo} = 1218$ (K) 一定として管内壁温度を計算した。拡大係数 $I = 15$ の場合、管内外壁温度差は管内径が変化しない基準仮定② ($J=0$) では 10K 程度と小さく、基準仮定① ($J=1$) では壁が厚くなるので 75K となった。

Fig.5 Indicated Output of 4cyl. Engine

Fig.6 Explanation of Losses on Heater Tube

3.1.2 熱伝達損失

通常、管内乱流伝熱では $Nu \propto Re^{0.8}$ で表せるが、その熱伝達率は管内径が大きくなるほど低く、ガス流速が速くなるほど大きくなる。計算結果から、基準仮定②($J=0$)では管内径が小さく、ガス流速が速くなるので熱伝達率は高くなりヒータ管内ガス温度は高くなるが、相関係数 J が $0.8 \sim 1$ ではヒータ管内ガス温度は基準エンジンの温度より低くなり、出力向上には寄与しない。

3.1.3 伝熱損失考慮後の図示出力

Fig.7 は Fig.5 で示された図示出力から熱伝導損失、熱伝達損失を差し引いた出力を示したものである。基準仮定①($J=1$)の出力は他の図示出力から大きく離れているのがみられる。

Fig.7 Indicated Output (Heat Transfer Loss corrected)

3.2 ガス流動による圧力損失

ヒータ、再生器、クーラに生じる圧力損失による損失出力の合計を Fig.8 に示した。 $J=0 \sim 0.3$ では管内径が小さく、 ℓ_h/d_h が大きくなるため流動損失は非常に大きくなる。

Fig.8 Power Loss due to Pressure Drop

3.3 伝熱損失と圧力損失を考慮した図示出力

Fig.9 は Fig.5 で示された図示出力から伝熱損失と圧力損失による損失出力を差し引いた値を示したものである。同図より基準仮定②($J=0$)

近傍では圧力損失による出力損失が高く、基準仮定①($J=1$) 近傍では伝熱損失による出力損失が大きい。

Fig.9 Indicated Output of 4Cyl. Engine (each Power Loss corrected)

Fig.10 Suitable Region for Compression Ratio

4. 大形エンジンの適正寸法

エンジンの大形化によって生じる典型的損失を考慮し、適正と考えられる圧縮比範囲を求め Fig.10 に示した。図中のハッチング①は圧力損失から望ましくない領域、ハッチング②は基準エンジンより熱効率が低くなる領域で、結局、相関係数 $J=0.4 \sim 0.7$ が設計条件として適しているといえる。

5. あとがき

スターリングエンジンの大形化と圧縮比についてエンジンシミュレーションにより考察し、本報告の条件設定範囲では大形化により、圧縮比を高めることが可能であることがわかった。

[参考文献]

- 1) 日本機械学会 RC110 研究成果報告書 1994.3