

スターリングエンジンの強度設計

- 模型エンジンから実用エンジンへの展開 -

Strength Design for Stirling Engines

正 川田正國（海技研） 正 平田宏一（海技研）

Masakuni KAWADA and Koichi HIRATA, National Maritime Research Institute, Shinkawa 6-38-1, Mitaka, Tokyo

Key words: Stirling Engine, Pressure Vessel, Strength of Materials

1 まえがき

模型スターリングエンジンは、一般に作動流体（ガス）に空気をういて大気圧で運転される構造様式が採用されていることから、教材用としても広く普及している。一方、実用のスターリングエンジンは作動ガスに分子量の小さなヘリウムや水素が用いられ、密封された容器の中に数 MPa から 10 MPa 程度の高い圧力で充填されている。実用エンジンの構造は複雑であり、その開発には安全性や信頼性を含め、多くの知識と経験を必要とする。したがって、模型エンジンと実用エンジンでは基本構造設計の考え方が異なる。本報では、従来の模型エンジンの寸法形状と同程度でありながら、より大きな出力が得られるようなエンジンの構造設計について考える。ここでは設計の基本である圧力容器構造としての強度計算における基本的な項目について考察する。

2 大気圧エンジンおよび加圧型エンジンの構造

スターリングエンジンを大出力化する方法としては、膨張空間の温度を高めること、掃気容積を大きくすること、あるいは

は内部の作動ガス圧力を上げることが挙げられる。簡単なエンジン構造でそれを実現するには、内部の作動ガス圧力を上げることが効果的である。

図1に大気圧エンジンと加圧型エンジンの構造例を示す。加圧型エンジンは、密閉構造のクランクケースを有し、駆動機構や小形発電機（直流モータ）がその中に収められている¹⁾。加圧型エンジンの設計では、大気圧エンジンでは問題とならなかった圧力容器構造としての強度計算が必要になる。

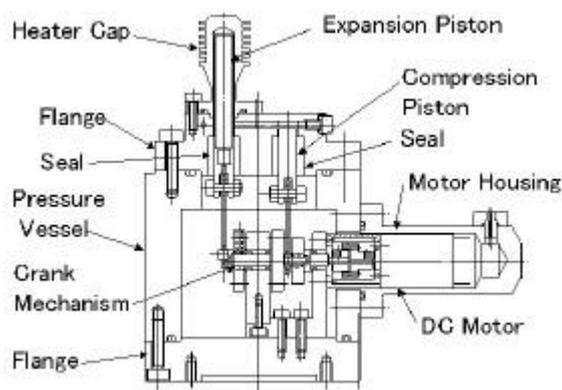
3 許容引張応力と強度計算

3.1 許容応力 一般に、材料の引張強さを基準とした構造設計においては許容応力の値が用いられる。本来、強度部材の許容応力の値は、十分な安全性並びに負荷によって生じる応力の大きさを考慮し、設計者自身が決定するものである。しかし、圧力容器構造においては JIS でその値が決められている²⁾。

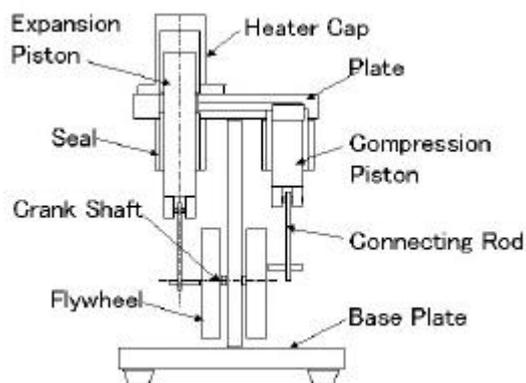
図2に模型エンジンの加熱キャップに使用したステンレス鋼の許容引張応力と温度との関係を示す。加熱キャップは一端が高温に、他端が室温付近の温度に保つ必要があり、内部の作動ガス圧力と熱応力を受ける。加圧型エンジン用加熱キャップはそれに作用する応力の大きさと温度の関係から寸法形状が決められている。

3.2 強度計算式 圧力容器の強度計算例として加熱キャップを取上げ、材料力学に基づく計算式および圧力容器の設計に用いられている計算式を示す。図3に示した加熱キャップは胴と底板およびフランジが一体構造となっているが、必要とする板厚（肉厚）は材料力学における内圧が作用した薄肉円筒の問題として、円周方向に働く引張応力と底板方向に働く引張応力の大きさから求められる。

円周方向に働く引張応力 σ_r (N/mm²)は加熱キャップの内径を D_i (mm)、胴の板厚を t (mm)、内圧を p (MPa)とすれば、応力 σ_r は次式で与えられる。



(a) Hermetic Type Stirling Engine



(b) Model Stirling Engine

Fig. 1, Schematic Structure of Stirling Engines

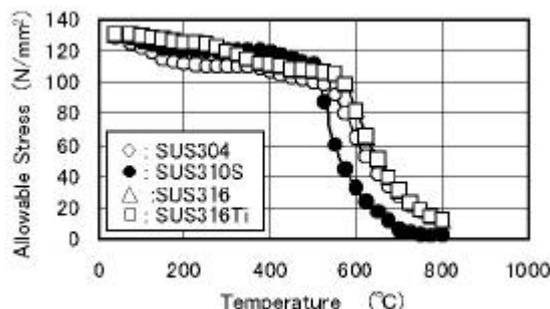


Fig. 2, Relation between Allowable Tensile Stress and Temperature

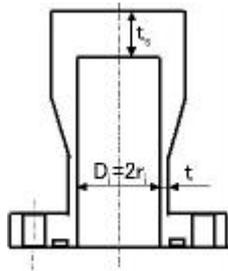


Fig. 3, Shape of Simple Heater Cap for Calculation

$$s_r = \frac{pD_i}{2t} \quad \text{または} \quad s_r = \frac{pr_i}{t} \quad (r_i: \text{内半径}) \quad (1)$$

底板(軸)方向に働く引張応力 s_a は次式で求められる。

$$s_t = \frac{pD_i}{4t} \quad \text{または} \quad s_t = \frac{pr_i}{2t} \quad (r_i: \text{内半径}) \quad (2)$$

板厚 t は s_r および s_t の計算値が許容引張応力以下となるように決めなければならない。

一方、JIS で定められている圧力容器の強度計算では、胴部の最小肉厚 t (mm)は、内径 D_i を基準として次式で与えられる²⁾。

$$t = \frac{pD_i}{2s_a - 1.2p} \quad (3)$$

ここで、 p (MPa)は設計圧力、 D_i (mm)は腐れ後の円筒胴の内径、 s_a (N/mm²)は許容引張応力である。

シリンダ底板は平板として、その計算厚さ t_s (mm)は次式から求められる。

$$t_s = D_i \sqrt{\frac{Cp}{s_a}} \quad (4)$$

ここで、 C は平板の取付け方法によって定める定数である。

4 加圧型エンジンの設計

4.1 加熱キャップの強度計算 図4に内径20 mmの加熱キャップ(SUS304)に内圧が3 MPa作用した場合の胴部肉厚と温度の関係について式(1)および式(3)を用いて計算した結果を示す。図5には使用温度800において内圧を変化させたときの胴部の必要とする最小肉厚の計算結果を示す。

計算によって求めた加熱キャップの最小肉厚は、高温側で大きく室温側では小さくなる。胴部肉厚は圧力3 MPa以下、温度500以下であれば計算結果に大きな差はない。一方、底板の肉厚に関しては計算結果に大きな差がある。これは、薄肉円筒の式では止まり穴隅部の応力集中の影響を無視しているためである。また、加熱キャップの室温側の最小肉厚は0.3 mm程度であり、このような薄肉円筒の加工では、偏肉(肉厚の不揃い)に注意しなければならない。

4.2 低温部材の強度計算 低温シリンダの強度計算は、加熱キャップと同様に計算できる。低温シリンダは室温付近にあるので許容引張応力の値も大きいので、計算で求めた板厚

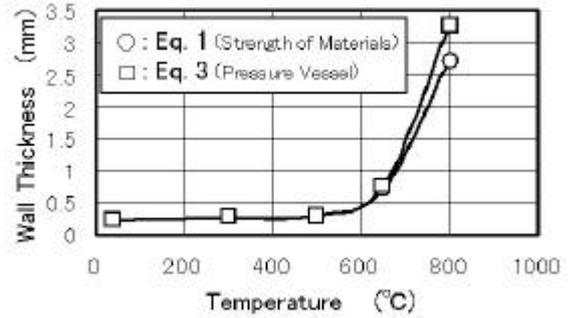


Fig. 4, Relation between Minimum Thickness of Heater Cap and Temperature at Pressure of 3 MPa

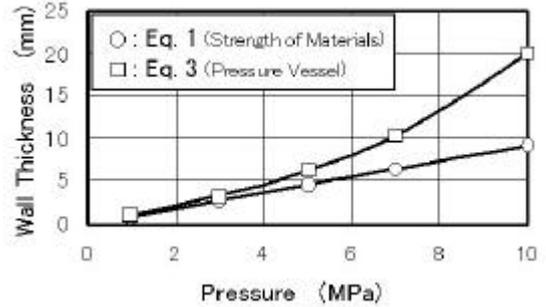


Fig. 5, Relation between Minimum Thickness of Heater Cap and Pressure at temperature of 800

は小さくなる。したがって、実際のシリンダの肉厚は要求される精度と加工の容易さで決められる。

図3に示した加圧型エンジンのクランクケースは円筒形状である。したがって、上述した加熱キャップの胴部の最小肉厚と同様にして計算できる。

4.3 実用エンジンへの展開 以上の検討結果を踏まえ、小形・高出力エンジンの設計で考慮すべき項目について考察する。圧力容器の計算では、(i)安全を最優先とした強度計算手法の確立、(ii)内部機構部品の取付け面となる低温側において、可動部品の運動特性に及ぼす構造材料の変形量の見積りおよび(iii)外部シール装置の開発が挙げられる。

運転時には、接続棒や軸受などの機構部品に大きな変動荷重が作用するので、(i)接続棒では座屈荷重について、(ii)軸受ではアライメント誤差を含めた寿命特性を明らかにする必要がある。さらに、高性能化を図るには高温および低温熱交換器の伝熱特性を向上させることが必須の技術である。

5 あとがき

エンジンの小形・高出力化を目指した設計の基本として、圧力容器構造の計算手法について述べた。強度計算は安全を基本とするが、それに加えて可動部の運動特性を考慮した構造材料の変形量を見積る必要がある。それは小形・高出力エンジンの開発で必須となる機械損失の低減を実現することにもなる。

参考文献

- 1) 川田、平田、ハーメティック形マイクロスターリングエンジンの設計・試作、日本機械学会第8回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集、2004
- 2) 日本規格協会編、JISハンドブック 高圧容器・ボイラ、日本規格協会2005

