

スターリングエンジンの原理と開発事例

平田 宏一*・川田 正國*

1.はじめに

スターリングエンジンは、高熱効率性、低公害性、使用熱源の多様性などの優れた特徴を持つ外燃機関である。このエンジンは、1816年にスコットランドの牧師ジェームス・スターリングによって発明されて以来、幾度かの発展と低迷を繰り返しながら高性能化・実用化への挑戦が試みられてきた。そして、省エネルギーや環境問題が深刻な社会問題となっている現在、スターリングエンジンへの期待が再び高まってきている。本報では、スターリングエンジンを理解するための導入として、本エンジンの基本原理、形式並びに開発事例について解説する。

2. スターリングエンジンの基本原理

ガソリンエンジンに代表される内燃機関は、燃料をシリンダ内で爆発させてその圧力変化を利用して運転している。それに対して、スターリングエンジンは、作動ガスの温度変化と容積変化の関係を巧みに利用して運転している。以下、スターリングエンジンの構造、作動原理並びに代表的な基本形式について概説する。

2.1 スターリングエンジンの構造と作動原理

気体は、熱が与えられて温度が上昇すると膨張

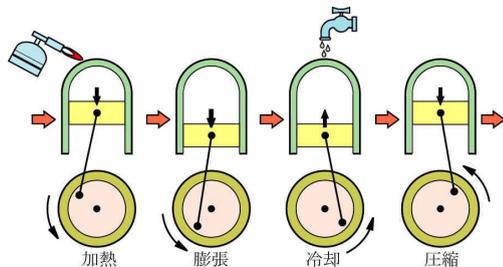


図1 加熱と冷却により作動するエンジン

し、熱が奪われて温度が低下すると収縮する。この性質を利用すれば、図1に示すような加熱・膨張・冷却・圧縮を繰り返すエンジンを実現できる。しかし、このようなサイクルを1つのシリンダで構成した場合、シリンダの熱容量が大きいため、高い回転数での運転は望めず、実用的なエンジンは成立しない。図2に示すように、スターリングエンジンは、温度差を持つ2つのシリンダと約90°の位相差を持つ2つのピストン、ヒータ・再生器・クーラと呼ばれる熱交換器、さらに円滑な連続運転を可能とするためのフライホイールから構成されている。

図3は 形と呼ばれるスターリングエンジンの

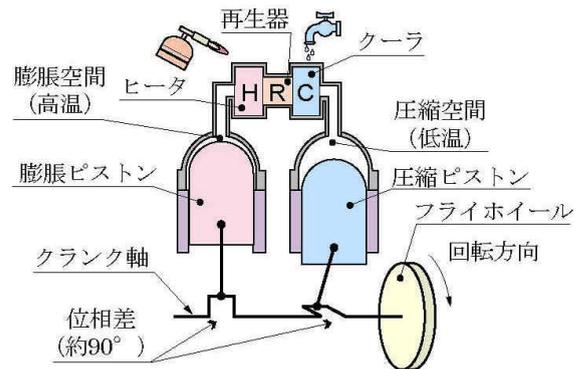


図2 スターリングエンジンの基本構造 (形)

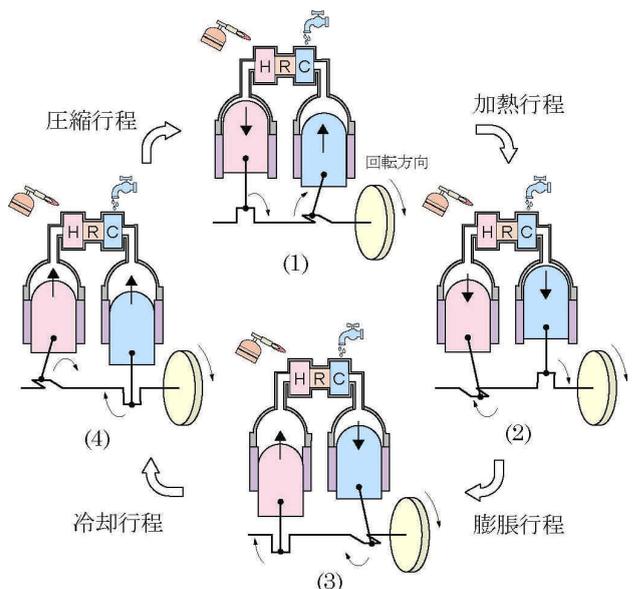


図3 スターリングエンジンの作動原理 (形)

* 海上技術安全研究所

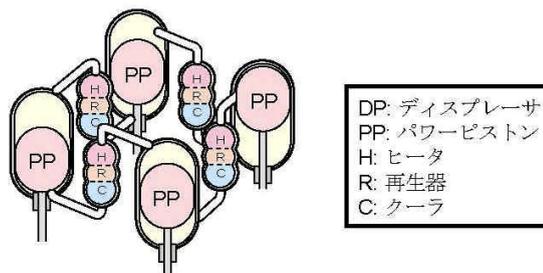
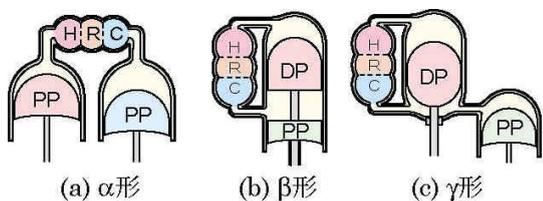
(Koichi Hirata, Masakuni Kawada)

作動原理を示している。同図(1) (2)の加熱行程では、膨脹ピストンは下向きに、圧縮ピストンは上向きに動く。作動ガスは圧縮空間（低温空間）から膨脹空間（高温空間）へ流れ、エンジン内部の圧力は上昇する。(2) (3)の膨脹行程では、2つのピストンは作動ガスの圧力を受けて、ともに下向きに押し下げられる。このときにエンジンは駆動トルクを得る。(3) (4)の冷却行程では、フライホイールに蓄えられたエネルギーを利用してクランク軸が回転する。この間、膨脹ピストンは上向きに、圧縮ピストンは上向きに動く。作動ガスは膨脹空間から圧縮空間に流れ、エンジン内部の圧力が低下する。(4) (1)の圧縮行程では、作動ガスの圧力とピストン背面の圧力との差を受けて、2つのピストンが上向きに押し上げられる。爆発を利用する内燃機関と異なり、圧縮行程のときにもエンジンは駆動トルクを得る。スターリングエンジンは以上の行程を繰り返して動いている。なお、後述するように、スターリングエンジンにはディスプレイサ形（形、形）と呼ばれるエンジン形式がある。構成はやや異なるが、作動ガスの移動により圧力変化を生じさせ、膨脹・圧縮を繰り返すという原理は全く同じである。

2.2 スターリングエンジンの分類

スターリングエンジンを作動空間とシリンダの配置により分類すると、図4に示す4つの形式に分類される。それらの特徴は以下の通りである。

(1) 形スターリングエンジン



(d) ダブルアクティング形

図4 スターリングエンジンの形式

2つのパワーピストンで構成される形エンジンは、圧縮比（最大容積/最小容積）を高めやすく、高出力が得られやすいという特徴がある。また、形や形などのディスプレイサ形エンジンとは異なり、ロッドシールが不要なため、構造の単純化が可能になる。しかし、2つのパワーピストンに厳重なシールが必要であり、特に高温部でのシールの選定には細心の注意を払う必要がある。

(2) 形スターリングエンジン

ディスプレイサとパワーピストンを同一シリンダに配置した形エンジンは、エンジンを小型化できるのが最大の特徴である。また、熱交換器を円周上に配置しやすいため、熱交換器内の作動ガスの流れを均一にするのが容易な形式であると言える。原理的には形エンジンと同じであるが、形エンジンはディスプレイサとパワーピストンをオーバーラップできる点が異なり、そのため、作動空間を有効に利用でき、高出力化が可能となる。一方、同軸上の2つのピストンに適切な位相差を与えながら往復運動させるための駆動機構が複雑になる等の問題がある。

(3) 形スターリングエンジン

ディスプレイサとパワーピストンとが異なるシリンダに配置された形エンジンは、エンジンの小型化が難しく、構造上、圧縮比が高められないため高出力化が難しい。そのため、従来の高性能エンジンではほとんど採用されていない形式である。しかし、熱交換器形式の自由度が高いことやディスプレイサとパワーピストンの容積比を自由に換えやすいことなどの特徴があり、研究用のエンジンで使われることがある。

(4) ダブルアクティング形スターリングエンジン

通常のダブルアクティング形エンジンは4シリンダで構成されている。隣り合うピストンの上面と下面の空間を、熱交換器を介して連結することで、作動空間は通常の形エンジンの4台分（8シリンダ分）に相当する。この形式は、エンジンの小型化が可能であり、高出力エンジンに適している。一方、各ピストンおよびロッドシールに厳重なシールが必要になることや4つのピストンを動かす駆動機構が複雑になる等の問題がある。

2.3 スターリングエンジンの高出力化・高性能化

以上のような原理に基づく、極めて簡単な構造のスターリングエンジンを設計・製作することは容易である。実際に、大気圧空気で作動するモデルエンジンが、国内外の多くの教育機関において教材として使われている。

一方、実用的な出力・性能を得るためには、作動空間内に高圧の作動ガスを封入し、運転するのが一般的である。また、伝熱性能の向上や熱交換器における圧力損失の低減の観点から、ヘリウム等の分子量の小さい作動ガスが用いられることが多い。

3. スターリングエンジンの要素技術

外燃機関であるスターリングエンジンは、作動ガスの圧力変化を利用し、ピストンを往復運動させるという点において、本質的に内燃機関と同じである。しかし、高効率化のために必要不可欠な再生器や密閉サイクルを構成するのに重要な無潤滑シール等、独自の要素技術が必要となる。

3.1 再生器の役割と熱効率

エンジン内の作動ガスは、膨脹空間と圧縮空間との間を、ヒータ、再生器及びクーラで構成される熱交換器を介して往復動する。ヒータとクーラの上に配置される再生器は、スターリングエンジンの熱効率の向上に欠かせない要素部品である。実際のエンジンにおける代表的な再生器は、ステンレス鋼製の積層金網である。以下、再生器の役

割を概念的に説明する。

膨脹空間温度を T_H 、圧縮空間温度を T_C に保つための熱交換器を考える。図 5(a) に示すように再生器が挿入されていない場合、作動ガスがヒータからクーラの方に流れる際、ヒータから流出した温度 T_H の作動ガスは、クーラを通過する間に温度 T_C まで冷却される。逆に、作動ガスがクーラからヒータの方に流れる場合、クーラから流出した温度 T_C の作動ガスは、ヒータを通過する間に温度 T_H まで加熱される。すなわち、ヒータ及びクーラでは、作動ガスを温度 T_C から温度 T_H まで、あるいは温度 T_H から温度 T_C まで、加熱・冷却するための多大な交換熱量が必要となる。

次に、図 5(b) に示すように、理想的な再生器が挿入されている場合を考える。作動ガスがヒータからクーラの方に流れる場合、温度 T_H の作動ガスの熱量 Q が再生器に蓄えられ、再生器から流出する作動ガス(クーラ入口の作動ガス)は温度 T_C にかなり近いところまで低下する。したがって、作動ガスの膨脹・圧縮を考えなければ、クーラの交換熱量が少なくても、圧縮空間は温度 T_C を保つことができる。逆に、作動ガスがクーラからヒータの方に流れる場合、蓄えられた熱量 Q を再利用することで、再生器から流出する作動ガス(ヒータ入口の作動ガス)は温度 T_H にかなり近いところまで上昇する。したがって、ヒータの交換熱量は極めて小さくできることになる。すなわち、再生器を挿入することで熱交換器内を往復動する「熱」を有効利用でき、スターリングエンジンは高い熱効率を実現できる。もちろん、実際のエン

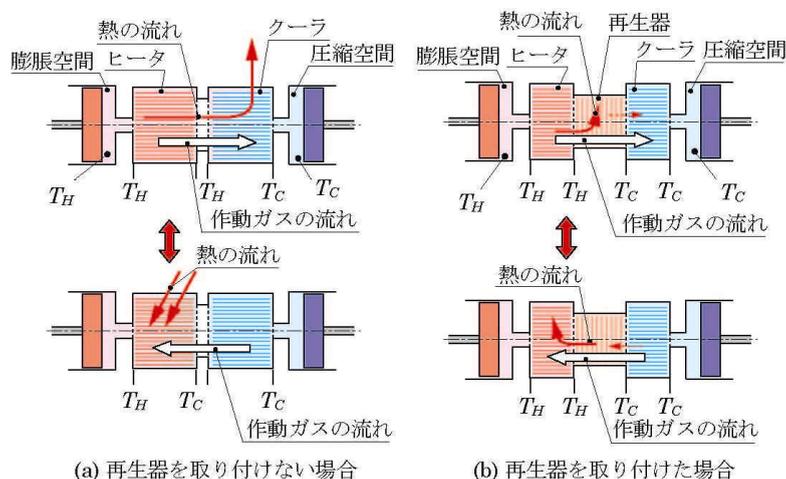


図 5 スターリングエンジンの再生器

ジンは膨脹・圧縮を行い，外部に対して仕事を
 するため，それに必要なヒータへの入熱量及びクー
 ラからの冷却熱量が必要となる。

3.2 ピストン駆動機構

スターリングエンジンは2つのピストンで構成
 されており，それらのピストンの往復動を適切な
 位相差（一般には90°程度）で回転運動に変換す
 る必要がある。そのようなピストン駆動機構にお
 いて，内燃機関と同様な単クランク機構を用いる
 ことも不可能ではない。しかし，後述する無潤滑
 のピストンシールやロッドシールを適切に機能さ
 せるためには，一般に，ピストンのサイドスラ
 スト（シリンダ内面に対する側圧）を低減できる機
 構，すなわち直線近似運動機構が用いられる。図
 6 にピストン駆動機構の代表的な例を示す。これ
 らの他にも多数の機構が考案され，機構部の小型
 化やサイドスラストの低減が図られている。

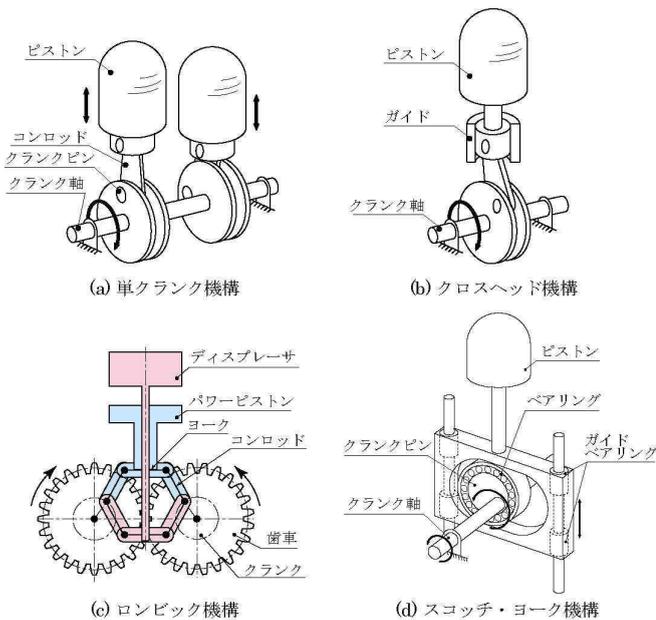


図6 ピストン駆動機構の例

3.3 シール機構

スターリングエンジンには，作動空間内の作動
 ガスをシールする内部シールと作動ガスと大気と
 の間を密封する外部シールがある。内部シールは
 パワーピストンやディスプレイサ，あるいはディ
 スプレーサロッドに装着され，作動空間の容積変
 化に伴う作動ガスの圧力振動（圧力の周期的な変

化）を発生させるとともに，高温と低温の2つの
 空間に作動ガスを移送するために必要である。ス
 ターリングエンジンは密封サイクルを構成しており，
 内部シールを油潤滑とすると，油を排出する
 ことができず，熱交換器に潤滑油が付着し，伝熱
 性能の低下あるいは破損につながる。したがって，
 内部シールは本質的に無潤滑の条件で作動させる
 必要がある。図7にピストンシール（内部シール）
 の代表的な例を示す。内部シールには作動ガスの
 漏れを極力抑え，摩擦損失が小さく，耐久性に優
 れていることが要求される。さらに，シールは乾
 燥潤滑状態での使用において要求される機能・性
 能を満足させなくてはならないので，シール材料
 の選択や方式の検討は重要である。従来から開発
 されてきた多くの高性能エンジンにおいては，摩
 擦係数が小さく，耐熱性に優れた，カーボン含有
 のPTFE製シールが用いられている。

一方，クランク軸部の外部シールとして，クラ
 ンクケース内部が加圧される構造のエンジンでは，
 メカニカルシールが用いられることが多い。作動
 ガスの外部への漏れはエンジンの性能を低下させ
 るので，シール面の表面性状や組立精度には十分
 注意が必要である。なお，昨今の発電用途に用い
 られるエンジンにおいては，発電機を圧力容器に
 内蔵したハーメティック形式が採用されることが
 多い。

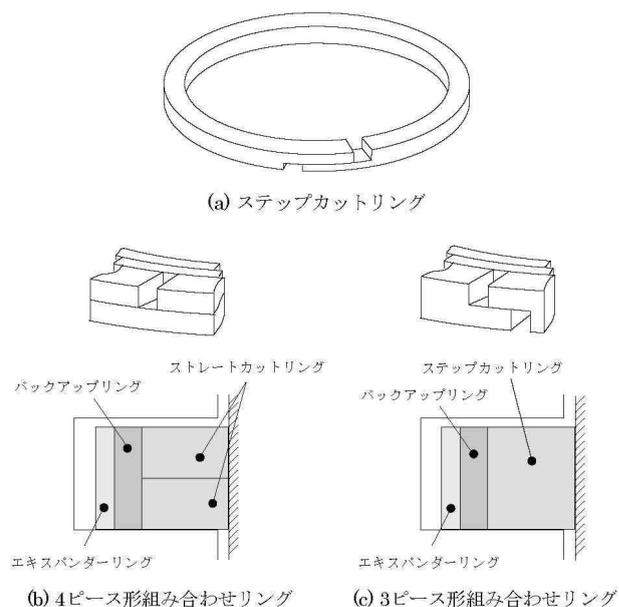


図7 ピストンシールの例

3.4 構造材料

スターリングエンジンのヒータは、燃焼ガス等の高温熱源に長時間曝される。したがって、そこに用いられる材料は酸化や腐食に対する安定性と熱サイクルにも十分耐えられる強度特性が要求される。高性能エンジンにおいてはニッケル合金(ハステロイX)やステンレス鋼(SUS316S)等の耐熱合金が用いられている。図8に高性能エンジンに使用される耐熱合金の高温引張強さ(0.2%耐力)を示す。ハステロイXはニッケル基合金の一つであり、1200の高温雰囲気中でも優れた強度と耐酸性を有する材料である。また、鍛造ができ、展延性を有するので冷間加工も可能である。接合は金属アークやイナータガス被覆アーク(TIG, MIG)等の一般的な溶接や真空ロー付けが可能である。

ステンレス鋼はエンジンの主要構造材料として多用されている。特に、オーステナイト系ステンレス鋼は機械的性質や溶接性に優れているので、

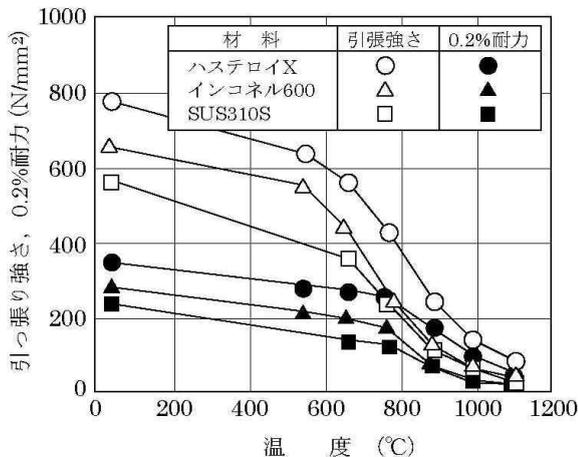


図8 耐熱合金の引張強さ

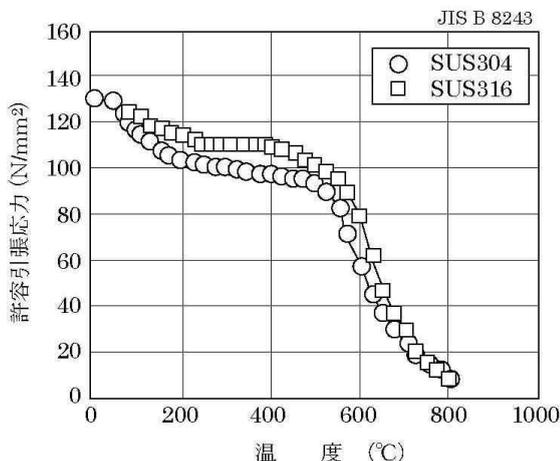


図9 ステンレス鋼の許容引張応力

多くの用途に用いられている。その代表的な鋼種として、SUS304, SUS310(S)及びSUS316(S)がある。図9にステンレス鋼の引張強さに及ぼす温度の影響を示す(JIS B 8243)¹⁾。エンジンの設計に当たっては使用材料の基本的性質や加工性、溶接性等を知っておく必要があり、材料の性質に応じて適切な材料を選択しなければならない。

ヒータや高温シリンダは高温条件下で使用される。また、再生器のケース部は一方がヒータと連結され高温であり、他方は室温付近の温度になっている。したがって、これらは高温圧力容器として入念な強度計算を行う必要がある。従来のエンジンの作動圧力は一般に30 MPa以下であるので、シリンダや再生器ケースの強度計算はJISで規定されている圧力容器の構造(JIS B 8243)に従われているのが一般的である。

4. スターリングエンジンの開発事例

自動車用ガソリンエンジンなどの内燃機関はほぼ確立された形式であると言える。それに対して、スターリングエンジンは確立された形式を持たないため、現在でも様々な形式のエンジンが開発されている。以下、使用する熱源の温度レベルやピストン駆動機構等に注目し、スターリングエンジンの開発事例を紹介する。

3.1 高性能スターリングエンジン

オランダのフィリップス社による長年に渡る研究開発や1982~1987年に実施された通商産業省のムーンライト計画において、多くの高性能スターリングエンジンが開発され、その高効率性については既の実証されている²⁾。

図10は、1985年に船舶技術研究所(現海上技術安全研究所)と三洋電機で開発された2 kW級実験用エンジンである³⁾。パワーピストン、ディスプレイサとともにシリンダ径65 mm、ストローク40 mmの形エンジンである。定格運転時の作動ガス圧力は約4 MPaであり、約1500 rpmにおいて2 kWの軸出力が得られている。

図11に示す100 W級エンジン Ecoboy-SCM81は、特殊な熱交換器を採用した形エンジンであ

る。エンジンを小型化するため、特殊なヒータ及びクーラ形式を持ち、ピストン駆動機構にはスコッチ・ヨーク機構が採用されている。本エンジンは1995年に(社)日本機械学会RC127研究分科会で設計・開発され、埼玉大学・海上技術安全研究所で性能評価のための実験が行われた⁴⁾。

図12に示すSTM4-120エンジン(米国, STM

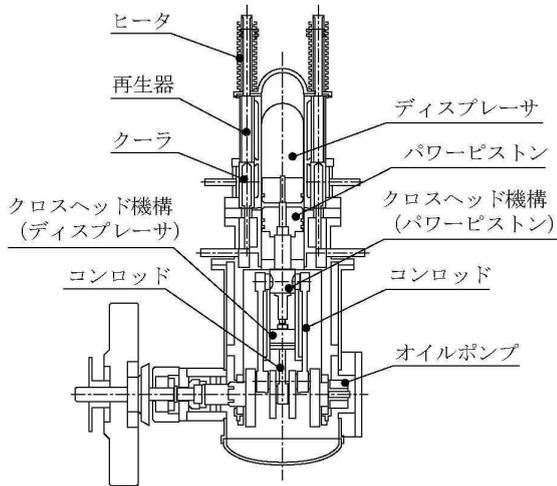


図10 2 kW 級エンジン

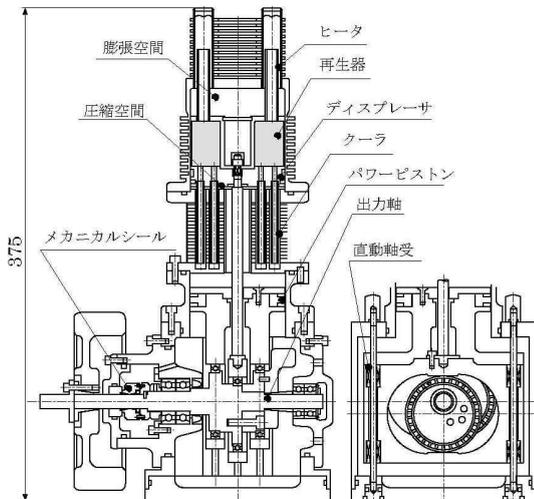


図11 Ecoboy-SCM81

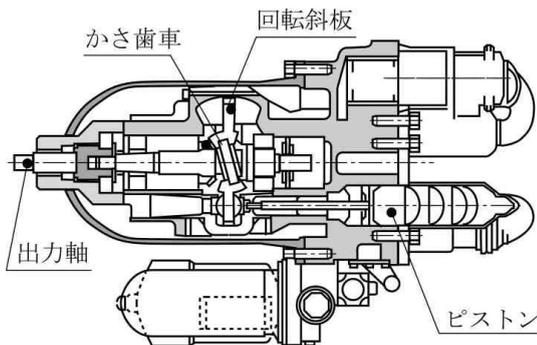


図12 STM4-120エンジン

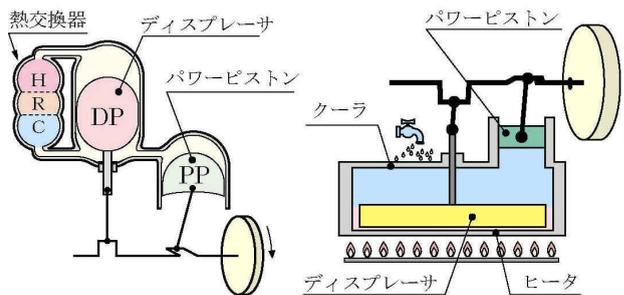
社)は、斜板機構を用いたダブルアクティング形エンジンである⁵⁾。本エンジンは、現在、業務用コジェネレーション等の用途で製品化されている55 kW 級エンジンの原型となっている。

3.2 低温度差スターリングエンジン

スターリングエンジンは、理論上、あらゆる温度レベルの熱源を利用できる。スターリングエンジンを熱源の温度レベルで明確に分類することは難しいが、ここでは1000 程度の燃焼ガスを利用するものを高温差エンジン、100~400 の熱源を利用するものを低温度差エンジンと呼ぶ。現在までに開発されてきた実用エンジンのほとんどは高効率化を目指した高温差エンジンであった。しかし、最近では、内燃機関や工場の排熱利用並びに太陽熱や地熱等の自然エネルギー利用など、比較的溫度が低い熱源を有効利用する低温度差エンジンの用途開発が期待されている。低温度差エンジンは、エネルギーの有効利用の観点から極めて有効であり、しかも構成材料の選択の自由度が増えるため低コスト化が可能である。しかし、一般の高温差エンジンのような高い熱効率が望めないこと、低温の熱源から十分な熱量をエンジン内に取り入れるための大型な熱交換器が必要になることなどの問題もある。

(1) 構造上の相違

ディスプレーサ形エンジンにおける高温差エンジンと低温度差エンジンの構造上の相違を考えてみる。図13に示すように、通常の高温度差エンジンでは、ディスプレーサの行程容積(ピストン断面積×ストローク)とパワーピストンの行程容積はほぼ同じ程度である。一方、低温度差エンジンでは、ディスプレーサの行程容積をパワーピ



(a) 高温差エンジン

(b) 低温度差エンジン

図13 高温差エンジンと低温度差エンジン

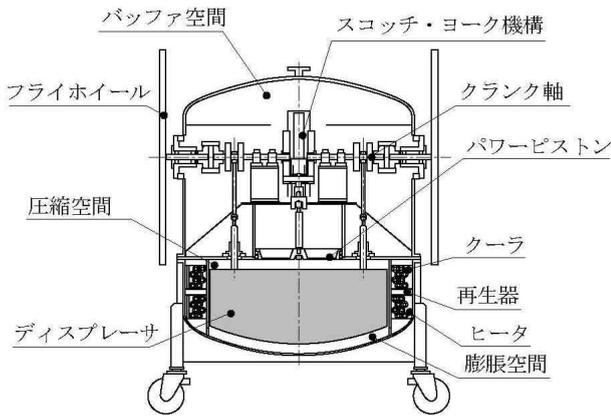


図 14 300 W 級低温度差エンジン (形)

ストンの行程容積よりもかなり大きくするのが一般的である。ディスプレサ形エンジンにおいて、ディスプレサの行程容積は、熱交換器内を流れるガス量に関係するため、「熱源と作動ガスとの交換熱量の大きさ」に相当する。一方、パワーピストンの行程容積は、エンジン内外の容積変化に関係するため、「出力の大きさ」に相当する。すなわち、低温度差エンジンでは、限られた熱源温度を有効に利用するため、出力に比べて交換熱量を大きくする必要があり、ディスプレサの行程容積を大きくしている。図 14 に示す 300 W 級低温度差エンジンは埼玉大学で開発された形エンジンである⁶⁾。

(2) 低温度差スターリングエンジンの課題

上述の通り、低温度差エンジンは、省エネルギーや地球環境保全などの観点から、極めて有望である。しかし、その実用化のためにはいくつかの問題を乗り越えなければならない。以下、低温度差エンジンの問題点や高性能化のための課題をまとめる。

冷却熱源の確保：低温度差エンジンは低効率となり、入熱量及び冷却熱量はともに増大する。そして、冷却のためのラジエタの巨大化、あるいは冷却水ポンプ動力の増大が問題となり得る。

エンジンの大型化：性能向上のためには、熱源と作動ガスの温度をできる限り近づける必要がある。したがって、交換熱量を増大させるために伝熱面積を増大する必要があり、熱交換器が大型化する。また、エンジンが大型化すると、圧力損失や機械損失が相対的に増加するため、高い回転数での運転が望めなくなる。低温度差エンジンには、

十分な広さの設置スペースが必要となる。

熱源の温度レベル：使用熱源の温度によって、交換熱量と出力との比を変化させる必要があり、ディスプレサ形エンジンの行程容積比等の基本構造が異なる。

出力形態：低温度差エンジンの効率や回転数、設置スペースを考えると、発電用途が必ずしも得策であるとは言えず、空気コンプレッサや水ポンプの駆動等の動力利用が有望である。特に、水ポンプ駆動は、汲み上げた水をそのままエンジンの冷却に利用できるため、低温度差エンジンの特徴を活かせる用途であると考えられる。

3.3 フリーピストンスターリングエンジン

スターリングエンジンは、作動ガスが熱交換器内を移動することに伴う圧力変化を利用しているため、クランク軸やフライホイールを取り付けることなく、ピストンの連続した往復運動を実現できる。そのような、クランク軸を持たない形式がフリーピストンエンジンである。それに対して、通常のピストン駆動機構を持つ形式をキネマティックエンジンと呼ぶ。

図 15 に示すフリーピストンエンジンは、エンジンの小型化並びに機械損失低減による高効率化が可能である。通常のフリーピストンエンジンは、各ピストンに機械ばねあるいはガスばねを取り付け(復元力)、ピストン質量(慣性力)と負荷(粘性力に相当)との兼ね合いにより、共振周波数で運転する。振動系の兼ね合いにより適切なピストンストロークが得られ、さらに各ピストンに適切な位相差が生じた場合、通常のキネマティックエ

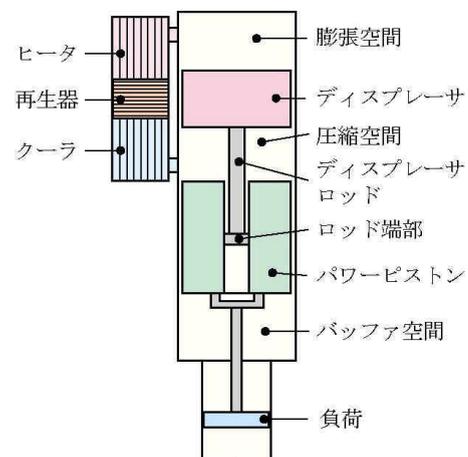


図 15 フリーピストンエンジン

ンジンと同一の作動空間を構成する。フリーピストンエンジンは、小型化、高出力化及び高効率化の点で優れているが、ストローク制御が困難であること、高効率リニア発電機の開発が必要であること、共振周波数だけで適切に運転するため急激な負荷変動への対応が難しいことなど、開発上の課題が多い。そのため、フリーピストンエンジンの設計・開発には、多くのノウハウを必要とする。

5. おわりに

スターリングエンジンは、爆発がなく静粛な運転ができること、再生器の働きによって高い熱効率を実現できること、そして温度が異なる2つの熱源（高温熱源と低温熱源）があればどのような熱源であっても運転できること等の優れた特徴を持つ。19世紀初頭にスターリングエンジンが発明されて以来、それらの特徴を活かすために様々な改良や新しい要素技術の導入がなされてきた。スターリングエンジンが優れた特徴を有しているこ

とは疑う余地がない。しかし、軍用潜水艦などの特殊用途や一部のコジェネ用エンジンとして製品化されているものの、民生レベルで広く普及しているとは言えないのが現状である。

本エンジンの実用化・普及を阻んでいる要因を考えると、表1に示すようなスターリングエンジンの課題が考えられる。この表からもわかるように、全ての優れた特徴を両立させることは極めて難しく、用途に応じ、バランスのとれたエンジン設計が必要不可欠である。

本報では、スターリングエンジンの作動原理や形式、実用化への課題について解説した。スターリングエンジンの実用化と普及のためには、低公害性、高熱効率性及び燃料の多様性という特徴の1つだけでもよいので、それを活かすことができる用途を見つけることが重要であると考えられる。また、例え熱効率が高く、環境にやさしいエンジンであっても価格が高ければ実際に使用されることはない。適切なバランスを考えたエンジン設計並びに用途開発が重要となるものと考えている。

表1 スターリングエンジンの特徴と課題

	利 点	問題点(実 際)	解決策(例)
高熱効 率性	理論熱効率がカルノーサイクルの熱効率に等しい。	実際のシステム効率は内燃機関と同等程度である。	作動温度を高め、諸損失を可能な限り低減する。
低公害 性	連続燃焼であるため、燃焼ガスを使っても排気ガスがクリーンである。	燃料を燃やさず場合、CO ₂ 排出量は同じである。	燃料を燃やさなくても作動するのがスターリングエンジンの特徴でもある。
低騒音 性	爆発がないので静粛な運転が可能である。	内燃機関も防音設備により静粛な運転が可能である。	低騒音でバランス性に優れたピストン駆動機構が必要である。
熱源の 多様性	化石燃料の他、太陽熱や温泉熱、工場排熱等を利用できる。	低温熱源を使用すると熱効率が低下する。	低熱効率であっても利用できる用途を見つける。
重 量 (比出 力)		エンジン全体を圧力容器とするため重くなる。	移動用ではなく、定置用が適している。
価 格 (製造 コス ト)		内燃機関と比べて、製造コストが高い。	大量生産に適した高性能熱交換器を開発する。

参考文献

- 1) 圧力容器の構造 [JIS B 8243] ,1981 ,(財)日本規格協会 .
- 2) 山下巖ほか 4 名 : スターリングエンジンの理論と設計 , 1999 , 山海堂 .
- 3) Tsukahara, S. et al.: "Development of 2 kW Stirling Engine", Proc. of 4th International Conference on Stirling Engines, 155-160, (1988).
- 4) 平田宏一ほか 3 名: 小型発電機用スターリングエンジンの開発に関する基礎研究 (第 1 報 エンジンの設計・試作並びに性能特性) , 日本機械学会論文集, 64-621B, 1600-1607, (1998).
- 5) Godett, T. M. et al.: "STM4-120 Stirling Engine Test Development", SAE Paper, No. 890149, (1989).
- 6) Iwamoto, S. et al.: "Comparison of Low- and High Temperature Differential Stirling Engines", Proc. of 8th International Stirling Engine Conference, p. 29-38, (1997).