

# 振興技術開発に関する調査研究 (I)

(動力炉・核燃料開発事業団 委託研究成果報告書)

技術資料		
開示区分	レポート No.	受領日
T	J1360 96-002	1996.5.15
この資料は技術管理室保存資料です 閲覧には技術資料閲覧票が必要です 動力炉・核燃料開発事業団 技術協力部技術管理室		

平成 8 年 3 月

株式会社テクノバ



## 振興技術開発に関する調査研究（I）

小奈 勝也\*

### 要 旨

放射性廃棄物の処分に係る研究施設の立地誘発のために、昭和60年度より「ジオトピア構想」という地下環境の開発利用に関する調査研究を実施してきている。

この中では、地域との信頼性向上には形の見えない計画や構想よりも、地下開発利用から様々な分野への実用化が見込める技術の確立をめざす方が、技術の経済的波及効果や産業振興との関係を理解させ易く、効果的であるとの考えに至った。

革新的技術の開発として手掛けた超電導エレベーターやレーザー岩盤掘削等は、このような背景から着手したものである。さらに、より先導的技術の開発を実施するために、平成3年度より対象技術の抽出を行うと同時に、その技術を一般市民が理解しやすい模型等の「触れる」形態にする作業を実施してきており、放射性廃棄物が発生する熱を利用することを目標とした熱電変換素子（ゼーベック素子）を組込んで駆動する模型や、温度差で駆動するモーター（スターリングエンジン）等の試作製作を実施してきた。

これらの熱利用システムの中から、今年度は放射線の影響を全く考慮する必要がないスターリングエンジンの効率的熱利用への検討を行い、いわゆる廃熱の存在する温度差（数10度～数100度）があれば、その温度差から発電が可能であることを、一般に理解させ得る形態模型の研究・施策を実施したものである。

本報告は、株式会社テクノバが動力炉・核燃料開発事業団の委託により実施した研究の成果である。

契約番号：070D0151

事業団担当者：衣笠 学（核燃料サイクル技術開発部 担当役）

\*：株式会社テクノバ 取締役 調査研究部長

目 次

第 1 編

第 1 章 スターリングエンジンの機能	1
1. 1 概要	1
1. 2 動作原理	3
(1) 作動空間部	3
(2) 機械部	3
(3) 燃焼部	5
(4) 冷却部	5
(5) その他周辺部	5
1. 2. 1 ディスプレーサ型	5
1. 2. 2 複動 (ダブルアクティング) 型	7
1. 3 技術開発	11
1. 3. 1 エンジン特性	13
1. 3. 2 動力用スターリングエンジンの応用分野	17
(1) 自動車用エンジン	17
(2) ソーラ発電	18
(3) 宇宙用エンジン	19
(4) その他の応用分野	20
1. 3. 3 スターリングエンジンヒートポンプシステム (SEHP)	21
(1) ヒートポンプ用としてのスターリングエンジンの適性	21
(2) SEHP の形式	22
① SR 式	23
② ES 式	23
③ SS 式	23
④ VM 式	24

(3) SEHPの開発状況	25
① SR式	26
② VM式	28
1.4 動力用スターリングエンジンとしての課題	31
(1) エネルギー変換効率	31
(2) 構造・機構	32
(3) エンジン構成装置補機数	34
(4) 補機所要動力	36
(5) 信頼性	36
(6) 取扱い性 (保守・管理・操作性)	37

## 第2章 スターリングエンジンの駆動力を増幅可能なシステムの検討

2.1 冷却方法	38
2.1.1 加熱の工夫	39
2.1.2 加熱部と冷却部の断熱の考え方	40
2.1.3 冷却方法のアイデア	40
2.2 連続発電の基本コンセプト	41
2.2.1 複数のスターリングエンジンの交互運転	41
2.2.2 提供される廃熱源に固有な発電システムをハイブリッド	42
2.3 発電電力の資質	42
2.3.1 発電電力の利用分野	42
2.3.2 充電と蓄電 (貯蔵)	43
2.4 スターリングエンジンによる発電	44
2.4.1 ロータリー式	44
2.4.2 レシプロ式	45

## 第 2 編

1. スターリングエンジンの駆動のための温度差と発電量の定量評価 …… 4 8
2. 複数のスターリングエンジンを連結させた発電モデルの試作 …… 5 1

## 第 1 編

第 1 章 スターリングエンジンの現状における機能調査

第 2 章 スターリングエンジンの駆動力を増幅可能なシステムの検討

## スターリングエンジンの現状における機能調査

### 第1章 スターリングエンジンの機能

スターリングエンジンは省エネルギー性、多種燃料性、低公害性を合わせ持つ新型エンジンとして注目されてきたが、最近の研究開発によると、30～40%の熱効率を持つ出力1～100kWの小型定置用エンジンとして、優れた特性を持つことが実証されており、まず、スターリングエンジン駆動ヒートポンプ（SEHP）として実用化が始まろうとしている。

#### 1.1 概要

スターリングエンジンは、ヘリウムなどの非凝縮性ガスを作動流体とする、密封型のレシプロ式外燃機関である。

構造的には、

- ①再生器（蓄熱式熱交換器）を内蔵
- ②熱交換器によって連続的に加熱・冷却
- ③複数のピストンの作用で吸排気（弁：なし）

が特徴であり、これらがその3大特長

- ①高効率
- ②多種燃料・熱源
- ③低公害（排気・騒音・振動）

を生む基になっている。

再生器を内蔵しているため、理論効率はカルノーサイクルの効率と一致し、これがしばしば夢のエンジンと呼ばれるところとなっている。

このほかにも、

- ①低回転域でのトルク特性が良好
- ②潤滑油の消耗や劣化がほとんどない



なども特長として挙げられる。

反面、構造上の特徴は次のような問題点を生じる。

- ① 高圧の作動ガスを封入した状態で、ヒータ部を750℃以上に連続加熱する必要があり、高度な耐熱材料が不可欠
- ② 燃焼器によって加熱する通常の場合には、空気予熱器を備えることが不可欠
- ③ 内燃機関と同等の出力を得るには、作動ガスの圧力を数十気圧以上に高める必要があり、シール類の性能向上が不可欠
- ④ 多種類の高性能熱交換器が必要な耐圧構造エンジンであるため、小型軽量化が難しく、製造コストも上昇

なお、スターリングエンジンは複数のピストンと3種類の熱交換器（ヒータ、クーラ、再生器）によって構成されているため、これらの配置法などによって様々な形式がある。しかし、本格的な研究開発の対象になっているエンジンは、図 1.1.1 に示した3種類に分類できる。

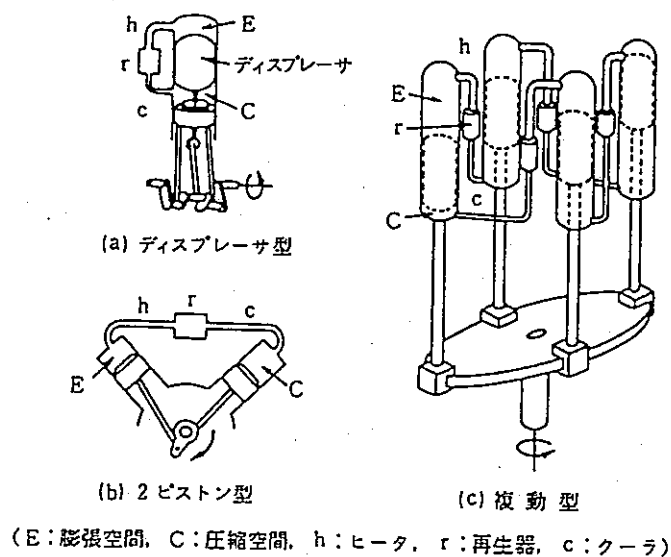


図 1.1.1 スターリングエンジンの基本形式

## 1. 2 動作原理

現在、世の中にはさまざまな熱機関が存在するが、スターリングエンジンは、こうした熱機関において、図 1.2.1 に示すとおり往復動型の外燃機関として位置付けられ、さらには同じ作動ガスを繰返し使用する密閉サイクルとして分類される。

またスターリングエンジン自体も、その構造、作動機構等により種々の型式に分類されるが、ここではまず代表的な型式を例に挙げ、その主要構成要素および基本原理について説明する。

まず種々の型式の中で最も基本となるのは、ディスプレイサ型とよばれるスターリングエンジンである。図 1.2.2 にディスプレイサ型スターリングエンジンの機構例を、図 1.2.3 にその模式図を示す。以下、図 1.2.2 および 図 1.2.3 によって、スターリングエンジンの主要部およびその構成要素、ならびに各部の働きの概要について説明する。

### (1) 作動空間部

高温室、低温室、ヒータ、クーラおよび再生器からなり、密封された作動ガスに対して加熱、冷却を繰り返すことにより、後述の“スターリングサイクル”と呼ばれる熱力学的サイクルを構成し、熱エネルギーを機械エネルギーに変換する。

なお、基本的な理論からは、理想気体の性質に近いガスであれば、どのようなガスであっても作動ガスとして使用し得るが、一般によく使用されるのは伝熱性、流動性に優れたヘリウム、水素等である。

### (2) 機械部

高温室と低温室を隔離し、作動ガスを一方の室から他方の室へ移動させる役をするディスプレイサピストン、動力を取り出す役をするパワーピストンおよびこれらのピストンに接続されるクロスヘッド、コンロッド、クランク軸等の動力伝達機構からなり、エンジンで発生した機械エネルギーを外部に取り出す働きをする。

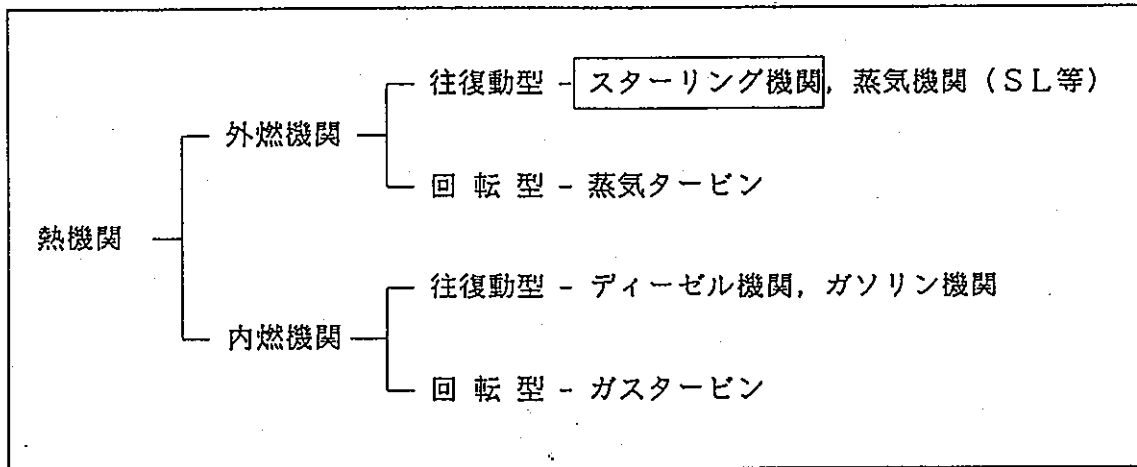


図 1.2.1 熱機関の分類

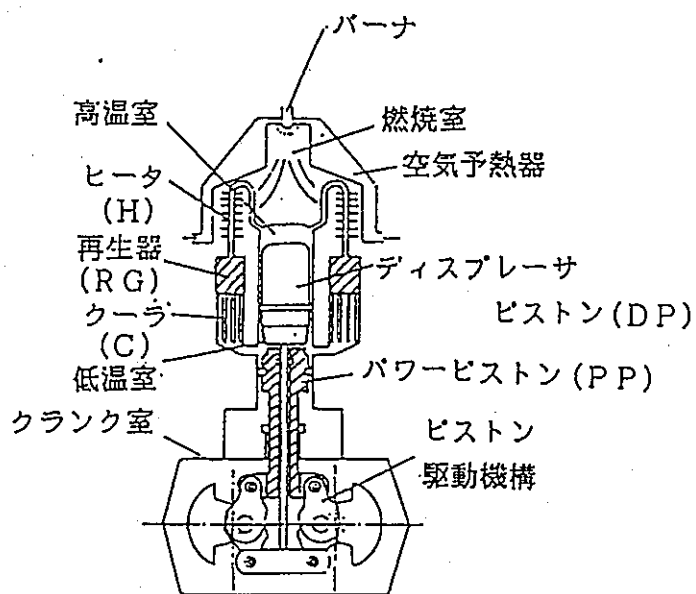


図 1.2.2 ディスプレーサ型の機構例

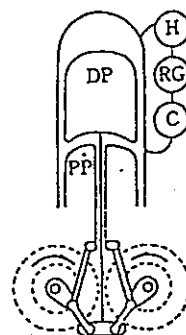


図 1.2.3 ディスプレーサ型の模式図

### (3) 燃焼部

燃焼部はエネルギー源であるLPG、都市ガス、石油等の燃料を燃焼させるバーナ、および燃料が燃焼する燃焼室を主体として形成される。ヒータはこの燃焼部に設置され、燃焼熱によりヒータ内部の作動ガスに熱が供給される。

なおスターリングエンジンでは、排熱損失を低減させ熱効率を向上させる目的で、ヒータを加熱した後の燃焼ガスの持つ排熱を、燃焼用空気に移し変えるための空気予熱器を装着している場合が多い。

### (4) 冷却部

クーラで奪った作動ガスの熱を系外に放出するための部分であり、冷却流体としては水を使用するのが一般的である。

### (5) その他周辺部

その他、主要周辺機器として燃料供給ポンプ、燃焼用空気送風機、冷却水ポンプ、発電機、出力制御用作動ガス圧調整装置、燃焼温度制御装置等があげられるが、エンジンの用途、出力規模、システム形態によって必要とされる周辺機器は変わり得るものと考えられる。

## 1.2.1 ディスプレーサ型

次にディスプレーサ型スターリングエンジンの作動原理、およびその熱力学的サイクルを図 1.2.4(a) に示し、図 1.2.4(b) にスターリングエンジンの基本的作動原理について説明する。

前述のとおり、作動ガスは作動空間部に密封されており、この状態でヒータを加熱し、クーラを冷却する。ここで、適当な容積変化が得られるように機械的に結合された2つのピストンを、図 1.2.4(a) に示す様に一定の位相左を保ちつつ作動させると、作動空間内の作動ガスは、連続的な加熱・冷却と共に高温室と低温室の間の移動を繰り返しつつ、図 1.2.4(b) のP-V線図に示すような、等温圧縮-等容加熱-等温膨張-等容冷却の4つの行程からなる、スターリングサイクルと呼ばれる熱力学的サイクルを構成する。この際、P-V線図の面積に等しい仕事がこのサ

イクルで発生し、これを出力軸により系外へ取り出すのがスターリングエンジンの基本原理である。

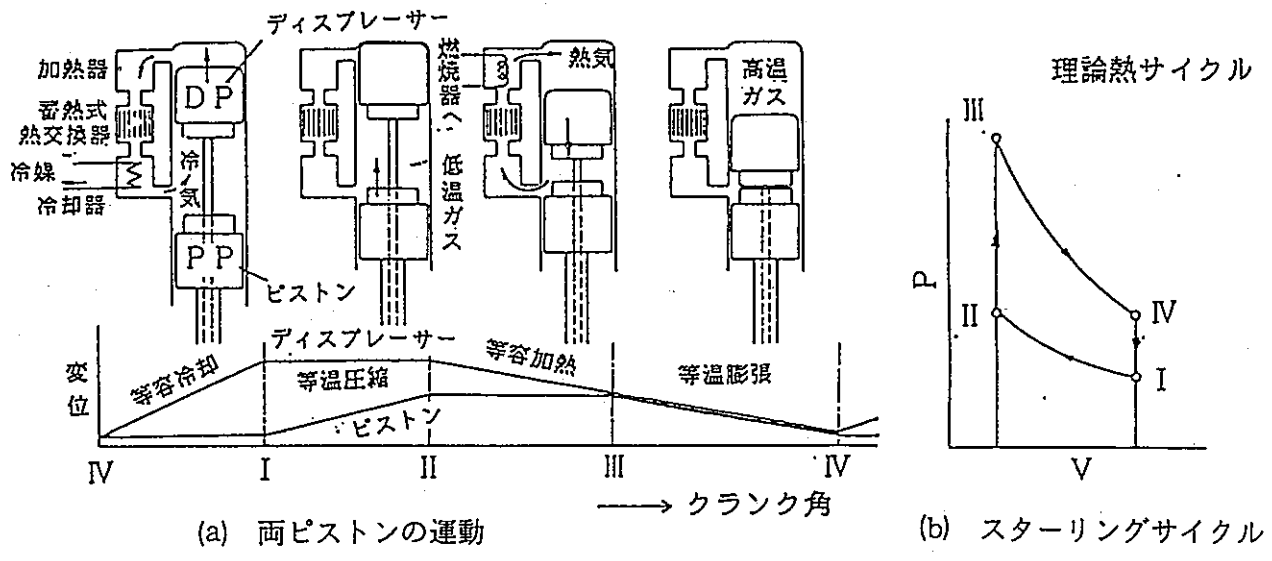


図 1.2.4 ディスプレーサ型スターリングエンジンの作動原理

なおスターリングエンジンには、熱効率向上のために再生器が設けられており、作動ガスが高温室から低温室へ移動する際（等容冷却時）には、系外へ放出されるべき熱を一時蓄熱し、逆に低温空間から高温空間へ移動する際（等容加熱時）には、その蓄えられた熱が再生器から作動ガスに再び与えられる。

こうした原理によって作動するスターリングエンジンの理論熱効率  $\eta_c$  は、前述の再生器の温度効率を 100% とすると、次式で与えられる。

$$\eta_c = 1 - (T_c / T_h) \quad (T_h: \text{高温熱源温度、} T_c: \text{低温熱源温度})$$

すなわち、スターリングサイクルの理論熱効率はカルノーサイクルのそれと同等となり、熱機関として高レベルの熱効率を達し得るのである。これがスターリングエンジンの魅力ある特徴の一つでもある。

## 1. 2. 2 複動（ダブルアクティング）型

ディスプレイサ型スターリングエンジンとならび、代表的なスターリングエンジン型式として現在主流となっているのが、複動（ダブルアクティング）型と呼ばれるスターリングエンジンである。そこで、ディスプレイサ型に加え、この複動型スターリングエンジンの原理・構成についても簡単に紹介しておく。

図 1.2.5 に、典型的な4シリンダー複動型スターリングエンジンの機構例の模式図を 図 1.2.6 に示す。さらにその作動原理を 図 1.2.7 に示す。以下に、図 1.2.5～図 1.2.7 に、複動型スターリングエンジンの原理・構成を説明する。

ディスプレイサ型スターリングエンジンでは、既述のとおり作動ガスの高温室～低温室間の移動用としてディスプレイサピストンが機能し、出力取り出し用としてのパワーピストンが機能する。一方、複動型スターリングエンジンでは、各ピストンにこうした機能分担は無く、全てのピストンが作動ガスの移動および出力伝達の2つの機能を兼ね備えている。両型式の大きな相異点はこの点にある。すなわち複動型スターリングエンジンにおいては、図 1.2.5 に示すとおり、あるピストンの上方空間と隣接する別のピストンの下方空間がヒータ、再生器、クーラを介して接続され、これがひとつの作動空間部を形成する構造となっている。したがって、4シリンダー複動型スターリングエンジンでは、図示のとおり隣接するピストンの上下空間を順次つなげることにより、合計4ヶ所の作動空間部が形成される。

このように、複動型スターリングエンジンではピストンの上下両面が作動空間形成に寄与し、これが“複動型”と呼ばれるゆえんでもある。上記の点を除けば、主要構成要素は、ディスプレイサ型スターリングエンジンと基本的に同等と考えられる。

また、その作動原理もディスプレイサ型スターリングエンジンにおける原理と同等であり、各々のピストンを各作動空間容積が適当に変化するように機械的に結合し、各々一定の位相差を保ちつつ作動させると、図 1.2.7 に示すように、ディスプレイサ型同様に等温圧縮－等容加熱－等温膨張－等容冷却の4つの行程から成るスターリングサイクルが形成され、仕事が発生する。ここでは、ディスプレイサ型および複動型スターリングエンジンを例としてあげたが、冒頭に述べたとおり、その他にも種々の型式のスターリングエンジンがこれまでに研究・提案されている。

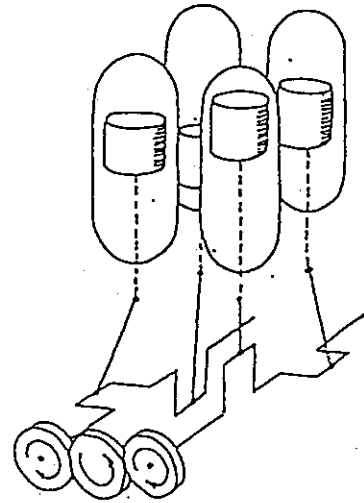
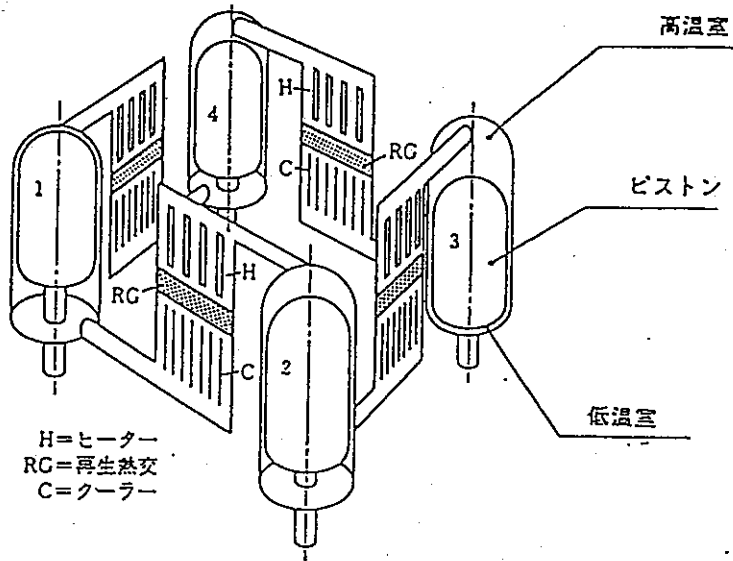


図 1.2.5 4シリンダー複動型の機構例 図 1.2.6 4シリンダー型の模式図

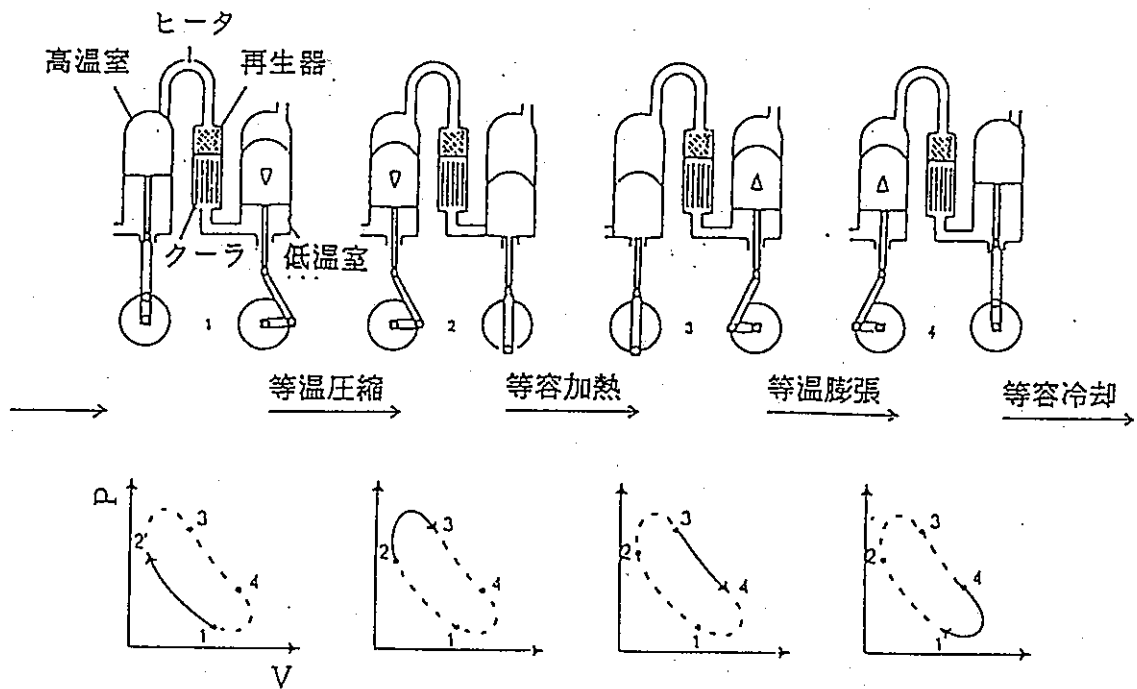


図 1.2.7 複動型スターリングエンジンの作動原理

一例として、その内いくつか代表的なものを、主として作動空間周辺構成、駆動機構、シリンダ配列等の観点から分類し、その模式図とともに表 1.2.1 に示しておく。なお、同表に示す各種型式のスターリングエンジンの主要構成要素およびその作動原理も、上述のディスプレイサ型および複動型スターリングエンジンと同様である。

以上、代表的なスターリングエンジン型式としてディスプレイサ型および複動型を例に挙げ、スターリングエンジンの主要構成要素およびその基本的な作動原理について簡単に説明したが、これらの機構・原理からスターリングエンジン固有の魅力ある特徴をあげると以下の様になる。

- ①外燃機関であることから、多種燃料（あるいは高温エネルギー源）の利用が可能であり、燃焼が連続的であるので排気公害が少ない。
- ②作動ガスの圧力が内燃機関のように爆発的に変動しないため、振動・騒音が少ない。
- ③密閉サイクルであり、作動ガスの流れをコントロールするバルブ等がないため、構造が簡単で低騒音である。
- ④理想的にはカルノーサイクルと一致するので、高熱効率が期待できる。



表 1.2.1 代表的なスターリングエンジンの型式分類

作動空間周辺部構成		シリンダ配列	駆動方式	模式図No.	模 式 図					
大分類	小分類									
ディスプレイサ型	1シリンダ型	直列型	L型レバー方式	1-1						
			W型クランク方式	1-2						
			ロンピック方式	1-3						
			片ロンピック方式	1-4						
			クランク方式	1-5						
	2シリンダ型		L型レバー方式	1-6						
			スワッシュプレート(斜板)方式	1-7						
			Z型クランク方式(大道寺方式)	1-8						
2ピストン型	単動型	直列型(水平型)	クランク方式	2-1						
		直列型(立て型)	T型クランク方式(ロス方式)	2-2						
			クランク方式	2-3						
		V型(L型)	クランク方式	2-4						
		逆T字型	クランク方式	2-5						
	複動型	直列型(立て型)	クランク方式	2-6						
			スワッシュプレート(斜板)方式	2-7						
			クランク方式	2-8						
		V型(L型)	クランク方式	2-9						

### 1. 3 技術開発

現在から遡ること約180年、1815年にスターリングエンジンが発明されて以来、各種の競合熱機関や技術の壁に阻まれ、日の目を見ない期間が続いたスターリングエンジンであるが、1930年代にオランダの Philips 社が本格的に開発研究に着手して以来徐々に開花を始め、1973年の第1次オイルショック以降、省エネルギー、省資源、代替燃料利用が叫ばれ、大気汚染、騒音振動等の公害問題が社会的問題として取り上げられるようになり、こうした時代のニーズに適合する新しい熱機関として上記の特徴を有するスターリングエンジンが注目され、開発取り組みが活発化してきている。

日本では、アイシン精機、日産および1976年から5年間行われた運輸省の船用エンジン・プロジェクトに参加したダイハツディーゼル、三菱重工、ヤンマー、日本ピストンリングなどが初期に着手したメーカーとして挙げられる。その後、通産省のムーンライト計画の中で1982～1987年度の6年間に約84億円を投入して「汎用スターリングエンジンの研究開発」が実施され、三菱電機、東芝、アイシン精機、三洋電機が参加した。同時期に、サンデン、川崎重工、松下電器も開発に着手している。これらの日本における研究開発の特徴は、研究から商品化まで一貫して行い得るメーカーが実施していることである。なお、川崎重工と松下電器のエンジンは、基本的にはディスプレイサ型であるが、機械的なリンク機構を持たない図 1.3.1 のフリーピストン型スターリングエンジン (FPSE) である。Sunpower やMTI もFPSEの開発に力を注いでいる。ただし、日本において現在も精力的な開発を進めているのは、三菱電機 (SEHP、VM)、アイシン精機 (SEHP、ソーラ発電等)、三洋電機 (VM) の3社のみのものである。民生用以外では、川崎重工がスウェーデンと提携して、潜水艦の動力源としての応用を試みているとのことである。

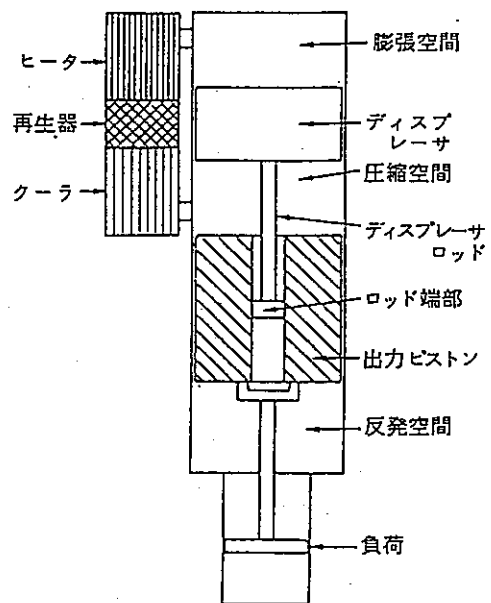


図 1.3.1 フリーピストン型スターリングエンジン (FPSE) の基本構成

### 1. 3. 1 エンジン特性

ムーンライト計画において開発された4機種（NS03M、NS03T、NS30A、NS30S）を中心に、最近の実用型スターリングエンジン9機種の主な諸元、運転条件および性能を整理して表 1.3.1 に示す。同表で性能を相互比較する場合には、ヒータ管温度の測定方法、出力や熱効率の算出における補機動力の扱い方などが異なる可能性があるため、比較するときには十分な注意を要する。

表 1.3.1 のうち、アイシン精機の自動車用エンジンは1987年末に発表された。SPSのV160は1973年に開発されて以来130台以上が製造され、ヒートポンプや可搬型発電機に応用されている。USABの4-95は高性能な複動型エンジンとして自動車や太陽熱発電など各種のフィールド試験に供された。米国の自動車用エンジン開発計画（1978～1987年）の中で開発されたMTIのModシリーズは、車載試験のほか、発電機としての応用試験も行われている。

エンジンの構造、性能曲線の実例として、ムーンライト計画の3kW級および30kW級エンジンの例を図 1.3.3～1.3.6 に示した。また、図 1.3.7 にエンジン内温度分布を例示した。

表 1.3.1 実用型スターリングエンジンの主な諸元、運転条件および性能

開発会社名	三菱電機		アイシン精機		SPS		USAB	MTI	MTI	単位
機種名	NS03M	NS03T	NS30A	NS30S	自動車用	V160F	4-95 (P40)	改良型Mod I	Mod II	
エンジン形式	ディスク型	2ピストン型 (60°)	回転斜板式複動型	U4式複動型	U4式複動型	2ピストン型 (90°)	U4式複動型	U4式複動型	V4式複動型 (40°)	
燃料	天然ガス	天然ガス	天然ガス	天然ガス	LPG	多燃料	ガソリン他	ガソリン他	ガソリン他	
NOx対策	EGR	触媒+EGR	燃焼制御	触媒	---	---	EGR (CGR)	EGR	EGR	kg
エンジン重量	60.5	73.6	243	375	225	100	341	325	271	
ヒータ形状	円筒型	円筒型	つば型	つば型	つば型	クワ型	インボルト	つば型	つば型	
マニホールド	無	無	有	有	有	有	有	有	有	
管形状	ヘアピン	2重管	ヘアピン	ヘアピン	ヘアピン	半弧	ヘアピン	ヘアピン	ヘアピン	
管材質	ハステロイX	ハステロイX	ハステロイX	ハステロイX	高ニッケル系	N/S	N-155	CG27	CG27	
掃気容積	161	190	148×4	145×4	124×4	160	95×4	123×4	125.5×4	cc
圧縮	161 (P) <sup>1)</sup>	169	138×4	135×4	(-124×4)	160	(-95×4)	(-123×4)	(-125×4)	cc
ピストン位相差	40 (P-D間) <sup>1)</sup>	100	90	90	90	90	90	90	90	deg
ボア	80	82	60	68	60	68	N/S	68	73	mm
ストローク	32	E:36/C:32	52.4	40	44	44	N/S	34	30	mm
作動ガス種類	He	He	He	He	H <sub>2</sub> (He)	He (H <sub>2</sub> )	H <sub>2</sub> (He)	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	kPa
作動ガス平均圧	6.2	6.4	14.5	15.4	12(最高圧)	15	15	15	15	°C
冷却水温度	25	25	25	25	N/S	30	50	50	50	°C
ヒータ管温度	785	817	773	945 <sup>1)</sup>	750	N/S	N/S	770	820	°C
膨張空間ガス温度	701	729	695	682	N/S	720	720	N/S	N/S	°C
最高輸出/回転数	3.8/1400	4.1/1300	30.4/1500	45.6/1800	38/4000 <sup>2)</sup>	15/2400	43/4000	55.5/4000	58/4000	kW/rpm
最高熱効率/回転数	35.9/600	32.6/850	37.5/1000	37.2/1120	34/1000 <sup>2)</sup>	30/1000	34/2000	35/1700	38/1500	%/rpm

[注] 1) P: 出力ピストン, D: ディスプレータ, 2) センサ位置が他と異なる可能性がある, 3) ギヤ増速後の回転数

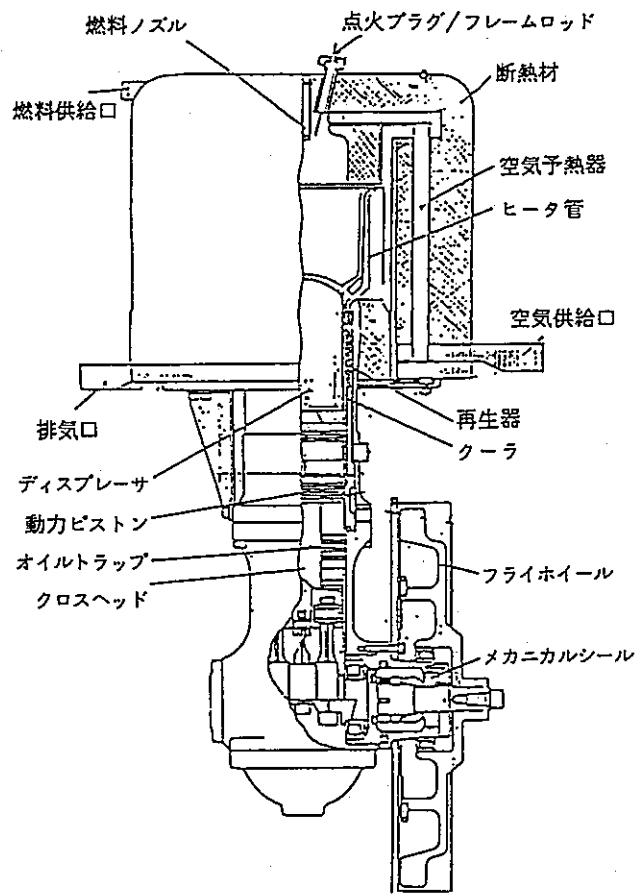


図 1.3.3 3 kW級ディスプレイ型エンジン (NS03M)

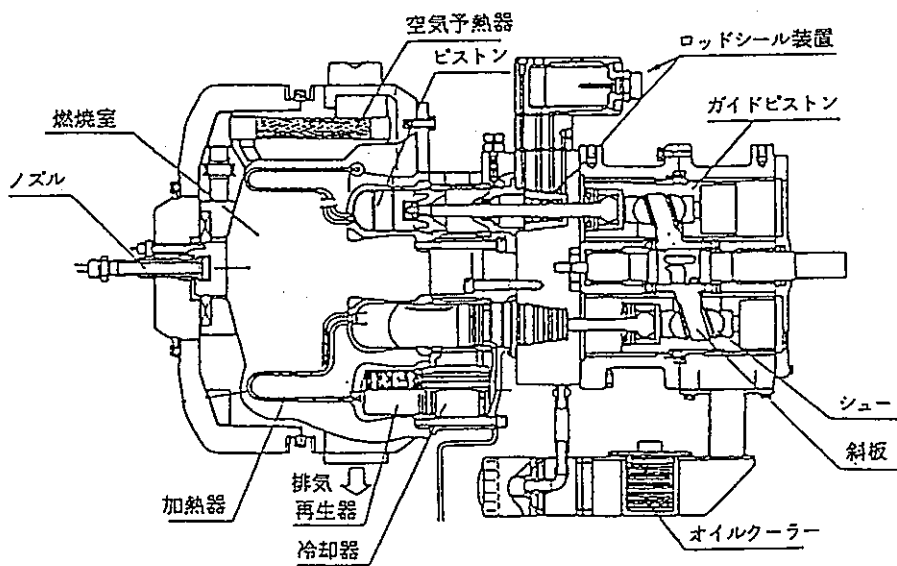


図 1.3.4 30 kW級回転斜板複動型エンジン (NS30A)

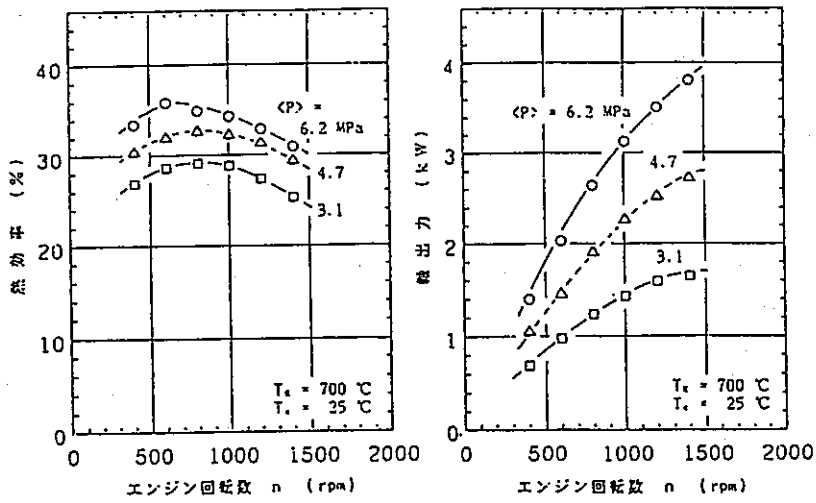


図 1.3.5 3 kW級ディスプレイサ型エンジン (NS03M)

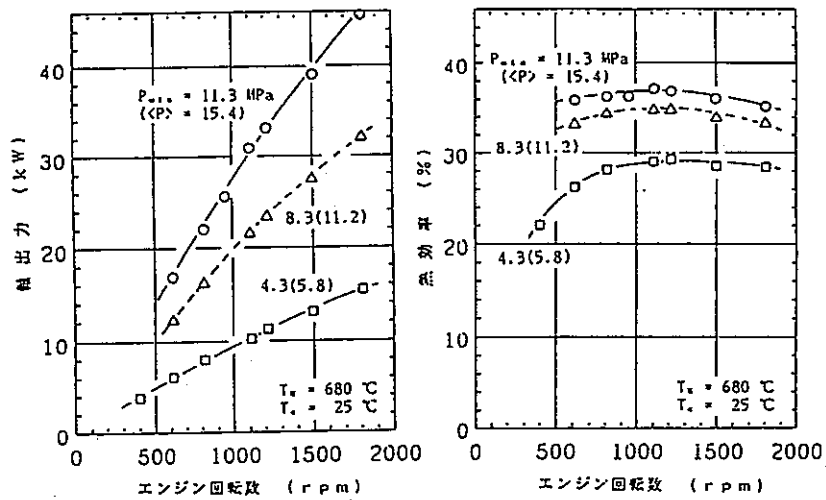
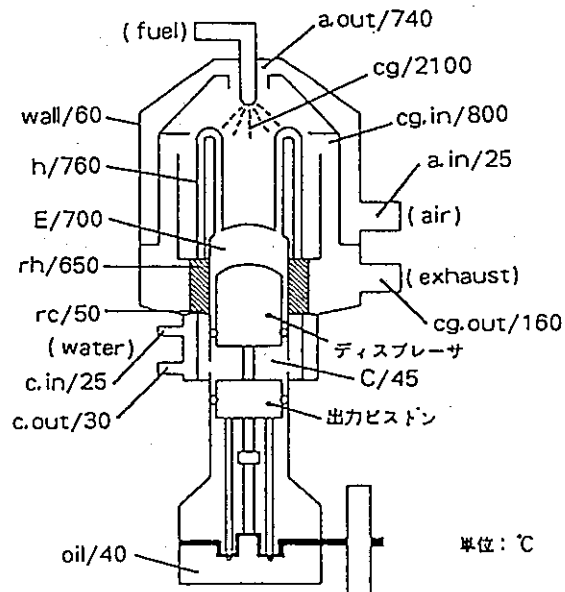


図 1.3.6 30 kW級回転斜板複動型エンジン (NS30A)



E: 膨張空間 C: 圧縮空間 h: ヒータ c: クーラ  
rh, rc: 再生器ヒータ側, クーラ側 a: 空気 cg: 燃焼ガス

図 1.3.6 スターリングエンジンの温度分布例

表 1.3.1 に示した最新のエンジンの軸出力 $W_{out}$  (kW) は、形式によらず、おおよそ

$$W_{out} \approx 3 \times 10^{-6} n \langle P \rangle v$$

によって表される。

$n$  は回転数 (rpm)、 $v$  は膨張ピストンの掃気容積 ( $\text{cm}^3$ )、 $\langle P \rangle$  は作動ガスの平均圧力 (MPa) である。従って、例えば  $n = 1000 \text{ rpm}$ 、 $\langle P \rangle = 10 \text{ MPa}$ 、 $v = 100 \text{ cm}^3$  のエンジンの軸出力は約 3 kW と推算される。もちろん、回転数や圧力には熱交換器の能力などによって限界があり、表 1.3.1 では 15 MPa が  $\langle P \rangle$  の上限になっている。また回転数の上限は、設計にもよるが、作動ガスに分子量の小さい水素を用いたときに 4000 rpm 程度、ヘリウムの場合は 2800 rpm 程度と考えるとよい。

図 1.3.2、図 1.3.3、図 1.3.6 に見られる空気予熱器は熱効率向上のために不可欠であるが、そのために、燃焼ガス温度 (図 1.3.6 では 2100°C) が上昇して  $\text{NO}_x$  が生成し易くなり、熱効率の向上と  $\text{NO}_x$  低減の両立が課題になる。しかし、ムーンライト計画のエンジンでは、ボイラー規制に相当する 150 ppm (0.5%) の  $\text{NO}_x$  濃度を達成し、環境保全面においても優れた特性を持つことを実証している。

### 1. 3. 2 動力用スターリングエンジンの応用分野

#### (1) 自動車用エンジン

自動車は長年にわたりスターリングエンジンの主要応用分野とされ、P h i l l i p s、G M、F o r d、U S A Bなどにより乗用車、バス、トラックによる車載試験が数多く行われてきたが、いずれも本格化せず開発は中止されている。

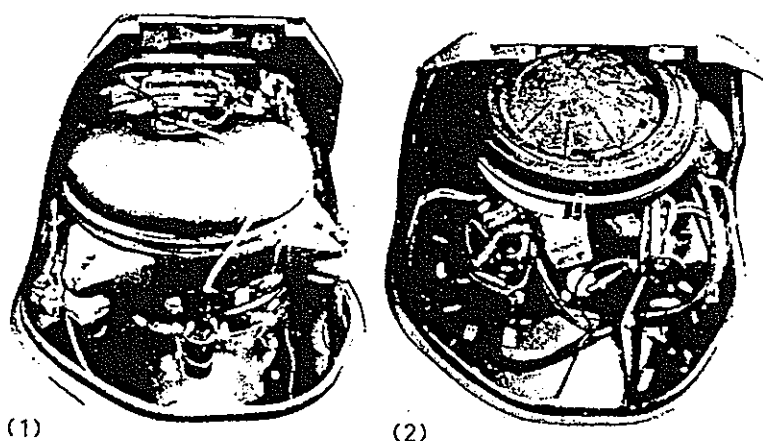


図 1.3.8 車載状況の比較 (1 : スターリング、2 : ディーゼル)

ただ、米国では大手自動車メーカーの参加はなかったものの、1978年からエネルギー省のプロジェクトとして約1億ドルを投入して自動車用エンジン(表 1.3.1のM o dシリーズ)の研究開発が行われ、1987年に終了した。その後もしばらく車載試験が行われ、試験データが発表されている。

改良型M o d-Iエンジンを搭載したバンのベースは、145HPのディーゼルエンジン車である(図 1.3.8)。走行時間1300時間、走行距離7000マイルの試験では、エンジンに問題は生じなかったとされている。ガソリン、航空用燃料、ディーゼル油の3種類を用いて多種燃料性は実証されたが、燃費的には類似条件で運転されたガソリン車とディーゼル車の中間にあった。騒音レベルもディーゼル車と同等かややそれを下回る程度で、静粛性における特長は発揮されていなかったようである。



日本では、アイシン精機によって、表 1.3.1 に示した自動車用エンジンの開発と小型乗用車への搭載試験が行われている。

自動車用エンジンの開発は最も困難なターゲットを設定した研究開発と言え、スターリングエンジンの技術水準の向上に大きな役割を果たしてきたが、近い将来に自動車用なかでも乗用車用として実用化される見込みはほとんどないと思われる。むしろ、低回転域で十分なトルクを発生するという特長を活かせる、フォークリフトやロードローラなどの作業用車両の方が適当な応用分野となろう。

## (2) ソーラ発電

バーナ加熱式のスターリングエンジンは、加熱部を改造するだけで太陽熱利用に使い、皿型集光器と組み合わせた5~10kWeのソーラ発電システムの開発が米国、ドイツ、日本で行われている。USABの4-95エンジンを使用した図 1.3.9 に示す米国のAdvanco社のシステムでは、太陽追尾機構を持った皿型集光器(直径10.5m)の焦点にヒータ部がくるようにエンジンは逆さに吊されており、949W/m<sup>2</sup>の日射で、発電出力25.2kW、変換効率31.6%が得られたと報告されている。この変換効率は蒸気エンジンや太陽電池を使う通常のシステムに比べて、50%程度効率が高い。高温利用のスターリングエンジンの特徴が現れており、有望な太陽熱発電システムになる可能性がある。

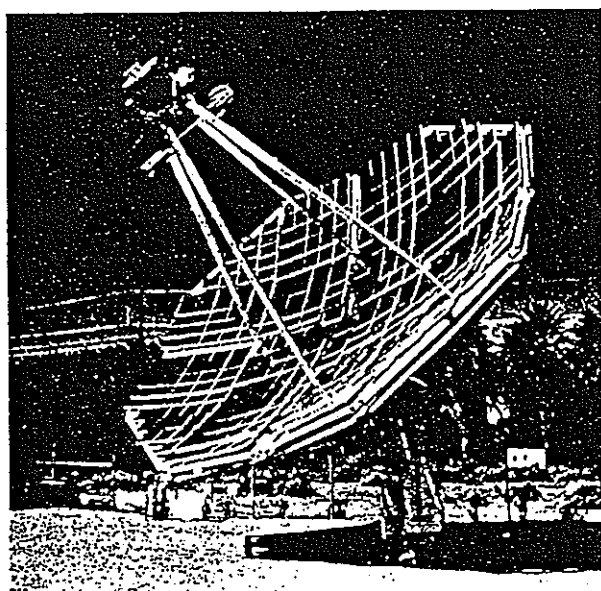


図 1.3.9 Advanco社のソーラ発電システム

日本では、アイシン精機が社内で20kWeクラスのフィールド試験を行っているほか、宮古島エネトピア・アイランドにおいて、明電舎と共同で8kWeのシステムを3台建設中である。ただ、皿型集光器を使うシステムは大型化が難しいので、発電所は図1.3.9のような小型システムを多数並べて構成されることになるだろう。また、ヒータの均一加熱や日射不足時におけるバーナ併用のために、高温ヒートパイプでヒータを間接加熱する方式の開発も進められている。

### (3) 宇宙用エンジン

ソーラスターリングエンジンは、宇宙船の電源用として米国で開発が進められており、日本でも検討中である。作動ガスの密封性の向上や軽量化を図るために、リニア型発電機を負荷とするFPSEが開発対象とされている。MTIとNASAによって開発されている25kWエンジンSPDEの1/2モジュールを図1.3.10に示した。ダイナミックバランスをとるために、同一のモジュールが対向してSPDEを構成するようになっている。原子炉などを熱源とすることも考えられているが、宇宙では軽量、低振動、高信頼性が必須の条件になり、加熱だけでなく冷却の方法も問題になるため、実用化されるにしてもかなり先のことになるだろう。

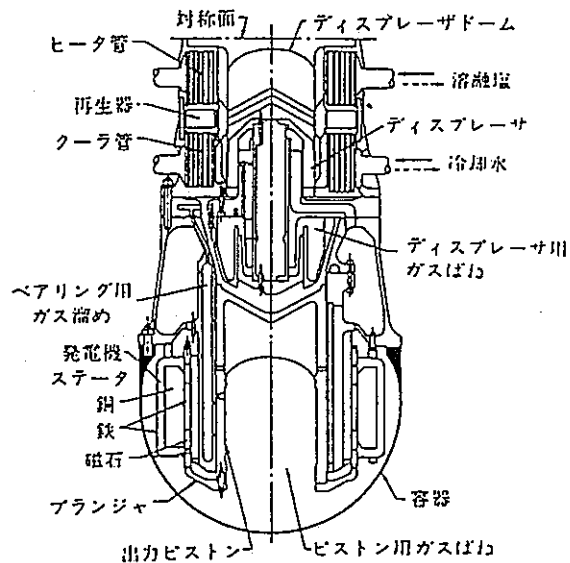


図 1.3.10 宇宙発電用フリーピストン型エンジン

#### (4) その他の応用分野

定置用では、小型発電機あるいはコージェネレーションも有望な用途であるが、これらについては後述のヒートポンプの場合と同様のことが言えよう。外燃機関の特徴を活かした用途に、ソーラ発電と共に冷熱発電が考えられる。冷熱発電は、低温エクセルギーを電力変換するもので、LNGが保有する膨大な冷熱の有効利用に貢献できる可能性がある。また、液体窒素・酸素・アルゴンを用いる小規模な冷熱発電、さらに将来的には液体水素の利用も考えられる。移動用では、ロボットなどのクリーンで高出力の動力源として検討する価値があろう。船舶用の開発は日本でも過去に行われ、現在も西ドイツのMAN社などが進めていると聞く。一方、純酸素燃焼と組合わせ、海中用の動力源および熱源として利用する試みもスウェーデン、フランス、日本で進められている。このようなシステムは地下空間用としても可能性がある。極めて特殊な用途として、人工心臓用スターリングエンジンの開発が米国で行われているが、熱源の確保、排熱の処理、人体との適合性などに大きな問題を抱えているものと思われる。

### 1. 3. 3 スターリングエンジンヒートポンプシステム (SEHP)

#### (1) ヒートポンプ用としてのスターリングエンジンの適性

長年の研究開発にもかかわらず、スターリングエンジンが実用化されるには至らなかった理由として、前述のような技術的困難さに加えて、欧米を中心とした従来の研究開発が、スターリングエンジンにとって元々問題の多い自動車用に精力を注いで実施されてきたことも挙げられる。すなわち、スターリングエンジンを自動車用エンジンとして見ると、次のような問題点がある。

- ①多くの熱交換器を持つ耐圧構造のエンジンであるため、小型・軽量化が難しい。
- ②冷却水に逃げる熱量が通常の内燃機関の2倍程度と大きいため、ラジエータが大型化する。
- ③外燃機関であるため、始動性や出力制御性で本質的に内燃機関に劣る。
- ④自動車では、内燃機関に使えない燃料は考えられず、多種燃料性が活かせない。
- ⑤熱効率の高さも、自動車ではアイドル運転が多いため、燃費の向上に直接つながらにくい。

これに対して、ヒートポンプをスターリングエンジンによって駆動する、図 1.3.11 のようなスターリングエンジンヒートポンプ (SEHP) では、自動車用で現れた欠点をカバーすると同時に、その長所をより活かすことができる。

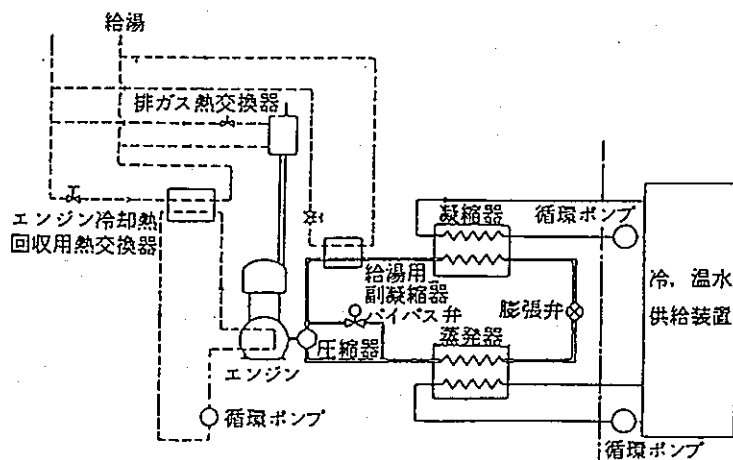


図 1.3.11 SR式のSEHPの構成例

- ①冷却水の持つ熱は利用し易く、その放熱量が大きい点は廃熱利用を図る上での利点になる。
- ②スターリングエンジンは、家庭用から業務用のヒートポンプの出力に相当する数十kW以下、特に数kWの小出力では内燃機関をはるかに上回る熱効率を持つ。
- ③自動車の場合に比べて負荷変動が小さく、運転時間も年間数千時間と格段に長いいため、高効率性を発揮できる。
- ④そのため、製造コストの上昇分（主として熱交換器に起因）を燃料費の節減により短期間に償却できる。
- ⑤電動式ヒートポンプ並みの静粛性を達成できる。

スターリングエンジンは内燃機関以上の汎用性を持つために、これまで自動車から太陽熱発電、冷熱発電に至る、およそ熱機関の関与するあらゆる分野への応用が検討されてきた。しかし、上のような理由から、現在ではヒートポンプがその導入効果の大きい最も魅力ある用途として認められている。

## （２）SEHPの形式

SEHPは、スターリングエンジンによってランキンサイクルのヒートポンプを駆動する、図 1.3.11 のようなシステム（ガスエンジンヒートポンプ(GHP)に対応）を指すのが普通である。

しかし、教科書にあるとおり、どんな熱機関でも外部から駆動すればヒートポンプとして動作する。これはスターリングエンジンでも同じであるが、特にこの場合には、普通のエンジンの構造を全く変えずに行える特徴がある。実際に冷却水だけ流し、エンジンとして回ると同じ方向にモータで回転させると、ヒータの表面には瞬時に霜が付き、やがては液体空気で濡れてくる。反対方向に回転させると、今度はヒータの温度が上がり、赤く見える温度にまでなる。したがって、このヒートポンプとしての機能を利用するものを含めると、SEHPは表 1.3.2 に示す4種類に分類できる。

表 1.3.2 スターリングエンジンヒートポンプ (SEHP) の分類

方式	駆動側	ヒートポンプ側	備考
SR式	スターリングエンジン	ランキンサイクル	最も一般的なSEHP
ES式	電気モータほか	スターリングサイクル	極低温用冷凍機で多い形式
SS式	スターリングエンジン	スターリングサイクル	フリーピストン式: Duplex SEHP
VM式	(スターリングエンジン)	(スターリングサイクル)	ヴィルミエ (Vuilleumier) サイクル

① SR式

SR式は、スターリングエンジンによってランキンサイクルヒートポンプを駆動する、最も一般的なSEHPである。図 1.3.11 では機械 (k i n e m a t i c) 式とも呼ばれる普通のエンジンを用いているが、クランク機構を持たない図 1.3.1 のFPSEの出力ピストンに、圧縮機のピストンを直結する方式もある。

② ES式

電気モータ等でスターリングサイクルのヒートポンプを駆動するES式は、極低温用の冷凍機として以前から実用化されており、最近ではセンサ冷却用の超小型冷凍機やバイオ用の冷凍保存庫の開発も行われている。冷暖房用のES式の実施例はないようであるが、モータ内蔵のハーメチック構造にすれば、非フロン・ヒートポンプとして実用化できる可能性がある。

③ SS式

駆動とヒートポンプの両方にスターリングサイクルを使うSS式は、両者を一体化すればハーメチック構造にでき、その例に図 1.3.12 に示したフリーピストン型のDuplex型がある。これは図 1.1.1(a)のディスプレイサ型エンジンを2台組み合わせたもの(出力ピストンを共有)に相当する。

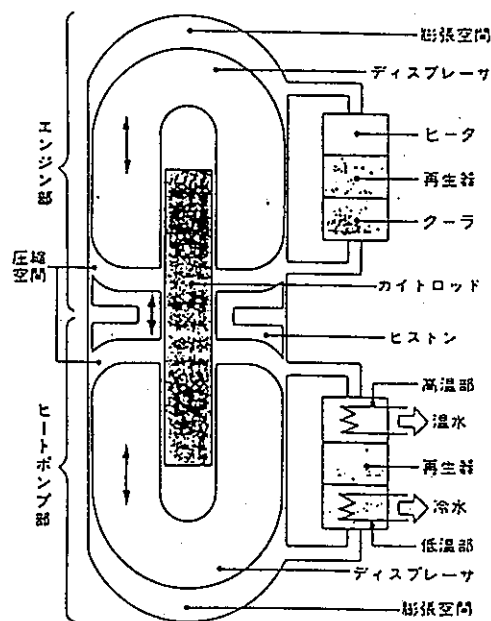


図 1.3.12 SS式のSEHP (Duplex型)

#### ④ VM式

VM式は、通常はヴィルミエ (Vuilleumier) サイクルと呼ばれ、高温の熱が直接的にヒートポンプ作用を行う熱-熱変換方式のヒートポンプシステムである。

図 1.3.13 のように荷重を受けるピストンは無く、2個のディスプレイサだけが駆動されるが、ディスプレイサの上下の圧力は同じであるから、その駆動にはほとんど動力を必要とせず、ロッド径を適切に選べば自立運転もできる。図 1.3.13 において、クランク機構を取り払い、シリンダ間の角度を180度を開いて描き直すと、図 1.3.12 のDuplex型とそっくりになる。ピストンの無い点が違うが、2つのディスプレイサの間に仮想的なピストンが存在すると考えると、両者は全く同じ形になる。ただし仮想ピストンは、その存在の有無が何の影響も与えてはならないから、その上下の圧力は常に等しく、上方または下方にある作動ガスの量もそれぞれ常に一定に保たれている必要がある。実際、この条件を満たしながら運動する仮想ピストンが存在し得ることが証明でき、VM式はディスプレイサと出力ピストンの位相差が小さなスターリングエンジンと、位相差が90度程度のスターリングサイクルヒートポンプを組み合わせたSS式と等価であることが分かる。

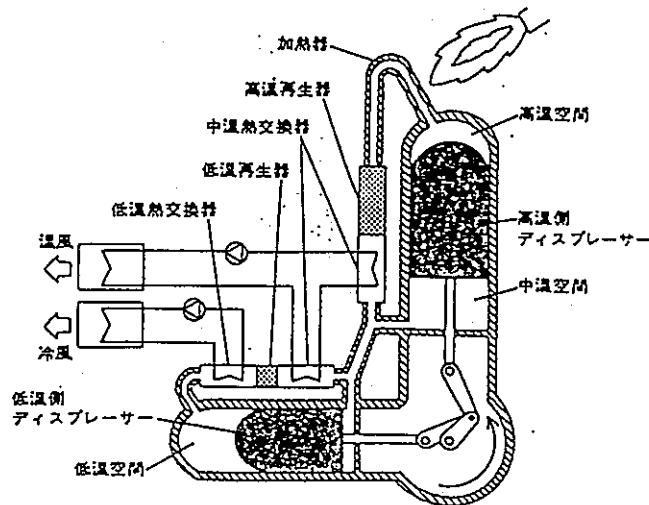


図 1.3.13 VM式のSEHP

ただVM式では、1サイクル中の最高圧と最低圧の比が1.2程度と小さく（普通のスターリングエンジンでは約1.7）、同一の容積と圧力ではSR方式に比べて能力的にかなり劣ることになる。しかし、スターリングエンジンの効率上の特徴は維持され、またヘリウム等を作動ガスとするために、非フロン・ヒートポンプとして期待されている。

### (3) SEHPの開発状況

現在のSEHPの開発研究は、ムーンライト計画における研究開発成果を引き継いだ機械式エンジンを用いるSR式と、その後に看手されたVM式の2つの方式を対象として進められている。いずれにおいても、現在は都市ガス（天然ガス）が燃料として採用されているが、当然、石油系の燃料を用いることも可能である。SEHPは、機能や容量の点でガスエンジンヒートポンプ（GHP）と類似し、これと競合するものであるが、エネルギー利用効率、寒冷地適用性、低公害性（排気、騒音、振動）、保守性点検・整備間隔）、多種燃料性等においてGHPを凌駕し、コスト的にも成立することが開発目標とされている。



① SR式

ムーンライト計画では、SR式について三菱電機、東芝が3kW級エンジンを使った小型システムを、アイシン精機が30kW級エンジンを使った中型システムの開発を担当した。1987年度末に行われた最終評価試験の結果の一例として、図1.3.11のシステムの特長（冷暖房はJIS条件、給湯は入口25℃、出口45℃で測定）を図1.3.14に示した。冷房時の成績係数（COP、1次エネルギー・HHV基準）は1.25、給湯を含めたCOPは、凝縮器廃熱を回収しているせいもあり、2を超えている。暖房時の最高COPは1.79であった。

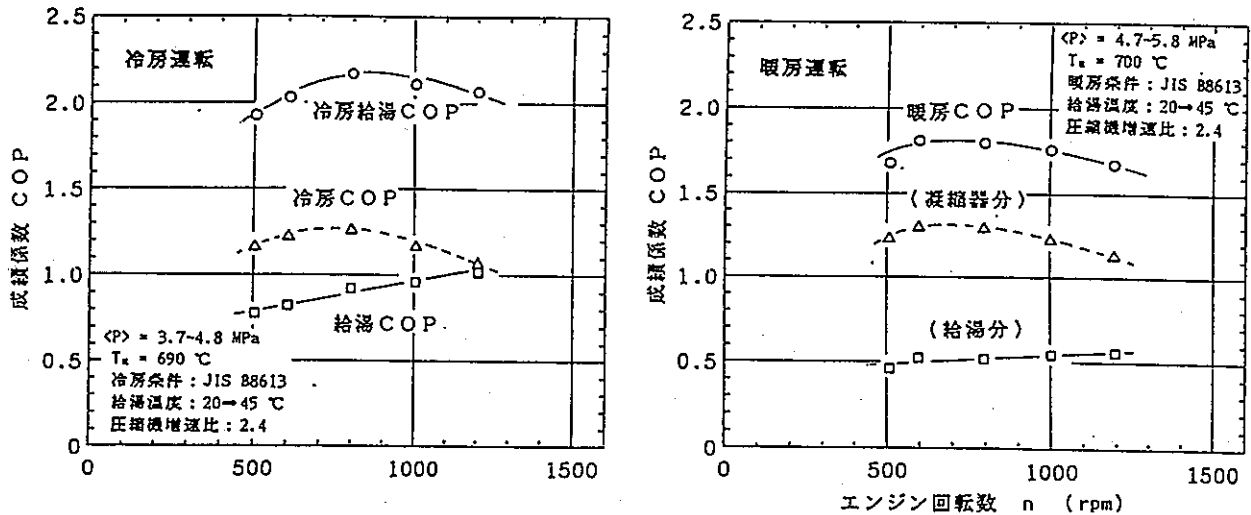


図 1.3.14 SR式SEHPの特性（三菱電機）

試作されたSEHPは、いずれも一千時間以上のフィールド試験が行われ、信頼性、耐久性等も検討された。また2機種については、1990年に大阪で開催された国際花と緑の博覧会のNEDO館において、6ヶ月にわたり実負荷運転が行われた。

図1.3.14を始めとする試験データを総合的に見ると、SEHPは従来の電動式ヒートポンプやGHPのCOPを少なくとも20～40%向上でき、優れた省エネルギー性を持っていることが分かる。また騒音レベルも電動式と同等で、排ガス中のNOxレベルも十分に低いことが確認されている。

上記のムーンライト計画における開発成果を実用に結び付けるため、工業技術院による省エネルギー技術開発の助成事業に基づき、1988～1991年度の4年

間にわたり、耐久性の実証、コスト低減等に重点を置いたSEHPの実用化研究が行われた。これには、三菱電機・大阪ガス、およびアイシン精機・東京ガス・東邦ガス・ヒートポンプ技術開発センターの2グループが参加し、1993年頃に販売を開始することを目指して、複数台のSEHPの試作と試験が続けられた。ここで開発されたSEHPの主な仕様を表1.3.3に示す。また、ヒートバランスを電動式ヒートポンプと比較した例を図1.3.15に示す。

表 1.3.3 スターリングエンジンヒートポンプ (SEHP) の主な仕様

メーカー (能力)	A社 (20RT)	M社 (4RT)	S社 (3RT)
冷房能力 (Kcal)	57,000	12,500	9,000
暖房能力 (Kcal)	64,000	15,000	17,000
成績係数 冷房	1.2	1.1	0.8
暖房	1.7	1.5	1.5
NO (ppm)	150以下	150以下	150以下
騒音 (db)	65	63	55
冷媒	フロン (R22)	フロン (R22)	ヘリウム
平均故障間隔 (hr)	20,000	20,000	20,000
重量 (kg)	1,600	580	260
寸法 (L×W×H, mm)	1,800×1,200×2,550	1,050×680×1,700	1,050×680×1,700
エンジン形式	4気筒ガソリン型	単気筒ディスプレーサー型	ビルミエサイクル
エンジン作動ガス	ヘリウム	ヘリウム	ヘリウム

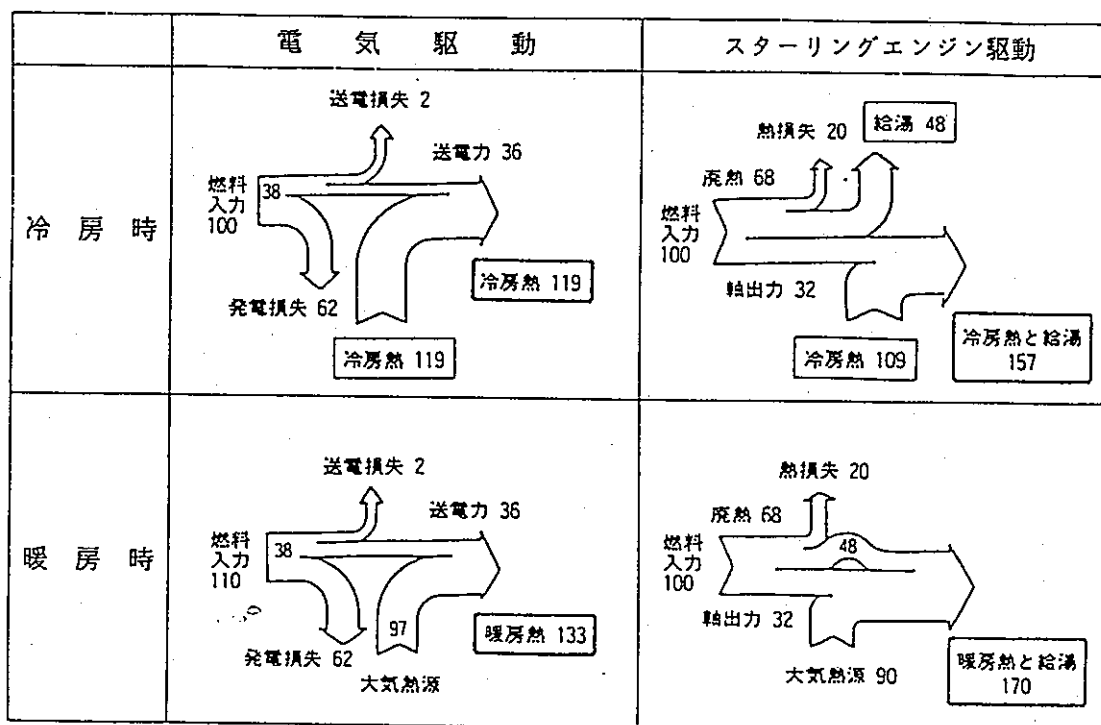


図 1.3.15 SEHP (SR式) と電動式ヒートポンプのヒートバランス

## ② VM式

VM式のSEHPは三洋電機と三菱電機によって開発中であるが、いずれも、図1.3.13と同様の構造を採用しており、また、設計・製作にはスターリングエンジンの開発で培われた手法と技術が応用されている。表1.3.3に三洋電機のシステムの主な諸元を示した。

VM式を通常のSEHPであるSR式と、比較すると次のようなことが言えよう。

- ①単一の熱機関で冷暖房が行えるため、機器構成が単純になる。
- ②圧縮比が低く比出力が小さいため、耐圧を考えると単機で大容量化するの難しい。外部に軸出力を取り出さないため、ヘリウム等の作動ガスの密封が容易である。
- ③いわゆる空冷パッケージ方式にするのは構造上困難であり、水等を熱輸送媒体に用いる冷・温水循環式になる。
- ④暖房時のCOPは同等であるが、冷房時のCOPは劣る。  
フロンを使用しないため、地球環境保全性に優れる。
- ⑤非凝縮性ガスを作動ガスとするため、出力温度（特に低温側温度）を広範に変えられる。

したがって、VM式の開発はその特徴を考慮して進めることが不可欠であり、例えば、冷房よりも暖房の比重の高い用途を設定すること等が考えられる。なお、三菱電機および三洋電機は、資源エネルギー庁からの補助金に基づき、日本ガス協会において1992年度から4年間にわたり実施される家庭用超小型ガス冷房システムの実用化技術開発事業に参画し、1RTクラスのVM式の開発を進めている。

### 1. 3. 4 技術開発課題

表 1.3.1 などにも見られるように、スターリングエンジンの出力性能は内燃機関と同等に近く、熱効率ではこれを凌駕するまでになっている。19世紀のスターリングエンジンに比べて格段に高温・高圧化されたことが飛躍的な性能向上につながっているが、そのためには要素技術である熱交換技術とシール技術の高度化、計算機シミュレーションに基づく設計技術の開発が行われた。また、背景に材料技術の進歩があったことは言うまでもない。これらの中でスターリングエンジン特有の開発成果として、以下のような例が挙げられる。

- ① 図のようなヒータを実現する複雑な形状の一体ロー付け技術の開発
- ② 熱再生効率の向上と圧力損失の低減を両立した再生器の開発
- ③ 完全無給油ピストンリング、往復動部での油侵入防止技術、高性能往復動ロッドシール等のシール技術の開発

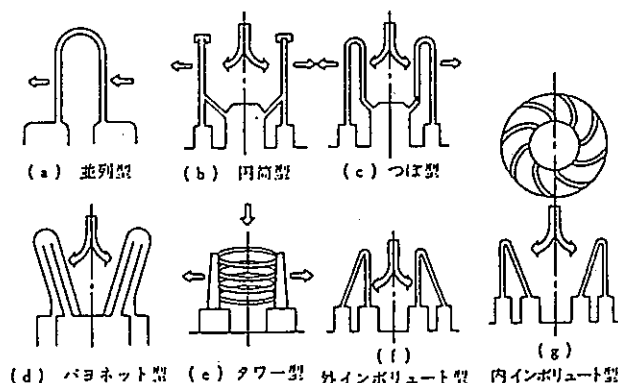


図 1.3.16 スターリングエンジン用ヒータの代表的形式

今後も上記のような開発を一層強力に進める必要があるが、実用化と普及を図るには、次のような点でブレークスルーがなされることが不可欠であると考えられる。

- ① 耐久性・信頼性の確立
- ② 製造コストの低減
- ③ セラミックスの導入
- ④ 応用分野の開発

現在のスターリングエンジンの最大の問題点は、耐久性、信頼性に関連した“エンジンとしての信用”の欠如にあると言って過言でない。これを得るには豊富な運転実績を世に示すことが必要であるが、そのためには適切な用途を設定し、これに向けて開発努力を集中し商品化を実現する以外にないと思われる。後述のヒートポンプへの応用がそのブレークスルーとなる可能性が極めて高い。

製造コスト上昇の主因は多種類の熱交換器にあり、特に高価な耐熱金属材料とその加工が寄与する割合が大きい。当面は低廉な材料へ転換することが考えられるが、将来的にはセラミックスの大幅な導入が、コスト性能の両面でのブレークスルーをもたらすことになろう。しかし、現在のような複雑な形状の熱交換器をそのままセラミックス化することは難しく、構造の単純化が不可欠であると思われる。

しかしながら、スターリングエンジンの製造コストを内燃機関と同等にまで下げることは、将来的にも困難であろう。したがってその普及を図るには、熱効率や多種燃料・熱源などの特長を真に活かせる応用分野を開発して行く必要がある。特長を活かした応用分野の開発が必要なことは、スターリングエンジンと全く同様の構造を持つ冷凍機が、窒素やヘリウムの液化機として以前から実用化されていることから明らかであろう。

## 1. 4 動力用スターリングエンジンとしての課題

### (1) エネルギー変換効率

エンジン周辺装置を除き、スターリングエンジン本体について考えると、スターリングエンジンは、既述の通り理論的には熱機関として最高レベルの熱効率を達し得るため、同等出力の熱機関と比較した場合、より小型・軽量化を期待することができる。

しかしながら、現状の技術レベルでは、図 1.4.1 に示すとおり、排熱損失、摩擦損失、作動ガスの流動損失および漏れ損失等の種々の内部損失により最高40%レベルの熱効率にとどまっております、燃料電池はもちろん、ディーゼルエンジン等の他方式動力源に比較して決して抜きん出た効率を示しているわけではない。

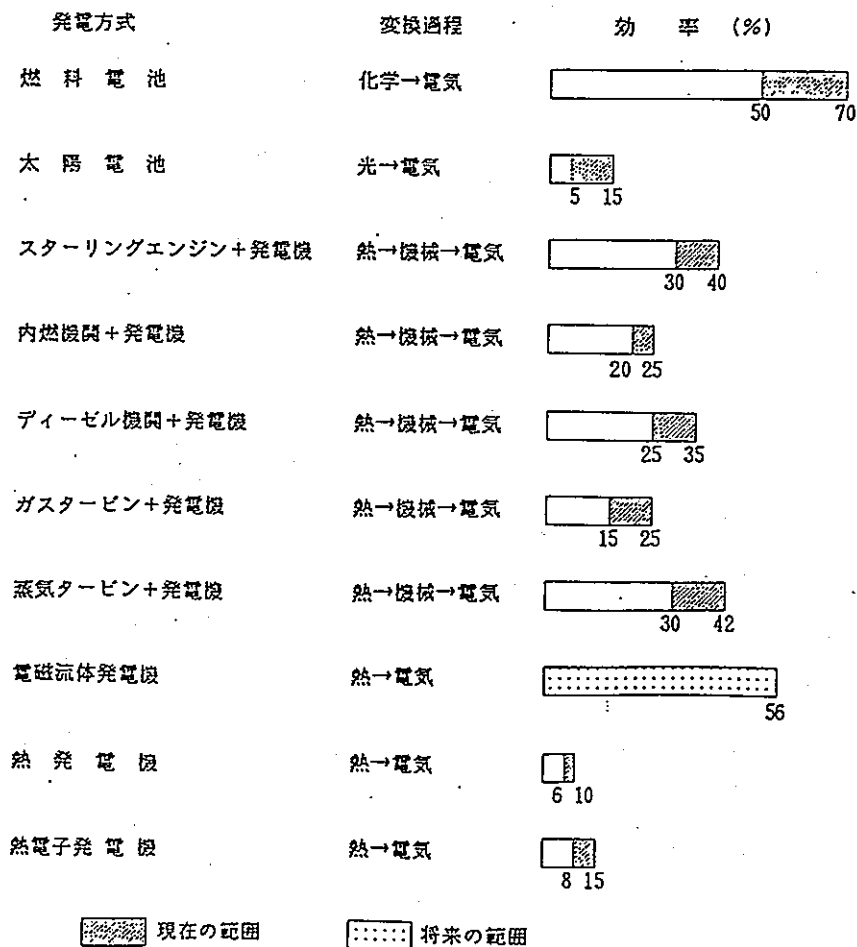


図 1.4.1 各種のエネルギー変換方式とその効率

ただし、スターリングエンジンは、理論熱効率の期待値が高いのに対して、ディーゼル機関等では、理想的な状態での効率の期待値自体がすでにスターリングエンジンが示す理論熱効率の約55%以下であることや、スターリングエンジンの内部損失防止技術、伝熱技術および燃焼技術に関わる研究が未だ過渡状態であることから、スターリングエンジンの場合は、今後の技術開発いかんにより、さらに高熱効率化が期待し得ると十分に考えられる。

## (2) 構造・機構

スターリングエンジンにおいては、エンジン本体付属要素としてヒータ、クーラ等のいくつかの熱交換器が必要不可欠であり、さらに作動ガスが存在するこれらの内部容積が死容積となり、圧縮比がディーゼルエンジンの $1/5 \sim 1/10$ と小さくなりがちである。その結果としてスターリングエンジン本体の重量・容積については、期待する程の小型・軽量化が図られていないのが実情であり、一般にほぼディーゼルエンジン並かそれ以下といわれている。

図 1.4.2 にスターリングエンジンの各種動力とのエンジン本体比重量（重量／出力）の比較を、表 1.4.1 にはディーゼルエンジンとの重量・容積の比較を示す。上記に対する改善策として、小型・高性能熱交換器の開発、作動ガスの高温、高圧化が試みられているが、この改善は、伝熱技術、高温高圧化に追従するヒータ材料開発技術、さらに高圧下における低分子量作動ガスの外部漏れを防止する高圧シール技術等と密接な関係を有するため、高効率化同様、こうした技術開発が今後の課題となる。

表 1.4.1 スターリングエンジンとディーゼルエンジンとの重量・容積比較

	スターリングエンジン	ディーゼルエンジン
重量/出力(kg/PS)	2.6 ~ 5	3 ~ 5.3
容積/出力(m <sup>3</sup> /PS)	2 ~ 4.3	6.5

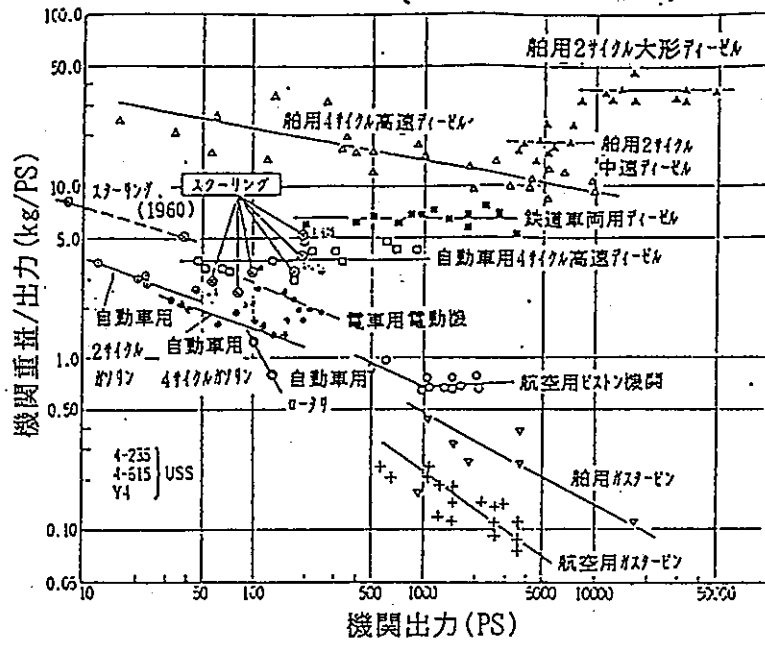


図 1.4.2 スターリングエンジンと各種動力源との比重量の比較



### (3) エンジン構成装置補機数

次にエンジン周辺装置全般について考えると、スターリングエンジンの場合は、燃料供給ポンプ、冷却水ポンプ、潤滑油ポンプ、作動ガス漏れ補拾用圧縮機、出力制御装置、その他各種熱交換器等の数多くの装置・補機類を装備する必要があり、これらがエンジンの小型・軽量化の妨げとなる。

したがってシステムの工夫により、いかに所要装置・補機の規模や数を削減するかが、スターリングエンジンが他に勝るためのポイントの一つとなり得る。

なお、スターリングエンジンの重量・容積に関する他システムとの比較検討例を図 1.4.3 ~ 図1.4.5 に示す。

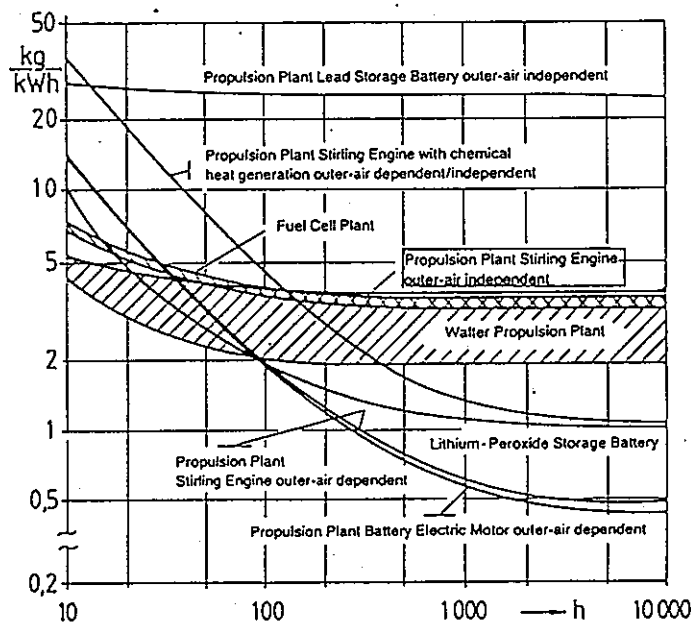


図 1.4.3 スターリングエンジンと他のシステムとの比重量比較

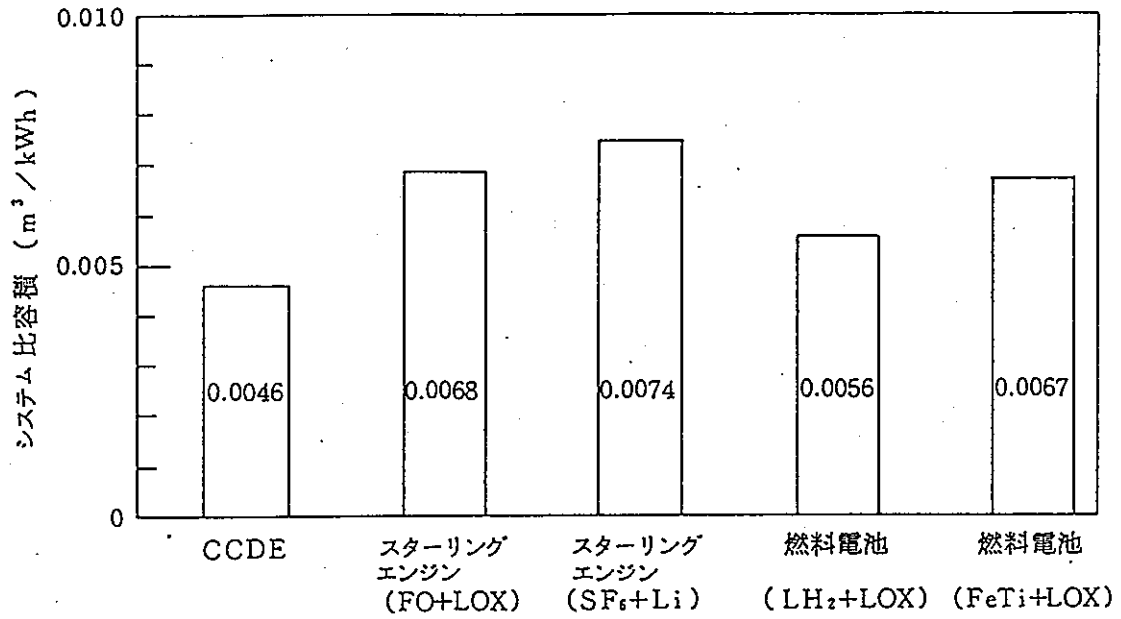


図 1.4.3 スターリングエンジンと他のシステムとの比容積比較

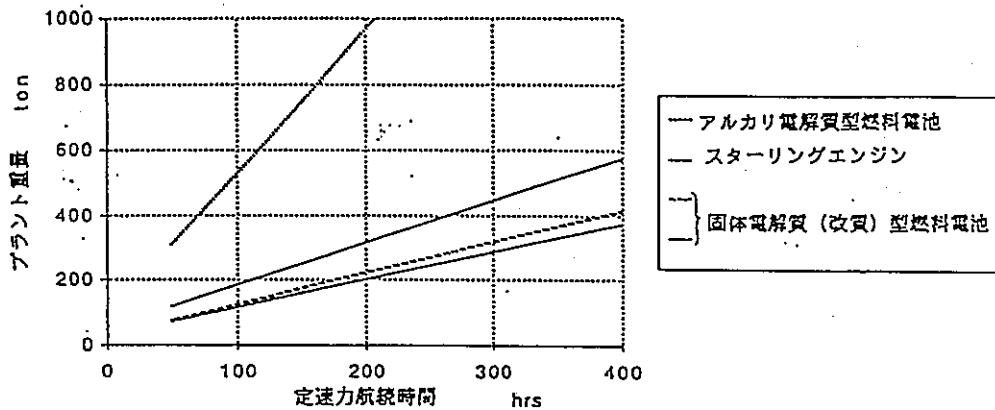


図 1.4.5(a) スターリングエンジンと燃料電池との容積比較 (出力 700 kW 当り)

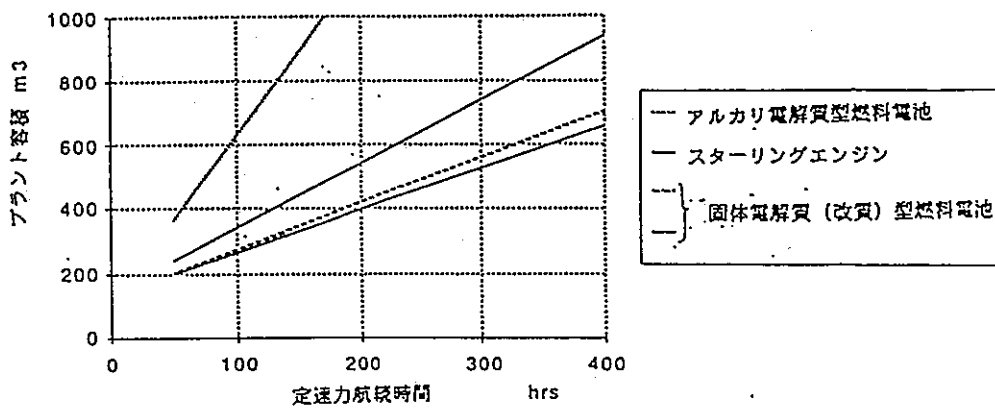


図 1.4.5(b) スターリングエンジンと燃料電池との容積比較 (出力 700 kW 当り)

#### (4) 補機所要動力

上述の補機の数自体もさることながら、これらの所要動力をいかに削減し、スターリングエンジンの正味出力をどこまで向上させることができるかという点も、重要な因子となり得る。

陸上用スターリングエンジンにおいては、補機の中でも燃焼用空気ブロワの所要動力が一番大きく、補機動力の約50%、エンジン出力の約7~8%余りに達するといわれている。システムに対して何らかの省エネルギー対策を講じることにより、補機所要動力を削減する工夫が必要不可欠である。

#### (5) 信頼性

現在、信頼性の面からスターリングエンジンに対して要求される技術課題は、おおむね以下であると言われている。

- ① 高圧低分子作動ガスの外部漏れを防止し得るシール技術の確立
- ② 低摩擦かつ低摩耗で、内部作動ガス漏れを防止し得るピストンリングのシール技術の確立
- ③ 長寿命耐高温高圧ヒータ材料の適切な選択

また前記の他にも、信頼性の高い負荷制御技術の確立等が信頼性を確保する上で必要な技術課題として挙げられる。スターリングエンジンに対して高信頼性を期待するためには、今後これらの技術課題をひとつひとつ解決して行く必要がある。

## (6) 取扱い性 (保守・管理・操作性)

操作性・操縦性における、従来型のディーゼルエンジン等内燃機関との一番の違いは負荷制御にある。スターリングエンジンでは高・低温熱交換器の熱容量が大きいため、いったん暖まっていると急に温度を下げることができないし、また急に暖めることができないため、内燃機関の様に燃料の増減により負荷を瞬時に応答性良く制御することが困難なのである。この点からいえば、スターリングエンジンは、負荷変動が急激な陸上車両等よりも、むしろ負荷が比較的一定しており、急激な負荷制御を要しない動力源に適していると言えるのかも知れない。しかしながら、動力源に適用した場合も技術課題の項で後述するとおり、負荷制御に関連して、制御方式、応答特性等の検討が技術課題としてあげられ、取扱い性の向上を考慮しながら、これらの課題をつめていく必要がある。

以上、動力システムが具備すべき条件をスターリングエンジンの現況と対比しながら論じたが、上述のとおり、各種内部損失による高熱効率化の妨げや、固有のエンジン構造、さらに決して少なくない所要周辺装置・補機数およびこれらによるエンジン正味出力の低下により、スターリングエンジンは期待される程の小型・軽量化が達成されておらず、この点について他のシステムに勝る適性を有していると言いきれないのが現状である。

しかしながら、上記の課題を改善するために、伝熱技術、燃焼技術、シール技術、材料技術に関する研究や新方式スターリングエンジンの開発研究が多方面で実施されており、こういった研究の成果が、今後のスターリングエンジンの適性を左右していくものと思われる。

## 第2章 スターリングエンジンの駆動力を増幅可能なシステムの検討

### 2.1 冷却方法

微小温度差 ( $\Delta T \leq 100^\circ\text{C}$ ) で駆動するスターリングエンジンが大電力を得ることは、現時点では極めて困難なことと言わざるを得ない。

スターリングエンジンの発電出力を上げるためには、大きな $\Delta T$ を提供することと、エンジンの機械ロスを極めて少なくした大型システムが必要となる。仮に、このようなシステムができたとしても、 $\Delta T$ を連続的に、安定に維持するためには、適切な加熱と冷却を行う必要がある。

廃熱の利用を前提とするのであれば、これらの加熱・冷却システムをスターリングエンジンの基本仕様としておくことは、 $\Delta T$ の提供環境の構築、低コスト駆動の観点から、好ましくない。

したがって、あくまでも廃棄されている熱源を駆動源として受け入れるためには、スターリングエンジンシステムの冷却方法に、新たなブレークスルーが求められる。

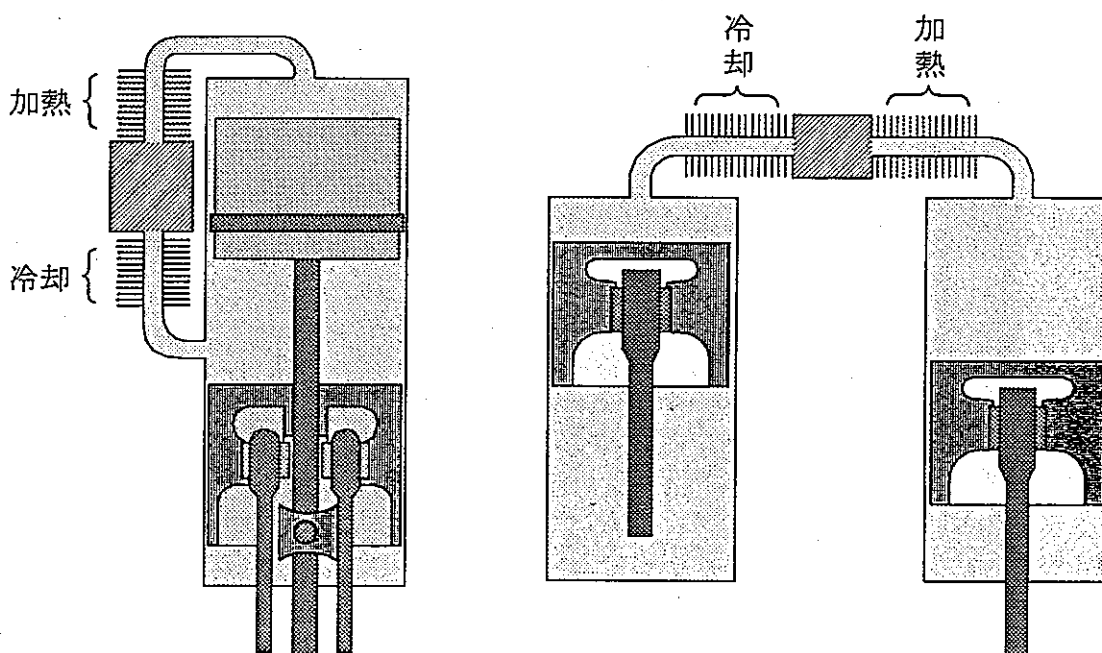


図 2.1.1 スターリングエンジンの加熱部と冷却部

現状において普及しており、かつ、駆動実績のあるスターリングエンジンの構成を図に例示したが、 $\Delta T$ を得るためには加熱・冷却を適切に実施しなければならない。これは継続した加熱により、流動媒体が冷却されずに圧縮されることや、システムの熱伝導による冷却ブレーキが生じるためである。要するに、加熱の工夫と加熱部と冷却部の断熱を効果的に実施することで、連続した $\Delta T$ を維持させることが理論的には可能となる。

### 2. 1. 1 加熱の工夫

熱源が“火炎”のような輻射熱を伴うものであれば、余分な箇所に熱が加熱時点で及ばないように、断熱性の“覆い”を設けることも考えられる（図 2.1.2）。

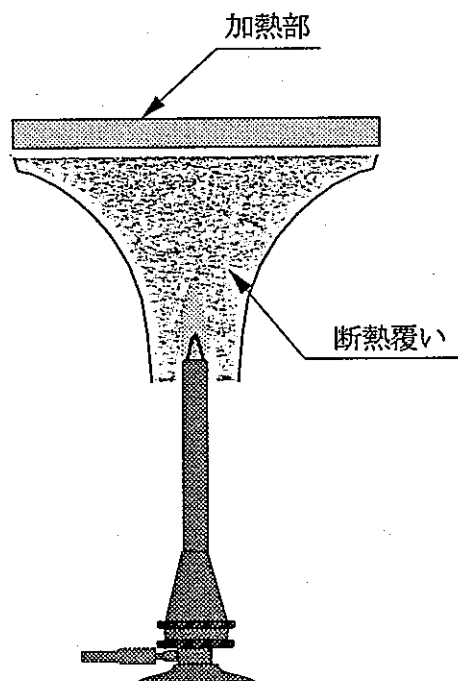


図 2.1.2 覆いの例

さらに、輻射熱の効果を高めるために、この覆いと併用して遠赤外素材と黒体を組み込み、直接加熱でない加熱方法も期待できる（図 2.1.3）。

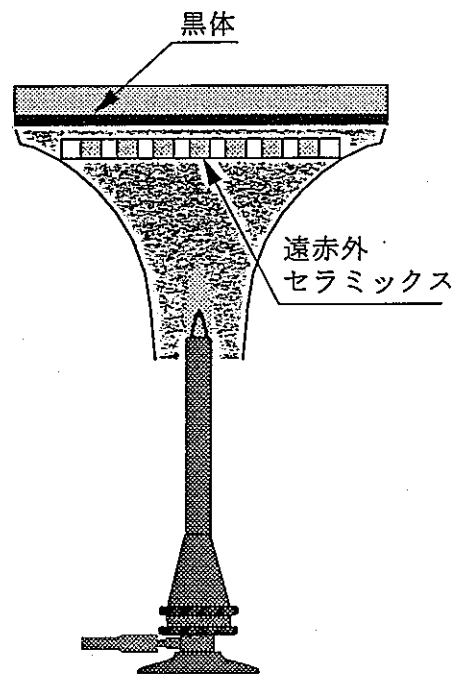


図 2.1.3 遠赤外線による加熱例

## 2. 1. 2 加熱部と冷却部の断熱の考え方

断熱効果と冷却の効果を考える必要がある。

基本的には、加熱部と冷却部を不連続にすることであろう。このためには、

◆構造的な工夫

◆熱伝導率の大きく異なる材質の組み合わせ

を考慮することが不可欠と思われる。

## 2. 1. 3 冷却方法のアイデア

一般的に、空冷の場合には放熱フィンを取付け、水冷の場合には、リービッヒ冷却器スタイルを採用する。さらには急冷方法として揮発性液滴（冷却用スプレー）を吹き付けることも考えられる。

水冷方式については考えないとするならば、放熱フィンの効果的運用を検討する。とが上げられる。

前節の断熱面を構築することが可能となれば、加熱部を固定とし、冷却部を回転

させることも考えられる。ここでは、その回転電力として以下のものを想定する。

◆出力が上回る程度にサービス電力を発電時に確保

◆回生電力の利用

- ・より微少な $\Delta T$ で発電するシステム（ゼーベック、ガスクラスレート等）
- ・太陽光発電

さらに、技術的な解決を必要とするが、駆動時に発生するエンジンの振動を回転運動に変えることも検討すべきであろう。現に時計の分野では、振動を回転エネルギーに変えているアナログ式のものが既にある。電気で振動を発生させるシステムは、様々な規模で既知であることから、その逆を調査することも興味がある（可逆性の追求）。フィンがゆるやかに回転することで、固定フィン以上の冷却効果を生むはずである。

## 2. 2 連続発電の基本コンセプト

### 2. 2. 1 複数のスターリングエンジンの交互運転

スターリングエンジンは、現状では連続運転時間に差こそあれ、いずれは $\Delta T$ が限界となり停止する。

そこで、複数のエンジン、例えば、1号、2号、3号と3基エンジンがあれば、

1. 1号が駆動
2. 1号がダウンしそう→2号が始動
3. 1号は自然冷却
4. 2号がダウンしそう→3号が始動
5. 2号は自然冷却
6. 3号がダウンしそう→1号が始動

というように、1基のスターリングエンジンだけで発電するのではなく、複数のエンジンが交互に相関し合って駆動させることを検討する必要がある。

複数のスターリングエンジンの機能が全てコピーされたものである必然性ば、この運転モードではない。もっとも、仕様の均一性は、スターリングエンジンの性格からは、当面期待できないであろう。

個々のエンジンの基本性能を把握しておけば、必要な台数と運転プログラムは策



定できる。

しかしながら、この場合、複数のエンジンが存在しているにもかかわらず、出力は1基のエンジンに依存する。出力を加算することができないため、大出力には不向きかも知れない。

## 2. 2. 2 提供される廃熱源に固有な発電システムをハイブリッド

当該廃熱利用を考えるに際して、廃熱“流”という概念を考えている。河川に上流下流があるように、廃熱にも発生源に近い程、高温である（高熱源を想定）。

表 2.2.1 廃熱流と固有発電方法

廃熱流通過事象	流れ	$\Delta T$ , °C	発電方式
発生源とその近傍	上流	$>100$	スターリングエンジン
外環境に影響する	中流	$30\sim60$	ゼーベック素子
外環境に影響される	下流	$<20$	ガスクラスレート分解圧

## 2. 3 発電電力の資質

### 2. 3. 1 発電電力の利用分野

水で言えば、飲料水なのか工業用水なのか、といった区別（規格）は電気にはない。本来、発熱、駆動等は雑な電気でもよく、制御系には精度が高い電気が要求される。

一般ユーザーを当該発電のエンドユーザーとは意識しない。それは、100ボルト送電が困難なほどに発電力が期待できないからである。しかしながら、ヒーターやモーターは発熱、あるいは回転することで目的を果たすことから、発熱するため、あるいは回転するためだけに利用を限定し、汎用性を持たさなければ、立派な発電源といえる。

### 2. 3. 2 充電と蓄電（貯蔵）

良質な電気を供給するためには、安定で均質なエンジン駆動を補償しなければならない。

ここでは、その補償をするのではなく、既に良質な電源供給源である“電池”が、システムの電気供給体であり、発電システムのスターリングエンジンば、その電池が消費するに見合った電力を充電するためにだけ駆動するとすれば、電池消費が連続でない限り、2. 2. 1 項に述べた交互運転でなくとも、1基のエンジンで対応が可能となる。

この場合、充電電池の充電効率とエンジン固有の特性が既知であることが前提となるため、それらの高機能測定評価技術の開発が必要となる。

## 2. 4 スターリングエンジンによる発電

### 2. 4. 1 ロータリー方式

バランスウエイトでもあるフライホイールに、発電機（モータ）を取付けることが、一般的な方法である。しかしながら、相当のブレーキがスターリングエンジンにかかり、エンジンのパワーを効率よく電力に変換しているとは言い難い（図 2. 4. 1）。

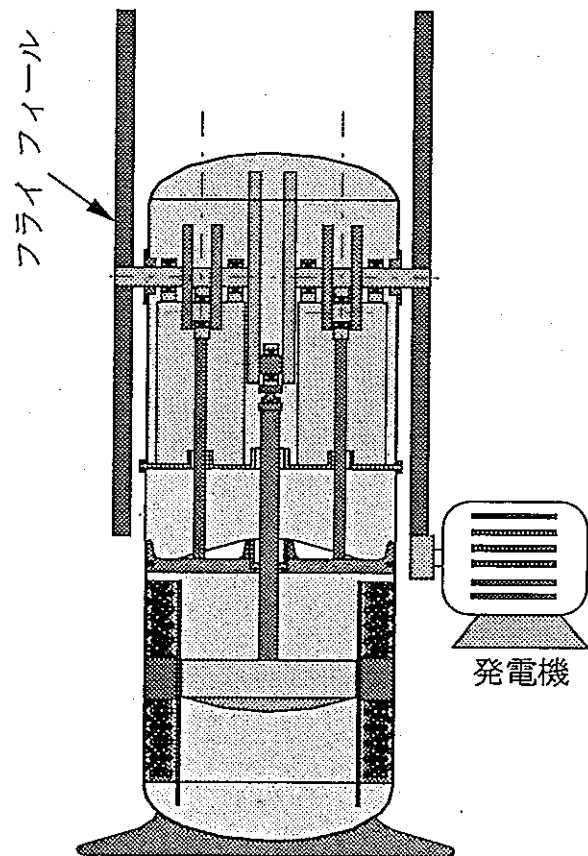


図 2. 4. 1 回転エネルギーから発電

この回転体からの発電方法としては、フライホイール自体のウエイトに磁石（永久、超電導）を採用し、電機子（コイル）をフライホイールの外周に沿って配置し、電気を取り出す。

磁気ブレーキがどのようにかかるのか、電機子、磁石、フライホイールの回転等の電磁気学的な基礎データを取得する必要がある。

大容量を取得するためには、エンジンの出力をあげることは言うまでもないが、発電システムの高度化も重要である。

#### 2. 4. 2 レシプロ方式

スターリングエンジンは、空気バネ、パワーピストンという要素が上下運動を繰り返すことで回転パワーを得ているものである。

この上下運動から、直接、発電に寄与できるシステムを組込んでおけば、スターリングエンジンと発電機の一体化ができ、複数組合わせて電気だけはシリーズで合成させるには効率的であろう。

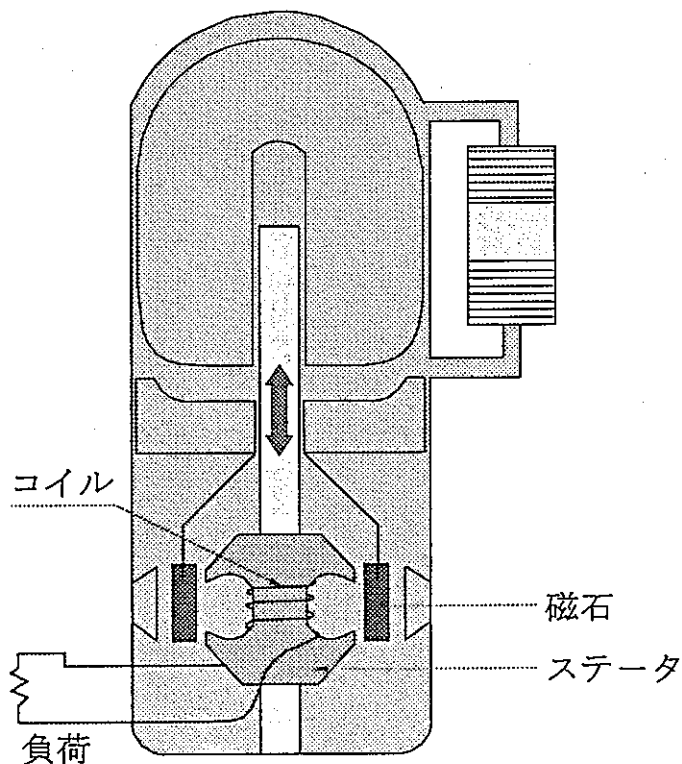


図 2.3.2 上下運動から発電する概念の例

ここでも磁気ブレーキや、発電時の発熱の影響等に関する詳細な検討を、実際の実験を通して実施していくことが不可欠である。

## 第 2 編

1. スターリングエンジンの駆動のための温度差と発電量の定量評価
2. 複数のスターリングエンジンを連結させた発電モデルの試作

## 1. スターリングエンジンの駆動のための温度差と発電量の定量評価

(はじめに)

熱機関であるスターリングエンジンは、第1編において述べたとおり、密閉サイクルを構成した外燃機関として位置づけることができる。このエンジンの理論熱効率 ( $\eta_t$ ) は、再生機器の温度効率を100%とすると、次式で与えられる。

$$\eta_t = 1 - (T_c / T_h)$$

ここに、 $T_h$  : 高温熱源温度、 $T_c$  : 低温熱源温度 である。

すなわち、熱源の温度差 ( $\Delta T = T_h - T_c$ ) が大きいほど熱効率 ( $\eta_t$ ) は向上する。

一方、スターリングエンジンの出力は、第1編(1.3.1)において述べたように、複数の実機の出力を分析した結果から導かれた、およその軸出力 ( $W_{out}$ ) は、

$$W_{out} = 3 \times 10^{-6} n \langle P \rangle V \quad (\text{kW})$$

と表せる。

ここに、 $n$  : エンジンの回転数 (rpm)、 $\langle P \rangle$  : 作動ガスの平均圧力 (MPa)、 $V$  : 膨張ピストンの掃気容積 ( $\text{cm}^3$ ) である。

以上のように、スターリングエンジンの理論熱効率 ( $\eta_t$ ) と軸出力 ( $W_{out}$ ) は、温度差に比例することは明らかであるが、ここではスターリングエンジンを駆動する温度差と出力との相関関係を模型のスターリングエンジンを用いて実証してみることにする。

(駆動温度差と軸出力の実測)

測定状況を写真1に示す。加熱方法は、膨張シリンダー外周部に電気ヒーターを取付け、単巻トランスにてヒーター出力、すなわち加熱温度を可変とした。冷却は自然空冷または強制空冷とした。エンジン出力は、直流モーターを発電機として使い、発電機の電気出力をエンジン出力と見なした。

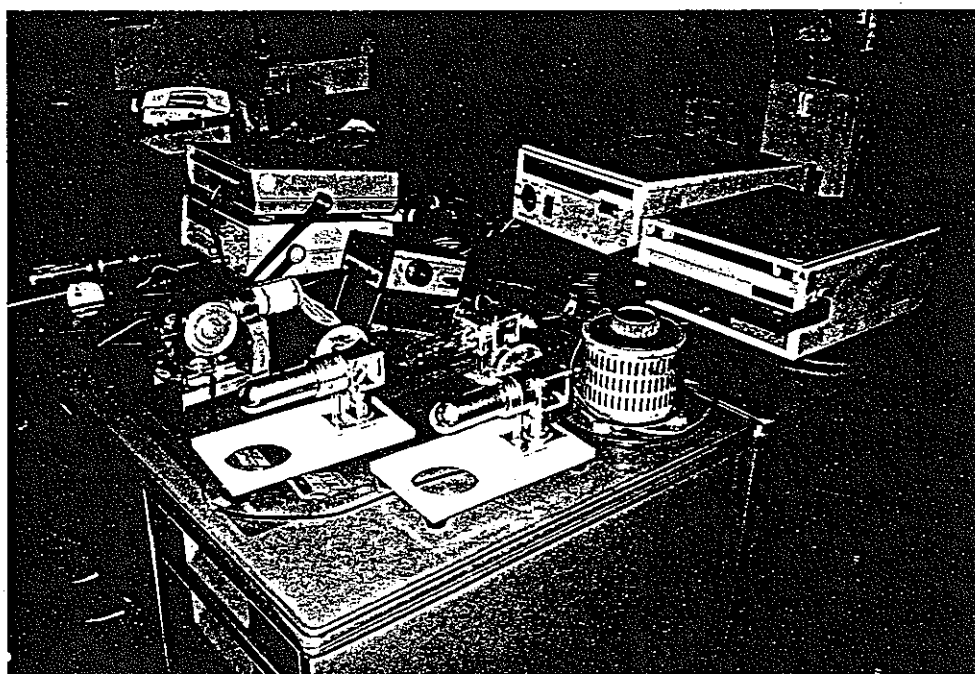


写真1 駆動温度差と軸出力の測定状況

測定箇所は、

- ①エンジン回転数 (rpm)
- ②加熱部温度 (°C)
- ③冷却部温度 (°C)
- ④発電機出力電圧 (V)
- ⑤発電機出力電流 (mA)

の5点である。



(実測結果の整理)

図1に測定結果を整理し、温度差をパラメーターとした回転数と出力との関係を示す。これによると、理論どおりに同一の回転数においては駆動温度差が大きいほど軸出力が大きいことが明らかに読みとれる。

参考に、実機のスターリングエンジンの特性線図を図2に示す。

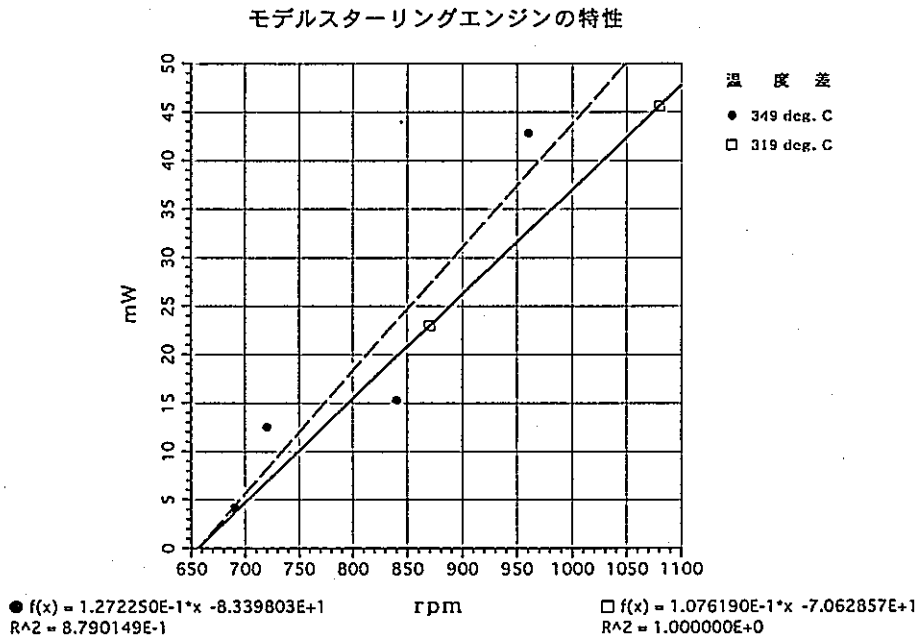
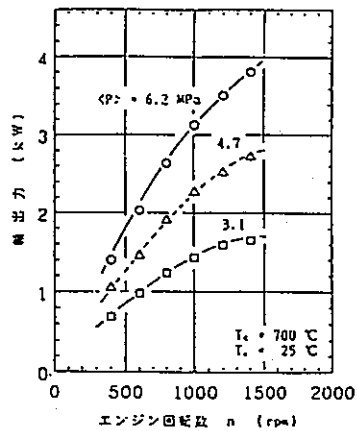
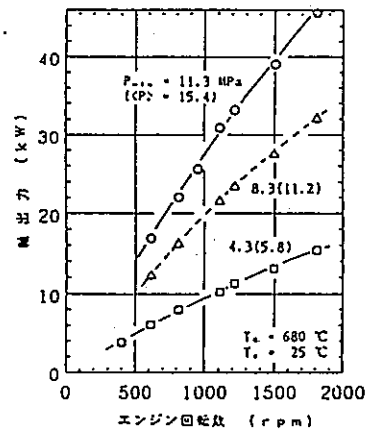


図1 エンジン回転数 VS. 出力



3 kW級ディスプレーサ型エンジン (NS03M)



30 kW級回転斜板複動型エンジン (NS30A)

図2 実機のスターリングエンジンの特性

## 2. 複数のスターリングエンジンを連結させた発電モデルの試作

複数のスターリングエンジンを連結して動作させることの意味あいとしては、以下のことが考えられる。

- ①工学的な観点から、1台で必要な出力を得るよりも、合理的な出力規模のエンジンを複数台連結して運転することにより、信頼性・冗長性・経済性が向上することが期待できる。
- ②負荷追従運転時において、効率向上が期待できる。
- ③熱的には、動作温度領域の異なる複数のスターリングエンジンを熱的に直列に接続し、いわゆるカスケードを構成することにより、廃熱の有効利用が期待できる。

ここでは、上記③に示した熱のカスケード利用をイメージし、高・低温度動作スターリングエンジンを試作した（写真2参照）。

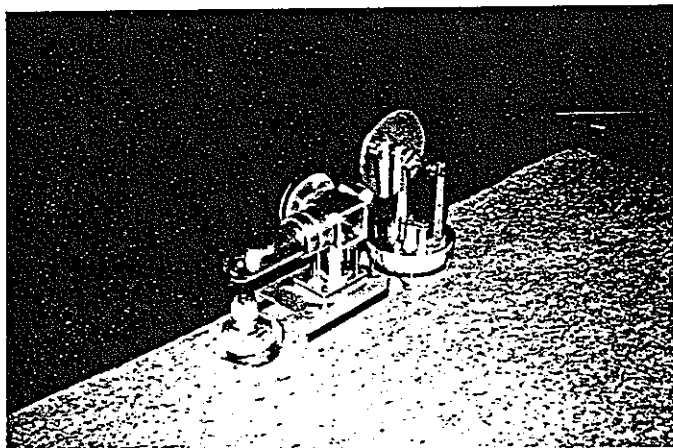


写真2 カスケード利用をイメージした高・低温動作スターリングエンジン

具体的には、

- ①高温動作型スターリングエンジンは、燃焼熱等の高温廃熱で動作し、
- ②低温動作型スターリングエンジンは、①の高温動作型スターリングエンジンを駆動した後の燃焼廃熱（低温）、あるいは高温動作スターリングエンジンの冷却水廃熱で駆動するイメージである。