

# スターリング機関の開発状況

塚原茂司\*

## Recent Development on the Stirling Engine

By

Shigeji Tsukahara

The Stirling engine was invented by Robert Stirling, a Scottish minister, in 1816, and the principle of this engine is based on the Stirling cycle which is consisted of two isothermal changes and two constant volume changes.

At that time, thermal efficiency of this engine was considerably low because of the use of air as the working fluid and of the low efficiency of regenerator. But in last decade, this engine was developed to highly efficient prime mover, for high pressure hydrogen or helium gas was used as the working fluid and the efficiency of the regenerator was improved. As the result, thermal efficiency of this engine has increased as high as that of the internal combustion engine.

Because the Stirling engine has an external combustion system, low level of vibration, noise and emission characteristics of this engine are suitable for marine, automobile and other use.

In this paper, recent development on Stirling engine is reviewed with the theoretical and experimental analysis which was reported in last decade in many countries, and described on the capability of the application in many fields. It is seemed that the points of problem of this engine is laid on sealings, heat transfer units and controls.

### 目 次

1. まえがき.....	10	3.4 伝熱面の熱設計 .....	21
2. スターリング機関の一般原理と基本構造.....	11	3.4.1 式の定義と関係 .....	21
2.1 サイクルと理論熱効率 .....	11	3.4.2 流路面積 $A_x$ .....	23
2.2 スターリング機関の構造と作動原理 .....	12	3.4.3 熱交換器流路長さ $L$ .....	23
3. 理論的研究.....	13	3.4.4 無効容積 .....	23
3.1 Finkelstein の理論 .....	13	3.4.5 非定常流と圧力変動の効果 .....	23
3.1.1 サイクル計算 .....	13	3.5 理論的研究に関するまとめ .....	24
3.1.2 計算例 .....	16	4. 実験と実用化.....	24
3.2 機関性能に与えるパラメータの効果 .....	16	4.1 実験による開発状況概説 .....	24
3.2.1 機関出力と熱効率の計算 .....	16	4.2 機関性能 .....	24
3.2.2 計算方法とパラメータ変化範囲 .....	17	4.2.1 機関性能 .....	24
3.2.3 計算結果 .....	17	4.2.2 騒音 .....	26
3.3 作動流体の種類による影響 .....	19	4.2.3 作動流体と漏洩損失 .....	27
3.3.1 理論計算の仮定と実験機関構造 .....	19	4.2.4 その他 .....	29
3.3.2 理論と実験結果の比較 .....	20	4.3 実用機関としての研究例 .....	29

\* 機関開発部第2部  
原稿受付 昭和45年8月10日

4.3.1 モータクルーザへの搭載例 .....29  
 4.3.2 自動車用機関としての搭載例 .....30  
 4.3.3 原子炉との組み合わせ .....33

4.3.4 その他の応用例 .....34  
 5. まとめ .....34  
 参考文献 .....34

1. ま え が き

スターリング機関は1816年イギリス人 Robert Stirling によって考案されたガスを作動流体とする密閉サイクルの外部燃焼方式熱機関（外燃機関）である。

初期においては作動流体を空気としてある程度の成功はおさめたが、空気の熱的性質の低さと熱交換器効率の低さなどのため熱効率は数パーセントの域を脱し切れず、後年ガソリン機関、ディーゼル機関の出現により往復動蒸気機関より早く廃止されてしまった。

しかしながら後述するようにスターリング機関は理想的にはカルノーサイクルの理論熱効率と一致する高効率熱機関<sup>1)</sup>であることから、この点に着目した Philips Electronics Industry (オランダ) によって1938年再び手がけられ、作動流体を空気から高圧の水素あるいはヘリウムに換えたことと熱交換器の温度効率の上昇によってスターリング機関の熱効率も内燃機関のそれと等しいかあるいはそれを上回るような値を持つに至った。また当然のことながらこの機関の理論的研究<sup>3)5)6)7)</sup>も活ばつになり、1965年デトロイトで開かれた SAE 国際会議では実験報告も含めて多数の報告<sup>8)~9)</sup>があり、また最近の文献にはスターリング機関の船舶用<sup>9)10)</sup>あるいは自動車用機関<sup>11)</sup>への応用がのっており、この機関が動力界に復帰せんとしていることがうかがわれる。

さらにスターリング機関は外燃方式のために排気ガスが内燃機関に比較してより清浄であることから大気汚染問題に関連しても話題にのらうとしている。

これらの観点から筆者はスターリング機関に関心を持ち、最近約10年間の同機関の動向について調べたのでこの機関の紹介をかねて読者に何らかの参考にして

もなれば幸いと思ひここに報告することにした。

現在までの研究状況をふりかえてみると、理論的研究においては熱力学的、流体力学的観点から機関性能におよぼす各因子の影響ならびに作動流体の相連による影響等が検討されており、一方実験的研究をみるとこれはほとんど実用化に沿って行なわれており、商業用、軍用、宇宙用動力源として開発されている。

スターリング機関を在来の内燃機関と比較してその長所、短所を列挙してみるとほぼ次のようになる。

〔長所〕

1. 外燃機関のため多種類の燃料の使用が可能で、また太陽エネルギー、核分裂エネルギー<sup>12)</sup>等高温エネルギーの利用も可能である。
2. 燃焼器が大気状態で連続的燃焼のため燃焼は良好で排気ガスは清浄である。Table 1 にはカリフォルニア試験の最高許容値とスターリング機関およびガスタービンの排気ガス組成を比較して示した。
3. 騒音、振動が少ない。これは密閉サイクルであるので燃焼爆発音や吸排気弁騒音がなくまた菱形駆動機構 (rhombic drive mechanism) により釣合が良い。
4. 広い負荷範囲で効率が良く、比出力も大きい。
5. 潤滑油消費が少ない。等

〔短所〕

1. 放熱器が大きくディーゼル機関の約2.5倍もある。
2. 外燃方式のためこれらの補機類の容量、重量が大きい。
3. 高圧密閉（低分子量）ガスを採用しているためシールの問題がある。等

以上がスターリング機関に主にみられる長、短所で

Table 1 スターリング機関と解放サイクルガスタービンの排気ガス中の CO, CxHy, NOx 成分の比較

	スターリング機関	ガ ス タ ー ビ ン	カリフォルニア試験 (ガソリン機関)	
			1966年最高値	規 準 提 案 値
CO %	0.007~0.030	0.025~0.045	1.5	1.0
CxHy ppm	1~1	1.5	275	180
NOx ppm	100~200	90~250	—	—

ある。

本報告では以下スターリング機関の一般作動原理と基本構造，理論的研究，実験および実用化について順次記すことにする。

## 2. スターリング機関の一般原理と基本構造

### 2.1 サイクルと理論熱効率

ガスを作動流体とする密閉サイクルの外燃機関には Fig. 1 の如く高熱源と低熱源が必要である。この機関では冷却器と高熱源の間に再生器を用い，ガスを高熱源に移送する前にあらかじめ再生機を通して高熱源温度  $T_1$  まで上昇させ，高熱源内で等温膨張させるために受熱させる。冷却側も同様に再生器を通過させ冷却器で冷却しながら等温圧縮させる。

スターリングサイクルの  $p-v$  線図， $T-s$  線図は Fig. 2 a), b) のごとくなる。

今，ガスを完全ガスとし熱収支を考えると

- (1) 高熱源よりの受熱量 (等温膨張 2.3)

$$Q_1 = ART_1 \ln(v_3/v_2) \quad \dots\dots(2.1)$$

- (2) 再生器内貯熱量 (等積 3.4)

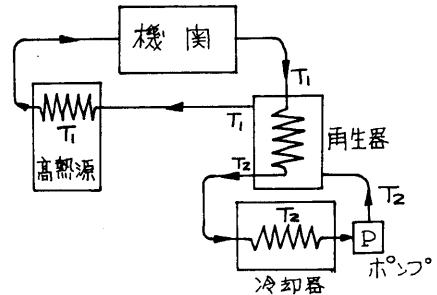


Fig. 1 再生式ガス機関の概念図

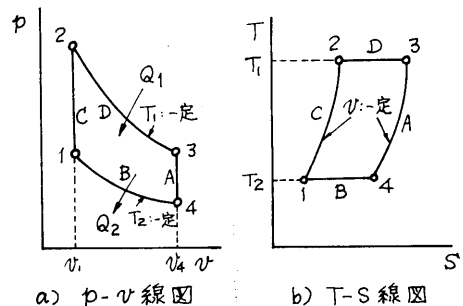


Fig. 2 スターリングサイクル線図

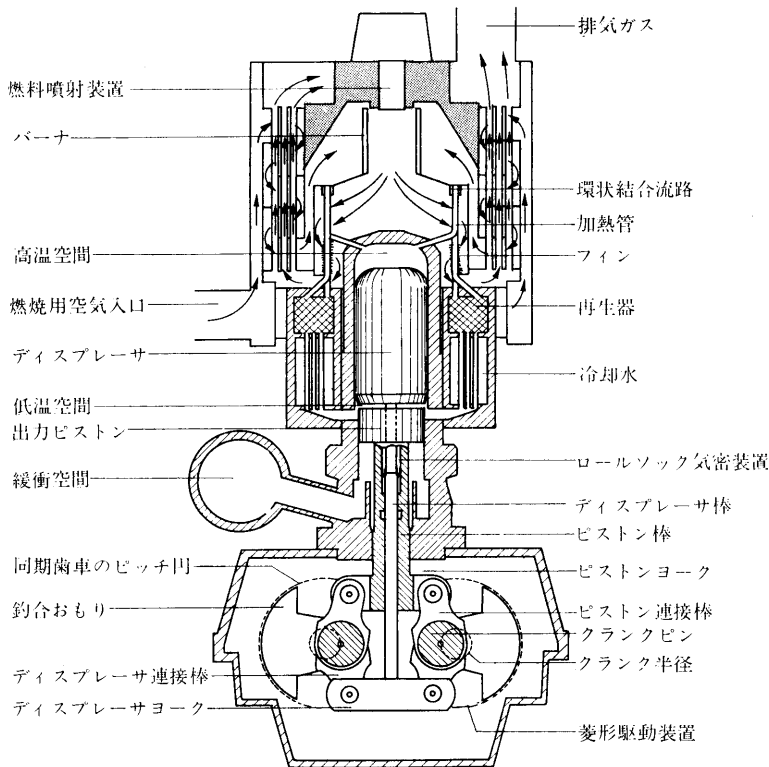


Fig. 3 スターリング機関断面図 (ディスプレーサ型) (Ref. 10 より)

$$q_1 = c_v(T_1 - T_2) \quad \dots\dots(2.2)$$

(3) 冷却器への放熱量 (等温圧縮 4.1)

$$Q_2 = ART_2 \ln(v_4/v_1) \quad \dots\dots(2.3)$$

(4) 再生器内での回収熱量 (等積 1.2)

$$q_2 = c_v(T_1 - T_2) \quad \dots\dots(2.4)$$

図より  $v_1 = v_2, v_3 = v_4$  であるから理論熱効率は

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{AR(T_1 - T_2) \ln(v_4/v_1)}{ART_1 \ln(v_4/v_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad \dots\dots(2.5)$$

となり、カルノーサイクルの理論熱効率に一致する。ただし上記計算は再生器温度効率 100% の場合であって、それが  $e$  という値 ( $< 1.0$ ) を持つ場合には (2.5) 式は

$$\eta_{th} = \frac{AR(T_1 - T_2) \ln(v_4/v_1)}{ART_1 \ln(v_4/v_1) + (1 - e)c_v(T_1 - T_2)} \quad \dots\dots(2.6)$$

となり、実際の効率上昇を図るには再生器効率の上昇と  $T_1$  を高くすることが必要であることがわかる。

2.2 スターリング機関の構造と作動原理

スターリング機関の構造は内燃機関と良く似ているが現在みられる典型的な構造は Fig. 3 に示した。

1つのシリンダ内に出力ピストンとディスプレイサピストンがあり、ディスプレイサピストンの上部および下部がそれぞれ高温空間と低温空間になっている。Fig. 2 a) の等積過程  $3 \rightarrow 4, 1 \rightarrow 2$  は理想的には出力ピストンの動きを止めディスプレイサピストンの上下運動により得られる。この時ガスは高温空間  $\rightarrow$  加熱器  $\rightarrow$  再生器  $\rightarrow$  冷却器  $\rightarrow$  低温空間の順に移動したりあるいは

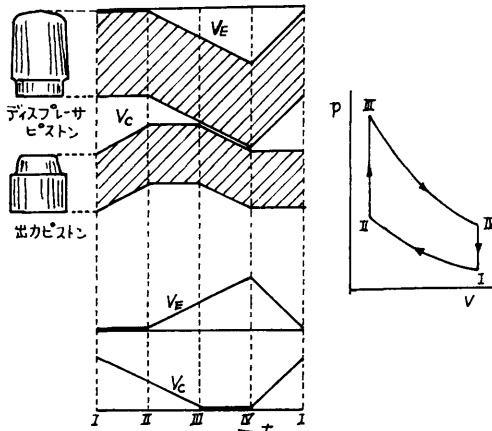


Fig. 4 理想的な両ピストンの運動とその場合の  $p-v$  線図 (Ref. 10 より)

その逆の運動をしたりする。

また等温変化  $2 \rightarrow 3, 4 \rightarrow 1$  は出力ピストンの上下によって行なわれる。機関出力はこの等温膨張過程中心に得られるが、 $4 \rightarrow 1$  の過程はピストンからガスが受ける仕事であるので、承知のごとく Fig. 2 の 1.2.3.4.1 で囲まれた面積がガスの正味仕事量となる。

ディスプレイサピストンと出力ピストンの運動は理

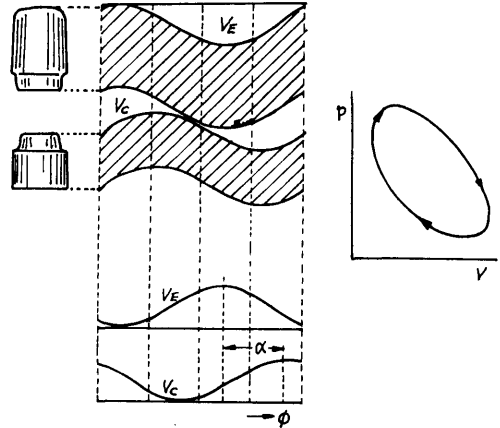


Fig. 5 実際の両ピストンの運動とその場合の  $p-v$  線図 (Ref. 10 より)

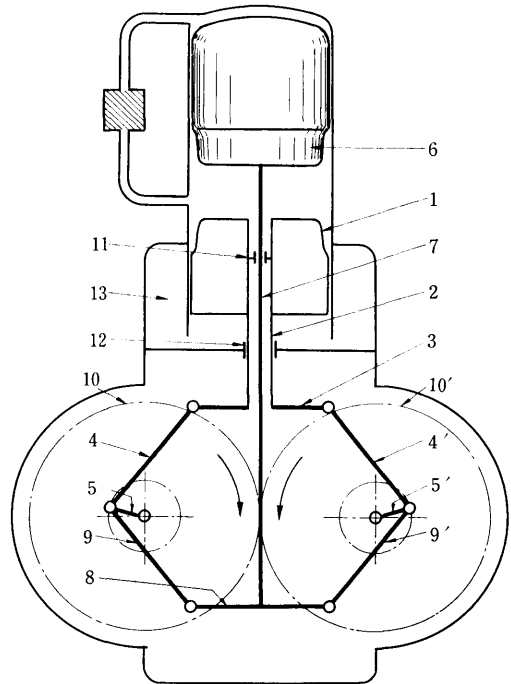


Fig. 6 菱形駆動機構略図 (Ref. 9 より)

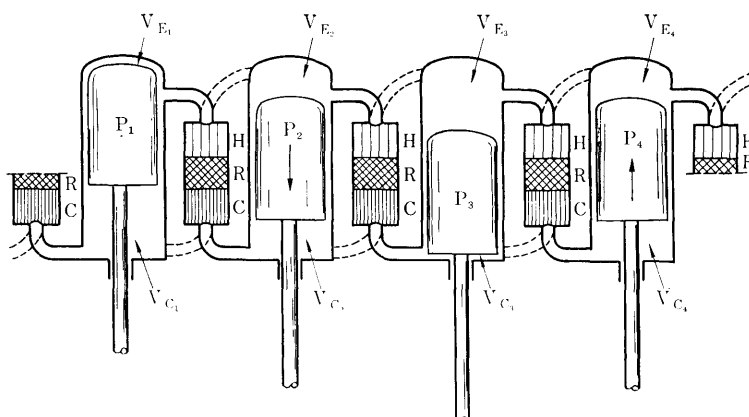


Fig. 7 複動式スターリング機関の基本図 (Ref. 10 より) (破線は逆回転用回路)

想的には Fig. 4 のとおりであるが、実際には連続的運動をして Fig. 5 のようになり、これより得られる  $p-v$  線図は同図右に示されるような丸味を帯びた形となる。

以上は熱サイクルに沿った基本原理の説明であるが、この機関の振動の少ない原因である菱形駆動機構 (rhombic drive mechanism) について簡単にふれる。Fig. 6 にその概略図を示したが、図中1は出力ピストン、6はディスプレイサピストン、5・5'は二つの軸のそれぞれクランクで歯車 10・10' により反対方向に回転する。このピストン棒は中空軸でその中をディスプレイサピストン棒7が通っており、それぞれピストンヨーク3とディスプレイサヨーク8についている。

この装置によって横方向の釣合いは完全にとれ、縦方向の釣合いのみを満足させれば良い。したがって内燃機関の釣合いより簡単にとれる。

作動流体として水素・ヘリウムのような低分子量気体を使用しているためシールの問題が重要であるが、これもロールソック気密装置なるものが考案され、解決されたということである。

Fig. 3 には機関の構造としてディスプレイサ型を示したが、Fig. 7 に示すような複動型のものもある。この場合は出力ピストンの上下部をそれぞれ高温空間と低温空間とに使用し、その圧力差が大きいため出力ピストンのシールが問題となり技術的にはディスプレイサ型の方が容易のようである。

### 3. 理論的研究<sup>3)5)~7)</sup>

#### 3.1 Finkelstein の理論<sup>3)</sup>

##### 3.1.1 サイクル計算

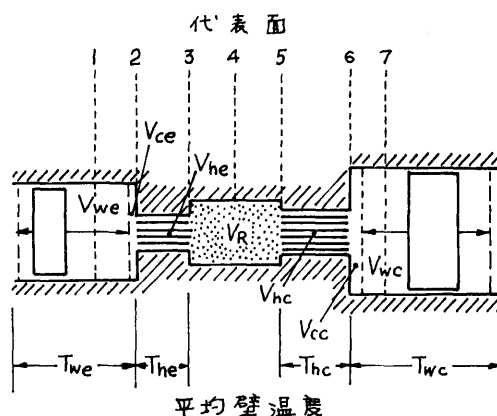


Fig. 8 解析に使用したモデルと記号 (Finkelstein, Ref. 3 より)

解析に使われた系は Fig. 8 に示したもので、系を5個の空間、すなわち膨張空間、圧縮空間、加熱空間、冷却空間そして再生器空間に分けて考えている。解析目的は各空間の圧力、温度、ガス質量を時間の関数として求めることである。

解析条件としては、熱伝達率が有限な値であること、再生器効率がある値を持っていること、流れに損失があること等が考慮されたが、仮定として各空間内のガスは完全混合 (各瞬間において各空間内の圧力、温度、質量は一様であるような混合) でガスは完全ガスである、ガスの漏れはない、各空間の壁温度は一定である等がおかれている。

##### [1] シリンダ内温度変動

解析に際し考慮する空間は一般的なものとし、膨張と圧縮空間の別はあとでつけることにする。

基本的なエネルギー平衡を考えると次のようになる。  
 (伝熱により系に与えられる熱量) + (質量流により系に与えられるエンタルピー) = (系のした機械的仕事) + (系内の内部エネルギーの増加) ……(3.1)

微小時間  $dx$  間の各量の変化を次のようにあらわす。

$$p \rightarrow p + dp, \quad V \rightarrow V + dV, \quad a \rightarrow a + da \\ t \rightarrow t + dt, \quad w \rightarrow w + dw$$

◎伝熱により系に与えられる熱量

$$H \left( a + \frac{1}{2} da \right) \left[ T_w - \left( t + \frac{1}{2} dt \right) \right] dx \quad \dots\dots(3.2)$$

◎質量流によるエンタルピーの変化。これは質量流の方向で異なり、次のような step function を定義し行なう。

$$dw > 0 \text{ (空間へ流入する場合)} \quad U(dw) = 1 \\ dw < 0 \text{ (空間より流出する場合)} \quad U(dw) = 0$$

したがって質量流によるエンタルピーの変化は次式になる。

$$dw C_p \left\{ \left( t + \frac{1}{2} dt \right) + U(dw) \left[ t_h - \left( t + \frac{1}{2} dt \right) \right] \right\} \quad \dots\dots(3.3)$$

◎系のした機械的仕事は  $\left( p + \frac{1}{2} dp \right) dV$

$pV = wRt$  から

$$\left( p + \frac{1}{2} dp \right) V \left( \frac{dt}{t} + \frac{dw}{w} - \frac{dp}{p} \right) \quad \dots(3.4)$$

◎内部エネルギーの増加は

$$(w + dw) c_v(t + dt) - wc_v t \\ = c_v t dw + c_v w dt + c_v dw dt \quad \dots\dots(3.5)$$

(3.2), (3.3), (3.4), (3.5) 式を (3.1) 式に代入し、二次微分以下の微小項を省略し整理すると次のようになる。

$$Ha(T_w - t) dx + U(dw) c_p(t_h - t) dw \\ = wc_p dt - wRt \frac{dp}{p}$$

あるいはは

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{w} \left[ \frac{Ha}{c_p} (T_w - t) + U \left( \frac{dw}{dx} \right) \frac{dw}{dx} (t_h - t) \right] \\ + \frac{Rt}{c_p \cdot p} \frac{dp}{dx} \quad \dots\dots(3.6)$$

(3.6) 式は一般的表示であるので膨張・圧縮両空間に適用される。

今膨張空間の壁温を  $T_w$ , 伝熱面々積を次のように

(264)

あらわす

$$a_e = A_e f_{ae}(\phi) \quad \dots\dots(3.7)$$

ただし  $A_e =$  最大伝熱面々積,  $\phi =$  クランク角である。

したがって膨張空間における (3.6) 式は

$$\frac{dt_1}{d\phi} \frac{d\phi}{dx} = \frac{1}{w_1} \left[ \frac{H_{we} A_e}{c_p} f_{ae}(\phi) (T_{we} - t_1) \right. \\ \left. + U \left( \frac{dw_1}{d\phi} \right) \frac{dw_1}{d\phi} \frac{d\phi}{dx} (t_2 - t_1) \right] + \frac{Rt_1}{c_p p_1} \frac{dp_1}{d\phi} \frac{d\phi}{dx}$$

ここで  $d\phi/dx \equiv \Omega$  (クランク軸角速度) とし、次の無次元形を用いて上式を無次元化する。

$$\phi_1 = p_1 V_{se} / RW T_{we}, \quad \sigma_1 = w_1 / W, \quad \tau_1 = t_1 / T_{we}, \\ \tau_2 = t_2 / T_{he}, \quad H_e = H_{we} A_e / W c_p \Omega, \quad (\gamma - 1) / \gamma = R / c_p, \\ E_{he} = T_{he} / T_{we}.$$

これらを前式に代入して結局次式が導びかれる。

$$\dot{\tau}_1 = \frac{1}{\sigma_1} [H_e f_{ae}(\phi) (1 - \tau_1) + U(\dot{\sigma}_1) \dot{\sigma}_1 (E_{he} \tau_2 - \tau_1)] \\ + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\tau_1 \dot{\phi}_1}{\phi_1} \quad \dots\dots(3.8)$$

一方完全ガス則から

$$w_1 = (p_1 / RT_1) [V_{ce} + V_{se} f_{ve}(\phi)]$$

また次の無次元量を定義し、 $w_1$  の式を無次元化する。

$$E_e = T_{we} / T_{wc}, \quad K = V_{se} / V_{sc}, \quad \Gamma_{ce} = V_{ce} / V_{se}$$

ゆえに

$$E_e \tau_1 \sigma_1 = K \phi_1 [\Gamma_{ce} + f_{ve}(\phi)] \quad \dots\dots(3.9)$$

(3.9) 式を  $\phi$  で一度微分し (3.8) 式とで  $\phi_1, \dot{\phi}_1$  を消去する。

$$\dot{\tau}_1 = \frac{\gamma}{\sigma_1} [H_e f_{ae}(\phi) (1 - \tau_1) + U(\dot{\sigma}_1) \dot{\sigma}_1 (E_{he} \tau_2 - \tau_1)] \\ + (\gamma - 1) \left[ \frac{\dot{\sigma}_1}{\sigma_1} - \frac{\dot{f}_{ve}(\phi)}{\Gamma_{ce} + f_{ve}(\phi)} \right] \tau_1 \quad \dots\dots(3.10)$$

これらの式は同様に圧縮空間にも適用され次のように表わせる。

$$a_c = A_c f_{ac}(\phi) \quad \dots\dots(3.11)$$

$$\frac{dt_7}{d\phi} \frac{d\phi}{dx} = \frac{1}{w_7} \left[ \frac{H_{wc} A_c}{c_p} f_{ac}(\phi) (T_{wc} - t_7) \right. \\ \left. + U \left( \frac{dw_7}{d\phi} \right) \frac{dw_7}{d\phi} \frac{d\phi}{dx} (t_6 - t_7) \right] + \frac{RT_7}{c_p p_7} \frac{dp_7}{d\phi} \frac{d\phi}{dx}$$

上式は次のように無次元化される。

$$\dot{\tau}_7 = \frac{1}{\sigma_7} [H_c f_{ac}(\phi) (1 - \tau_7) + U(\dot{\sigma}_7) \dot{\sigma}_7 (E_{hc} \tau_6 - \tau_7)] \\ + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\tau_7 \dot{\phi}_7}{\phi_7} \quad \dots\dots(3.12)$$

圧縮空間内の作動流体質量は

$$w_1 = (p_1/Rt_1)[V_{cc} + V_{sc}f_{vc}(\phi)]$$

$f_{vc}(\phi)$  は  $f_{ve}(\phi)$  同様  $\phi$  の関数であるが、この中にはスターリング機関の特性である位相角  $A$  が入っている。前式  $w_1$  は次のように無次元式になる。

$$\tau_1 \sigma_1 = \phi_1 [\Gamma_{cc} + f_{vc}(\phi)] \quad \dots\dots (3.13)$$

ただし、ここで  $\Gamma_{cc} = V_{cc}/V_{sc}$  である。

したがって圧縮空間のエネルギー平衡の最終式は

$$\begin{aligned} \dot{\tau}_1 = \frac{\gamma}{\sigma_1} [H_e f_{ac}(\phi)(1 - \tau_1) + U(\dot{\sigma}_1)\dot{\sigma}_1(E_{hc}\tau_6 - \tau_1)] \\ + (\gamma - 1) \left[ \frac{\dot{\sigma}_1}{\sigma_1} - \frac{\dot{f}_{vc}(\phi)}{\Gamma_{cc} + f_{vc}(\phi)} \right] \tau_1 \quad \dots\dots (3.14) \end{aligned}$$

となる。

[2] 加熱器と冷却器内の熱伝達

両熱交換器内の熱伝達過程を表示する式を作成する。

(流体のエンタルピ増加分) = (壁からの伝熱量)

ゆえに

$$\frac{A_{he} H_{he}}{L_{he}} (T_{he} - t) dl dx = -c_p \frac{dw_1}{dx} dt dx$$

ただし  $H_{he}$ ,  $A_{he}$ ,  $L_{he}$  はそれぞれ熱伝達率, 表面積, そして軸方向の長さをあらわす。上式を Fig. 8 の 2 から 3 まで積分すると

$$\ln \frac{T_{he} - t_3}{T_{he} - t_2} = \frac{H_{he} A_{he}}{c_p W \Omega} \frac{1}{\dot{\sigma}_1}$$

ただし

$$\frac{dw_1}{dx} = W \dot{\sigma}_1 \Omega$$

ここで  $H_{he} = H_{he} A_{he} / W C_p \Omega$ ,  $\tau_3 = t_3 / T_{he}$  とすると

$$1 - \tau_3 = (1 - \tau_2) \exp(H_{he} / \dot{\sigma}_1) \quad \dots\dots (3.15)$$

同様な関係を冷却器に適用し、壁温を  $T_{hc}$  として次の無次元量を定義する。

$$H_{hc} = H_{hc} A_{hc} / W C_p \Omega, \quad \tau_5 = t_5 / T_{hc}$$

したがって (3.15) 式と同様に次式を得る。

$$1 - \tau_5 = (1 - \tau_6) \exp(H_{hc} / \dot{\sigma}_1) \quad \dots\dots (3.16)$$

[3] 流れ損失

流れ損失は二つの熱交換器と再生器の接続した系として取り扱うが、この問題では圧力が常に変化しまた流れ方向も変わる非定常流であるので厳密解を得ることは困難である。本質的には流れが層流かあるいは乱流かによって式を使いわけなければならないが、前述したように非定常状態であるのでここでは便宜的に圧力損失は質量流量を代表圧力で割って定数をつけたよ

うなもので表わし、領域を Fig. 8 の 1~4 と 4~7 の二つに分けて取り扱っている。ただし、どちらも代表圧力としては 4 の点の圧力を取る。

断面 1~4 では

$$p_4 - p_1 = F_{he} \frac{1}{p_4} \frac{dw_1}{dx} \quad \text{ただし } F_{he} \text{ は摩擦係数}$$

$$\phi_4 = p_4 V_{sc} / R W T_{wc} \text{ とし}$$

$$\Phi_{he} = F_{he} V_{sc}^2 \Omega / R^2 W T_{wc}^2 \text{ とすると上式は}$$

$$\Phi_{he} \dot{\sigma}_1 = \phi_4 (\phi_4 - \phi_1) \quad \dots\dots (3.17)$$

同様に断面 4~7 に対しても次式が成立つ。

$$\Phi_{hc} \dot{\sigma}_1 = \phi_4 (\phi_4 - \phi_7) \quad \dots\dots (3.18)$$

ただし  $\Phi_{hc} = F_{hc} V_{sc}^2 \Omega / R^2 W T_{wc}^2$

[4] 連続の式と質量分布

(3.15), (3.16) 式は二つの熱交換器のそれぞれ両端の温度を示しているからこの値がそれぞれ隣り合った位置の温度に等しくなければならない。熱伝達率が有限な値で熱交換器効率がまたある値を持つ場合には各温度は質量流の方向によって条件が異なる。たとえばガスがシリンダから流出する場合には  $t_1 = t_2$  であり、逆の場合には  $t_2$  は次の二因子により影響される。

① 再生器から加熱器入口温度 ② 加熱器内伝熱量  
ただしここでは ② の問題は ① に比較して小さいと考  
え、次のように表示する。

$$t_3 = T_{he} + N_r (T_{he} - T_{hc}) \quad \text{ただし } N_r = \text{再生器効率}$$

$$\dot{\sigma}_1 < 0 \text{ の場合は } \tau_1 = E_{he} T_2$$

$$\dot{\sigma}_1 > 0 \text{ の場合は } \tau_3 = N_r + (E_{hc} / E_e E_{he}) (1 - N_r)$$

以上の関係を次式で一つにまとめ表示する。

$$(\tau_1 - E_{he} \tau_2) - U(\dot{\sigma}_1) (\tau_1 - E_{he} \tau_2 + \tau_3 - T_{re}) = 1 \quad \dots\dots (3.19)$$

ただし  $T_{re} = N_r + (E_{hc} / E_e E_{he}) (1 - N_r)$  である。

冷却器側に対しても同様に

$$(\tau_7 - E_{hc} \tau_6) - U(\dot{\sigma}_1) (\tau_7 - E_{hc} \tau_6 + \tau_5 - T_{rc}) = 0 \quad \dots\dots (3.20)$$

ただし  $T_{rc} = N_r + (E_e E_{he} / E_{hc}) (1 - N_r)$  である。

次に 5 空間内の作動流体の質量分布について調べる。二つの熱交換器と再生器の系の質量は次のようにおく。系の圧力は  $p_4$  で代表され、加熱器内温度  $T_{he}$ , 冷却器内温度  $T_{hc}$ , 再生器内では  $T_{he}$  から  $T_{hc}$  へ直線的に変化すると仮定する。ゆえにこの系の質量は次式になる。

$$w_{2-6} = \frac{p_4}{R} \left[ \frac{V_{he}}{T_{he}} + \frac{V_r \ln(T_{he}/T_{hc})}{T_{he} - T_{hc}} + \frac{V_{hc}}{T_{hc}} \right]$$

全体の質量は上式に膨張・圧縮両空間内の質量  $w_1$

と  $w_2$  を加えれば良い。ゆえに

$$\sigma_1 + \sigma_7 + A\phi_4 = 1 \quad \dots\dots(3.21)$$

ただし

$$A = (K_{ne}/E_e E_{ne}) + [K_r \{I_n(E_e E_{ne}/E_{nc})\} / (E_c E_{ne} + E_{nc})] + (K_{nc}/E_{nc})$$

また  $K_{ne}$ ,  $K_r$ ,  $K_{nc}$  は  $V_{so}$  で割って無次元化したもので順次加熱器, 再熱器, 冷却器容積を表わしている。

以上の各式より各空間の圧力, 温度, 流量を求めるわけで次の 11 式を連立し電子計算機により解を得る。(3.9), (3.10), (3.13), (3.14), (3.15), (3.16), (3.17), (3.18), (3.19), (3.20), (3.21)

3.1.2 計算例

[1] 各パラメータの数値

スターリング機関の各パラメータをそれぞれ次のように仮定して計算した。

- 膨張空間伝熱面積 :  $f_{ae}(\phi) = 1$
- 圧縮空間伝熱面積 :  $f_{ac}(\phi) = 1$
- 膨張空間容積 :  $f_{ve}(\phi) = 1/2(1 - \cos \phi)$
- 圧縮空間容積 :  $f_{vc}(\phi) = 1/2(1 - \sin \phi)$   
(位相角 90 度)
- 作動空間温度比 :  $E_e = 2$
- 加熱器温度比 :  $E_{ne} = 1$
- 冷却器温度比 :  $E_{nc} = 1$
- 作動空間容積比 :  $K_e = 1$
- 加熱器容積比 :  $K_{ne} = 0.3333$
- 再生器容積比 :  $K_r = 0.3333$
- 冷却器容積比 :  $K_{nc} = 0.3333$
- 膨張空間々隙比 :  $\Gamma_e = 0.04$
- 圧縮空間々隙比 :  $\Gamma_c = 0.04$
- 再生器効率 :  $N_r = 0.95$
- 膨張空間熱伝達率 :  $H_e = 0.5$
- 圧縮空間熱伝達率 :  $H_c = 0.5$
- 加熱器熱伝達率 :  $H_{ne} = 0.5$
- 冷却器熱伝達率 :  $H_{nc} = 0.5$
- 加熱器系摩擦損失係数 :  $\phi_{ne} = 0.05$
- 冷却器系摩擦損失係数 :  $\phi_{nc} = 0.05$
- 断熱指数 :  $\gamma = 1.4$

[2] 圧力, 温度, ガス流量の計算結果

Fig. 9 は膨張空間, 圧縮空間, 再生器内の 1 サイクルの圧力変動の計算結果で図より  $\phi_4$  は  $\phi_1$  と  $\phi_7$  の中間であることがわかる。また圧縮空間の圧力変動が大きく圧縮比が膨張空間より大きい。これらは伝熱部分の流動損失によるもので, これが大きいと膨張仕事が増加する結果にもなる。

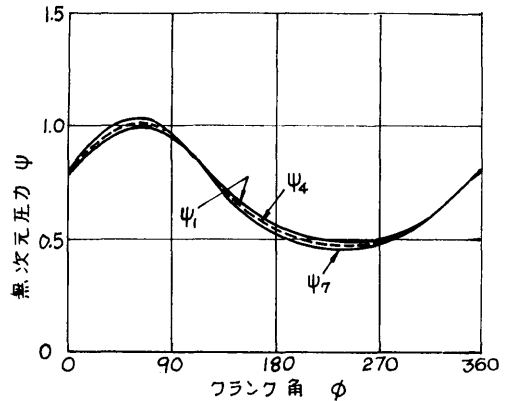


Fig. 9 膨張, 再生器, 圧縮各空間内の圧力変動

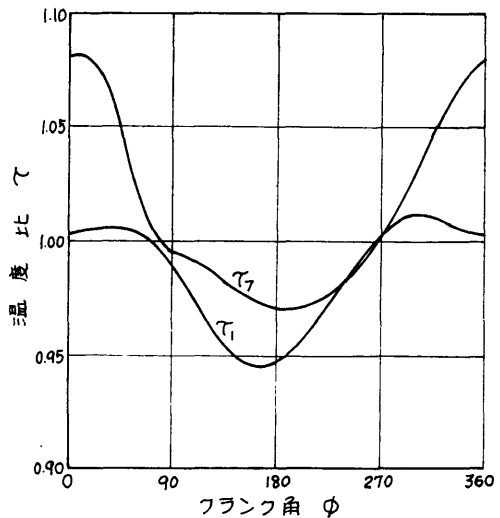


Fig. 10 膨張, 圧縮両空間の温度変動

Fig. 10 には膨張, 圧縮両空間の温度変動を示した図より双方の形が異なっていることがみられる。

$\tau = 1.0$  は壁温と等しいことを示すが, 膨張空間ではほとんどこれより低く圧縮空間では高い。これらの変動は Fig. 9 に示した圧力変動だけでなく伝熱量の変化にもよっている。いずれもピストンが上死点にある時には  $\tau = 1.0$  に近づいている。

さらに Fig. 11 は膨張圧縮両空間の流量をあらわしている。図よりピストンの位相角と圧縮効果のためある時間それぞれ反対向きにガスが流れることがあることがわかる。

3.2 機関性能に与えるパラメータの効果<sup>5)</sup>

3.2.1 機関出力と熱効率の計算



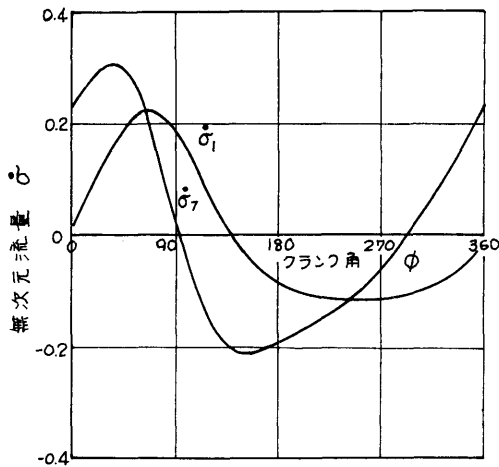


Fig. 11 膨張圧縮両空間の流量変化

これらの計算は G. Walker らにより前節の Finkelstein の理論を基礎として行なわれている。ここで機関出力 (トルク) は次の二式の和として表示している。

$$P_E = K_e R W T_{wo} \oint \phi_1 f_{ve}(\phi) d\phi \quad \dots (3.22)$$

$$P_C = R W T_{wo} \oint \phi_2 f_{vc}(\phi) d\phi \quad \dots (3.23)$$

したがって正味出力は

$$P = P_E + P_C \quad \dots (3.24)$$

符号は作動流体が仕事をする場合負に、外部から力が与えられる場合は正にとる。

熱効率は膨張空間の熱交換器により与えられる熱量を  $Q_e$  とすると、正味出力  $P$  との比としてあらわされる。

$$\eta = \frac{-P_E - P_C}{Q_e} \quad \dots (3.25)$$

結果は機関設計パラメータ (後述) の変化に対し、機関性能 (機関トルク, 熱効率, 熱負荷) がどのように影響されるかを示した。

### 3.2.2 計算方法とパラメータ変化範囲

微分方程式の計算は主に Runge-Kutta 法を使用し、計算の出発は膨張空間の上死点 ( $\phi = \pi$ ) から始めた。この場合には  $\sigma_E = 0$  で、 $\sigma_C$  に適当な値を与え 1 サイクル後の  $\sigma_C$  が前の  $\sigma_C$  とある許容値内で一致した時次のステップに移ることにしてある。これらから質量分布, 圧力と温度変化を計算し、さらに正味出力, 熱効率, 両熱交換器熱負荷を算出した。

また計算に際して電子計算機に与えた設計パラメー

タは次の範囲である。

温度比  $\epsilon = T_{wo}/T_{we} \dots 0.2, 0.3, 0.4, 0.6$   
and  $0.75$

無効容積比  $X = V_D/V_E \dots 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$   
and  $1.5$

行程容積比  $\kappa = V_{sc}/V_{se} \dots 0.666, 0.8, 1.0, 1.3$   
and  $2.0$

位相角  $\alpha$  (deg)  $\dots 72, 78, 90, 96, 102, 108$   
and  $120$

標準機関の仕様は次に示すように定めた。

1.  $\epsilon = 0.3$   $T_{wo} = 1000^\circ K$ ,  $T_{we} = 300^\circ K$
2.  $\kappa = 1.0$  膨張と圧縮行程容積が等しい。
3.  $\alpha = 90$  deg 膨張空間の容積変化が圧縮空間の容積変化より  $90$  deg 進んでいる。
4.  $X = 1.0$  無効容積 (二つの熱交換器と再熱器の容積) と膨張空間容積が等しい。

### 3.2.3 計算結果

#### 3.2.3.1 無効容積比 $X$ の影響

無効容積比  $X$  が増すことは伝熱面積が増すことを示し、これは熱交換量が増えることを意味している。しかし一方において  $X$  が増すことは圧縮比が減

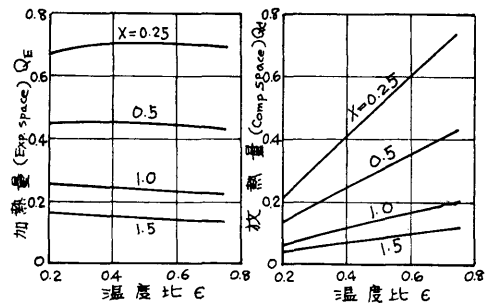


Fig. 12 熱交換器に与える温度比の影響  
 $K = 1.0, \alpha = 90$  deg

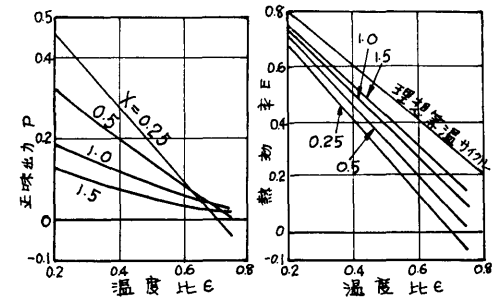


Fig. 13 正味出力と熱効率に与える温度比の影響  
 $K = 1.0, \alpha = 90$  deg

少することになり、一般的に出力は減少するが、熱効率は上昇するという結果が生じる。Fig. 13, 15, 17 にその傾向をみる事ができる。

3.2.3.2 温度比  $\epsilon$  の影響 (Fig. 12, 13)

この場合には圧縮空間熱交換器温度を  $300^\circ K$  一定とし、膨張空間熱交換器温度を  $400^\circ K$  から  $1500^\circ K$  まで変えた場合の結果を示した。予期したように高温側の温度が上昇するほど熱効率、正味出力ともほぼ直線的に増大している。ただし  $X=0.25$  で  $\epsilon$  が 0.7 以上では機関出力は 0 であり熱効率も負になる。これは Fig. 12 から明らかなように受熱量は  $\epsilon$  に関し一定であるのに対し放熱量は  $\epsilon$  に対し大きく増大し、 $X=0.25$  の時は  $\epsilon=0.7$  でこの値がどちらも等しくなり  $\epsilon$  がそれより高いと放熱量が受熱量を越えてしまうからである。

3.2.3.3 行程容積比の影響 (Fig. 14, 15)

計算範囲にわたって熱効率は  $\kappa$  の増大にしたがって減少するが正味出力には  $\kappa$  の値に対して最良点があり、その点は  $X$  の小さい値では  $\kappa$  の小さい方に、 $X$

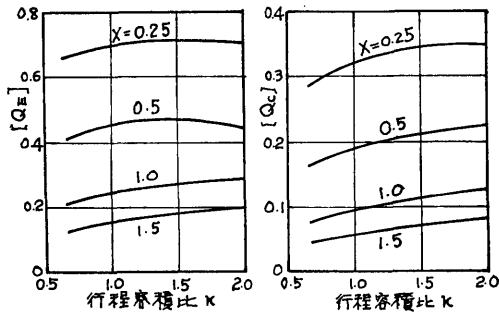


Fig. 14 行程容積比の効果 (1)  
 $\epsilon=0.3, \alpha=90 \text{ deg}$

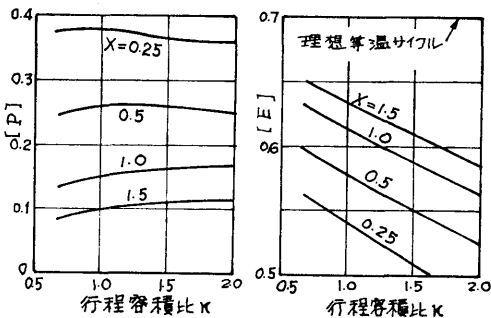


Fig. 15 行程容積比の効果 (2)  
 $\epsilon=0.3, \alpha=90 \text{ deg}$

が高くなると  $\kappa$  の値は 2 より大きいところにある。したがって膨張行程容積が圧縮行程容積に比較して大きくなると正味出力はそれほど変化しないが、熱効率は上昇する。

3.2.3.4 位相角  $\alpha$  の影響 (Fig. 16, 17)

この範囲では位相角  $\alpha$  の影響は正味機関出力と熱効率に大きく効果を及ぼさない。 $X$  が小さい場合は熱効率は  $\alpha$  の増大と共に直線的に上昇する。

3.2.3.5  $p-v$  線図

Fig. 18 と 19 に主に  $\kappa$  が異なる場合の計算された

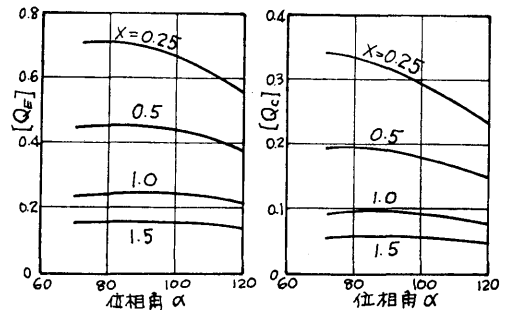


Fig. 16 位相角の効果 (1)  $\epsilon=0.3, K=1.0$

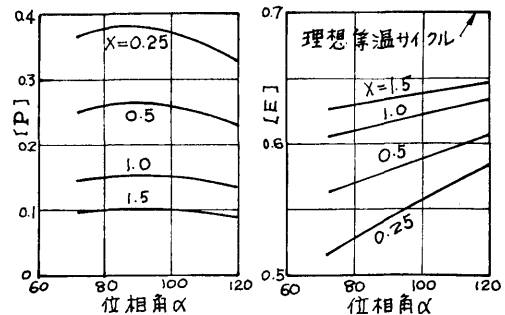


Fig. 17 位相角の効果 (2)  $\epsilon=0.3, \alpha=90 \text{ deg}$

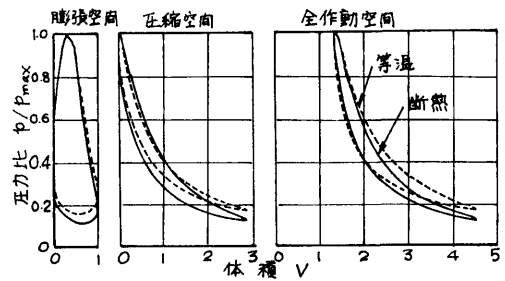


Fig. 18 スターリング機関の  $p-v$  線図 (1)  
 $\epsilon=0.3, X=1.0, \alpha=99 \text{ deg}, K=2.9$

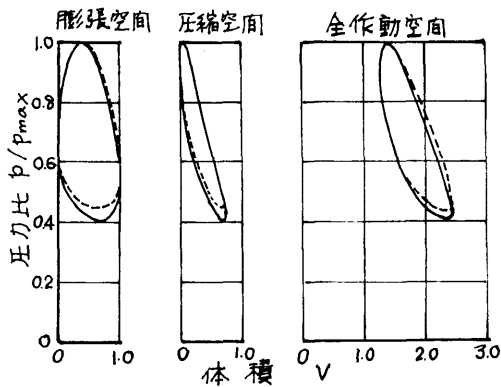


Fig. 19 スターリング機関の  $p-v$  線図 (2)  
 $\epsilon=0.3, X=1.0, \alpha=81 \text{ deg}, K=0.745$

$p-v$  線図を示した。図より等温変化の方が正味出力は大きく、最高圧と最低圧の差も断熱変化より等温変化の方が小さい。 $K$  の効果は前述したとおりである。

3.3 作動流体の種類による影響<sup>6)</sup>

前節においては機関の性能に与える基本的パラメータについて解析結果を示したが、この節では D. W. Kirkley により作動流体の相違について、解析結果と実験結果 (実機をシミュレートした実験機を使用して得られたもの) を比較し熱効率に与える影響を検討したのについてふれる。

3.3.1 理論計算の仮定と実験機関構造

この場合に使用された理論も 3.1 の Finkelstein の理論と同じようなものであるののでそれについては省く。

仮定としては 3.2 の場合と同様であるが、ここで特に主な点は次に示すごときものである。

1. 無効容積は等価流れ系 (後述) に置き換えられる。
2. 再生器と熱交換器の間の圧力差は次式で与える。

$$4p = \frac{f}{2g} \frac{RT}{p} \left( \frac{dw}{dx} \right)^n \quad \dots\dots (3.26)$$

ここで  $f$  = 摩擦係数,  $n=0.2$  である。

3. 作動流体の比熱は一定である。

Fig. 20 にはある時間における実際の状態と等価流れ系の状態の比較を示した。すなわち図中実線は実際の場合を示し、等価流れは点線のようにになると仮定した。

また本実験に使われた実験機関は Fig. 21 の構造を持つもので、V 型をしており主な仕様は次のとおりで

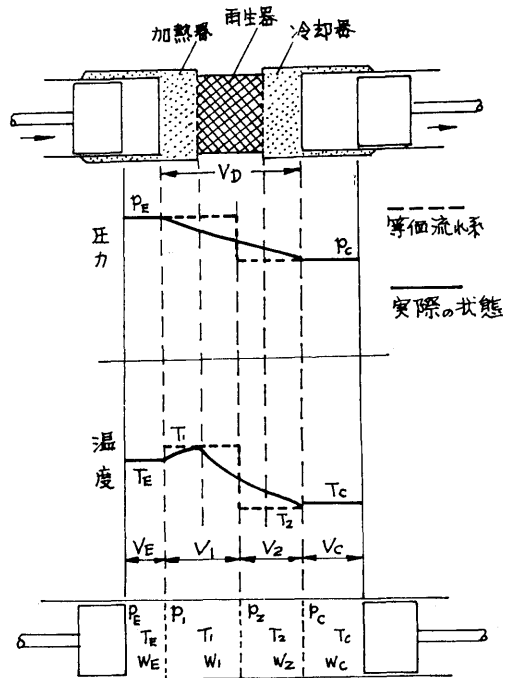


Fig. 20 実際の流れと等価流れ系の比較例 (Ref. 6 より)

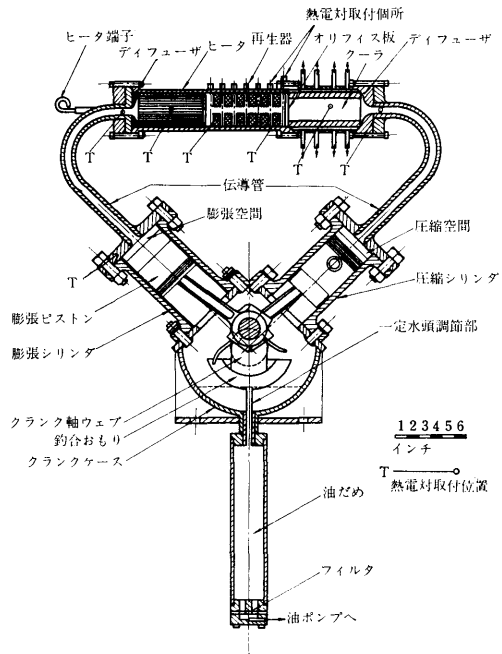


Fig. 21 D. W. Kirkley の実験用スターリング機関

ある。

- 膨張空間行程容積 = 39.2 in<sup>3</sup>
- 圧縮空間行程容積 = 30.2 in<sup>3</sup>
- ピストン位相角 = 90°
- 無効容積 = 40.7 in<sup>3</sup>
- 作動流体 = 窒素
- 機関回転数 = 200~1,000 rpm
- $p_{max}$  = 0~500 psia
- 加熱器温度 = 750° F
- 冷却器温度 = 62° F
- 再生器効率 = 0~0.82
- 摩擦係数 = 156~427 in<sup>-4</sup>

再生器効率および摩擦係数は Fig. 21 上部で見られるように再生器を構成するセグメントの数を加減したり、オリフィスの孔径を変えたりして値を調節している。

3.3.2 理論と実験結果の比較

Fig. 22 は摩擦係数の影響をみたもので、分子量の小さな水素やヘリウムでは摩擦係数が大きく変わって

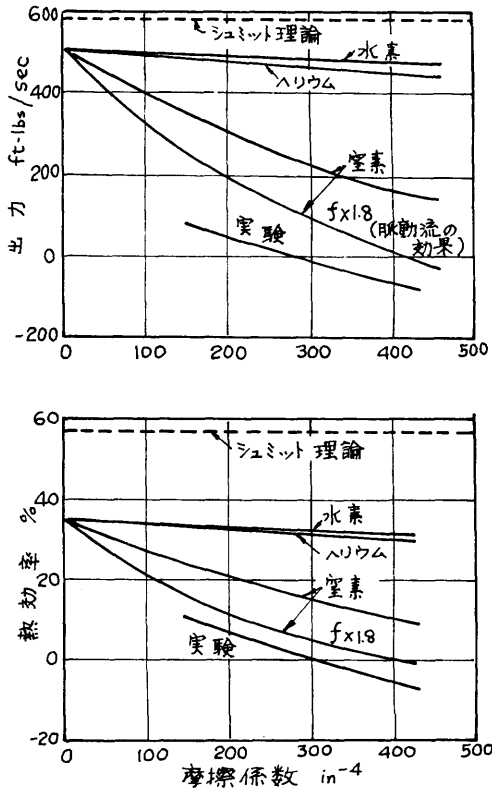


Fig. 22 熱効率と出力の変化 (1)

(270)

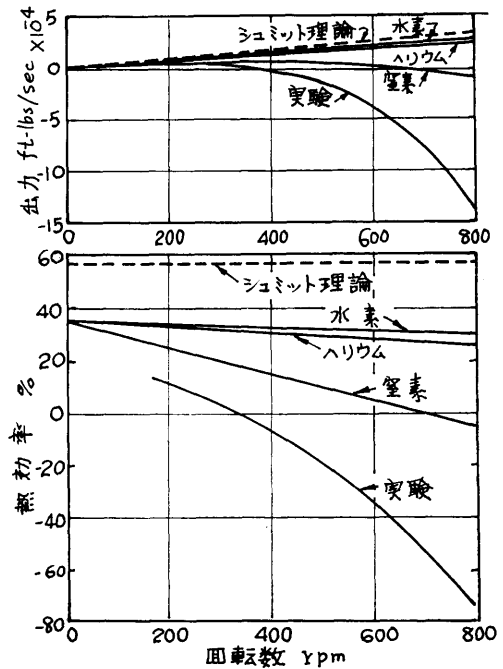


Fig. 23 熱効率と出力の変化 (2)

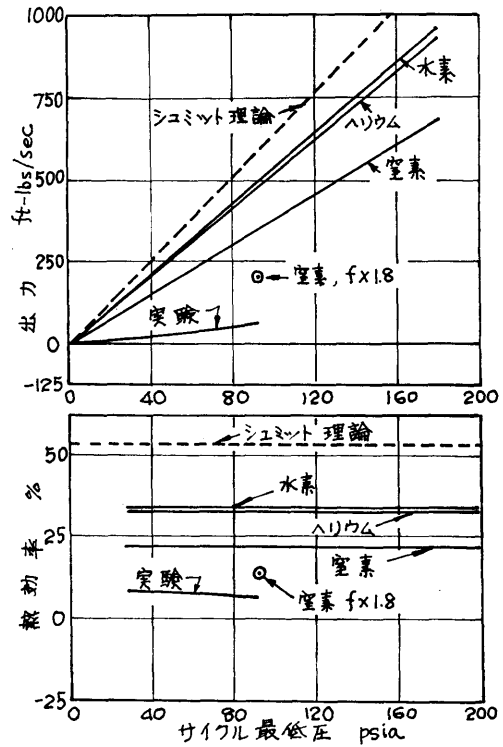


Fig. 24 熱効率と出力の変化 (3)

も出力、熱効率共にあまり変化しないが、空気に近い性質を持つ窒素では大きな減少がみられる。図中同時に実験線を記したが、理論値は摩擦係数として定常流の値に1.8倍（理由は後述する）したものを使うと良く合う。

Fig. 23 は機関回転数の影響をみたもので回転数の上昇と共に窒素の出力、熱効率は大きく減少している。水素、ヘリウムは回転数の影響はあまりないが、これは分子量が小さいためである。

Fig. 24 はサイクル圧力を変えた場合で、出力はいずれも圧力と共に上昇し、一方熱効率はほとんど圧力変化に関係しないという結果を得た。

Fig. 23 と 24 からスターリング機関では回転数は中低速で、また圧力は高い方が良いという結論が得られる。

Fig. 25 は再生器効率の影響を表わしたもので、再生器効率も効果的であるが、摩擦係数ほどではない。

Fig. 26 には回転数が異なる圧力差曲線の理論と実験との比較を示した。図より理論解に比較して実験結果の圧力差曲線の変動が大きくでているが、これは理

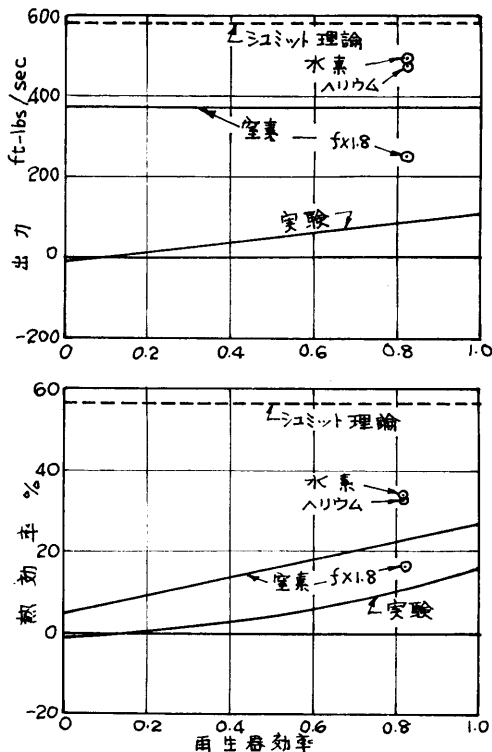


Fig. 25 熱効率と出力の変化 (4)

論解に使用した摩擦係数に定常流の場合の値を使用したため、実際の摩擦係数は脈動流であることとシリンダの断熱が完全でないためにあると思われる。しかし、断熱の不完全さから生じる差は小さいと考えられるから、機械的に値を合わせてみると定常流の1.8倍すると理論と実験に良い一致をみた。

以上の結果から作動流体として窒素（空気）より水素やヘリウムを使用し、圧力を高く、回転数は中低速が最適であることがわかった。

Table 2 には各作動流体の物性値を、また Table 3 には三種の作動流体の効率降下例を示した。表よりいずれも非等温変化による効率降下が最も大きく、また窒素では摩擦係数による影響が大きいものに対して、水素、ヘリウムでは再生器効率の方が摩擦係数より大きい効率低下を示していることがわかる。

### 3.4 伝熱面の熱設計<sup>1)</sup>

この節では F.A. Creswick の行なった熱交換器の熱設計についてのべる。

#### 3.4.1 式の定義と関係

熱伝達率と圧力損失を求める式は次の二つを使う。熱伝達率は Colburn の  $j$  因子<sup>14)</sup>で

$$j(Re) = St \cdot Pr^{2/3} \quad \dots\dots(3.27)$$

圧力損失に対しては（熱交換器内）

$$\Delta p = f(\rho \bar{V}^2 / 2 g_c)(L/r_n) \quad \dots\dots(3.28)$$

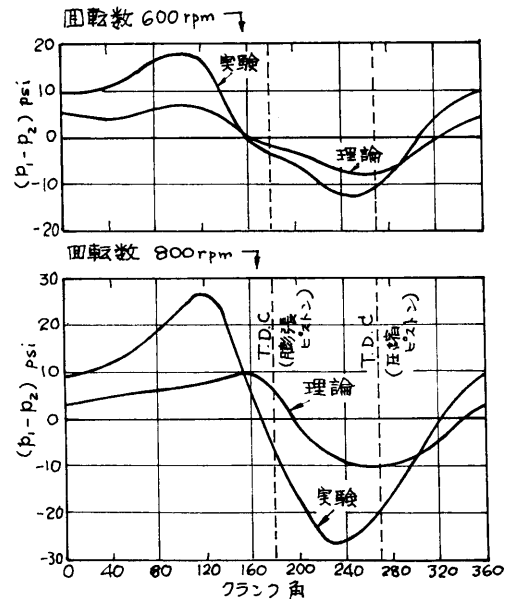


Fig. 26 理論と実験の圧力差曲線

Table 2 各作動流体の物性値

	空 気	ヘ リ ウ ム	水 素
比 重 量 $\rho$ kg/m <sup>3</sup> (0°C, 760 mmHg)	1.2922	0.1786	0.08994
定 圧 比 熱 $c_p$ kcal/kg deg (0°C 760 mmHg)	0.240	1.251	3.403
熱 伝 導 率 $\lambda$ kcal/m hr deg	0.0333 (200°C)	0.147 (100°C)	0.221 (200°C)
温 度 伝 導 率 $a = \lambda / \rho c_p$ m <sup>2</sup> /hr	0.1073	0.658	0.721

Table 3 作動流体の熱効率の比較

作 動 流 体 条 件	窒 素		水 素		ヘ リ ウ ム	
	熱 効 率 %	効 率 差 %	熱 効 率 %	効 率 差 %	熱 効 率 %	効 率 差 %
$h_c = h_E = \infty$ $f = 0$ $E = 1$	56.5	} 17.0	56.5	} 17.0	56.5	} 17.0
$h_c = h_E = 0$ $f = 0$ $E = 1$	39.5		39.5		39.5	
$h_c = h_E = 0$ $f = 0$ $E = 0.82$	34.4	} 5.1	34.4	} 5.1	34.4	} 5.1
$h_c = h_E = 0$ $f = 156 \text{ in}^{-4}$ $E = 0.82$	21.8	} 12.6	33.5	} 0.9	32.6	} 1.8

ただし  $h$  = 熱伝達率,  $f$  = 流体摩擦係数,  $E$  = 再生器効率を示す。  
添字  $C, E$  はそれぞれ圧縮および膨張空間を示す。

ただし  $Re$  = レイノルズ数,  $St$  = スタントン数,  $p_r$  = プラントル数,  $f$  = Fanning の摩擦係数,  $L$  = 流路長さ,  $r_h$  = 水力半径である。

$j$  と  $f$  の典型的例は Fig. 27 に示すようになり,  $f/j$  の比はほぼ一定である。

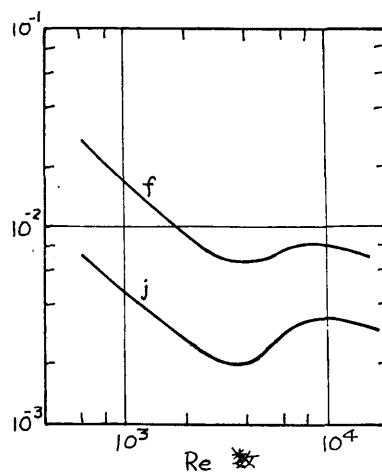
また普通熱交換器の設計に広く使われる Number of Transfer Unit ( $N_{tu}$ ) は次のように定義されるものである。

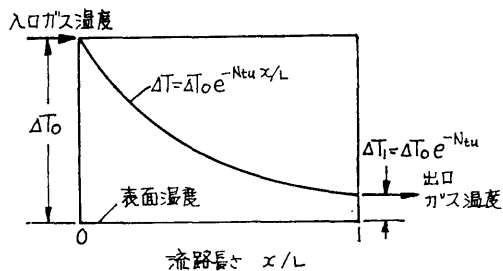
$$N_{tu} = h_x A_s / w c_p \quad \dots\dots(3.29)$$

ただしここで  $h_x$  = 熱伝達率,  $A_s$  = 表面積,  $w$  = 質量流量,  $c_p$  = 定圧比熱である。

スターリング機関の場合には  $N_{tu}$  は一定表面温度に対する流体の熱感度の度合いを表わすのに用いることができる。表面温度, 入口温度一定で定常流の場合には Fig. 28 のようになり, すなわち

(272)

Fig. 27 滑らかな表面の  $f$  と  $j$  の値

Fig. 28  $N_{tu}$  の概念図

$$\frac{\text{出口温度差}}{\text{入口温度差}} = e^{-N_{tu}} \dots (3.30)$$

$A_s/A_x = L/r_n$  とすると  $St$  と  $N_{tu}$  の間の関係は

$$N_{tu} = St \cdot (L/r_n) \dots (3.31)$$

### 3.4.2 流路面積 $A_x$

これより各部について考察するが、以下流れは定常流として定性的考察をする。

(3.27) と (3.31) 式から次式が得られる。

$$N_{tu} = j(L/r_n)/p_r^{2/3} \dots (3.32)$$

連続の式  $w = \rho A_x \bar{V}$  から (3.28) 式は次式のようになる。

$$\Delta p/p = f(1/2 g_c \rho p)(w/A_x)^2(L/r_n) \dots (3.33)$$

(3.33) 式を (3.32) 式で除し  $A_x$  を求めると

$$A_x = \sqrt{\frac{N_{tu}}{\Delta p/p} \left(\frac{f}{j}\right) \frac{w^2 p_r^{2/3}}{2 g_c p}} \dots (3.34)$$

今流量  $w$  を一定とし、 $w$  が流体密度に比例すると考えると完全ガス則  $\rho = p/RT$  から

$$w \sim p/RT \dots (3.35)$$

したがって (3.34) 式は次のような表示となる。

$$A_x \sim \sqrt{\frac{N_{tu}}{\Delta p/p} \left(\frac{f}{j}\right) \frac{p_r^{2/3}}{2 g_c RT}} \dots (3.36)$$

(3.34) と (3.36) 式とから次の結論が導びかれる。

1. 必要な流路断面積  $A_x$  は  $N_{tu}$  の平方根に比例し、 $\Delta p/p$  の平方根に逆比例する。
2.  $N_{tu}$ ,  $\Delta p/p$  が与えられた場合、 $A_x$  は熱交換器表面の水力半径には一次的には無関係である。
3. 低分子量でガス定数  $R$  の高い流体は  $A_x$  を小さくできる。したがって Table 2 に示すように水素やヘリウムはスターリングサイクルには適している。
4.  $A_x$  は流体の温度レベルの平方根に逆比例する。

### 3.4.3 熱交換器流路長さ $L$

(3.32) 式を解くことによって  $L$  を得る。

$$L = N_{tu} p_r^{2/3} r_n / j \dots (3.37)$$

ただし  $j$  は  $Re$  数の関数で簡単のために次のような形になるとする。

$$j = c_j (Re)^{-n} \dots (3.38)$$

指数  $n$  は層流では 0.3~1.0, 乱流では 0.2~0.4 である。ここで  $Re = 4Gr_n/\mu$ ,  $w \sim p/RT$  と (3.36), (3.38) 式を用い (3.37) 式に代入して次の関係式を得る。

$$L \sim \left[ \frac{N_{tu}^{1-n/2} (\Delta p/p)^{n/2} p^n}{(RT)^{n/2}} \right] \left[ \frac{r_n^{1+n}}{c_j (f/j)^{n/2}} \right] \times \left[ \frac{p_r^{(2-n)/3}}{\mu^n} \right] \dots (3.39)$$

伝熱面の種類や  $Re$  数の広い範囲で  $n=1/3$  が適していると考えられる。(3.39) 式から次の結論が出せる。

1.  $L$  はほとんど  $N_{tu}$  に比例する。
2.  $L$  は  $r_n$  に強く影響され、 $r_n$  が 1/2 なら  $L$  は 1/2 以下に小さくなる。
3.  $L$  は低分子量流体の使用により減少するが、その効果は  $A_x$  ほど強くない。
4.  $L$  は作動流体の圧力が上昇するほど長くなるが、温度が高くなるほど減少する。

### 3.4.4 無効容積

無効容積は  $L \cdot A_x$  で与えられるから次のようにいえる。

1. 内部無効容積は  $N_{tu}^{(3-n)/2}$  に比例し、 $(\Delta p/p)^{(1-n)/2}$  に反比例する。
2. 内部無効容積は  $r_n^{(1+n)}$  に比例する。

### 3.4.5 非定常流と圧力変動の効果

今までは現実に反し流量と圧力が一定であると仮定してきた。一般に流量と圧力が非定常である場合には

1. 定常流から求めた  $f$  と  $j$  の値は非定常流では必ずしも適当な使用ではない。
2. 定常流の  $N_{tu}$  と圧力を使用して求めた効率はこのような場合には正しくない。

定常流の熱伝達のデータを非定常に応用することに対しては未だその方法が確立されていない。たとえば  $Nu$  数と  $Re$  数の平均値を仮定すれば定常流のデータが使えするという報告やあるいは非定常と定常も同様な関係があるという報告もある。また流体が脈動して流れている時は  $(1/2 \times \text{脈動圧力振幅}) / (\text{平均動圧}) > 12$  では  $Nu$  数は定常流より大きいという報告もある。しかし現在までスターリング機関のように流れの方向も圧力も変わるような場合についての研究はない。

非定常流を扱う時、定常流の  $f$  と  $j$  を非定常流の時にはやや大きいであろうとして用いることも一方法である。圧力が変化する流れに対し Kays and London

の提出したような熱交換器効率と  $N_{tu}$  の関係を使用することは重大な誤まりを導入することになる。なぜならこれらの関係は  $\partial t/\partial x$  と  $\partial p/\partial x$  が 0 と仮定しており、現在考慮している条件に適合しないからである。

スターリングサイクルの再生器効率を計算できる簡単な方法はなく、定常流を基に導いても誤差は大きい。したがってスターリングサイクルの内部伝熱面の設計で  $N_{tu}$  を基礎として求める場合には  $N_{tu}$  の値は周期的に変動するから、 $(w, p, T)$  の値をある点に決めるかあるいはある平均有効値を決めるかして設計の基礎にするのは妥当である。 $N_{tu}$  の平均有効値には次の型が望ましい。

$$(N_{tu})_{avg} = \frac{\int_{\text{cycle}} |w| N_{tu} dt}{\int_{\text{cycle}} |w| dt} \quad \dots\dots (3.41)$$

また流量変化が位置によっても変わるため、ある基準の位置における値で設計する必要がある。たとえば再生器の場合には中央点の状態値で設計するのが最適と考えられる。

### 3.5 理論的研究に関するまとめ

以上各文献をまとめると理論的研究から主に次のことがいえる。

1. 実際のスターリング機関には作動流体として空気や窒素より水素、ヘリウムのような低分子量でガス定数  $R$  の高い流体が望ましい。
2. スターリング機関の回転数は中低速で、シリンダ内圧力は高い方がよい。
3. 無効容積比  $X = V_D/V_E$  は出力と熱効率に関係しているが、それらは逆関係にあり、したがって  $X$  を決める場合には出力と熱効率の最良点を基本として決めなければならない。
4. 温度比  $\epsilon = T_{wc}/T_{we}$  は小さい方が効率がよい。
5. 行程容積比  $\kappa = V_{sc}/V_{se}$  はどちらかというとき小さい方がよい。
6. 位相角  $\alpha$  の効果はそれほど大きくはない。
7. 等温変化と断熱変化を比較した場合、等温変化の方が正味機関出力は大きい。

## 4. 実験と実用化

### 4.1 実験による開発状況概説

オランダにある Philips 社はスターリング機関の研究を精力的に取りあげ、出力と効率上昇を目的として実機を開発した最初の会社であるが、スターリング機

関の開発に関する報告は主に同社で出されたもの<sup>9)10)</sup>と同社と技術提携した General Motors 社から報告されたもの<sup>8)</sup>があるのでそれについて述べる。

前述したように 1938 年 Philips 社で再びスターリングサイクル機械の開発に着手されたわけであるが、その目的とした所は無線用の電源としてであった。数種の実験機関を製作して高出力熱機関の開発に力をつくし、1958 年菱形駆動機構 (Fig. 6) の発明によってディスプレイサ原理の使用が可能となり、シールの面からはロールソック気密装置の出現によって高圧水素あるいはヘリウムの使用ができ高出力機関が実現された。

一方では同サイクルを応用した冷凍機を開発し、1963 年には  $12^\circ\text{K}$  を得ることに成功し、ニオビウム-錫のディスクを冷却し超伝導実験を行なっている。

1958 年 11 月 Philips 社と技術提携したアメリカの General Motors 社は国内を市場としてスターリング機関を開発することになった。General Motors 社で現在開発中の主な機種は次のとおりである。

Model "PD", "1036", "1036R", "GPU"

—10 PS/3,000 rpm (シリンダ当り)

Model "S 1050", "S 1201"

—80~90 PS/1,500 rpm (シリンダ当り)

Model "3015" —30 PS/1,500 rpm (シリンダ当り)

"PD" 型はとくに宇宙船の補助動力源として開発されたもので、高温源として太陽エネルギーを利用し液体金属 Na-K を媒体としてエネルギーを高温熱交換器に与えている。現在は電気加熱装置を使用した液体金属ループで実験中で "PD-67" は同社 Allison Division において 1000 時間の耐久試験が行なわれた。

"GPU" 型は同社で製作された最も一般的エンジンで軍用、商業用などに広く利用されている。

"1210" は U.S. Navy 用として開発されその目的は基地の発電用で 4 シリンダ 360 PS/1,500 rpm である。

### 4.2 機関性能

#### 4.2.1 機関性能

Fig. 29~31 には General Motors 社で開発された GPU 2 および GPU 3 の性能を示した。Fig. 33 は GPU 3 の場合の性能で Fig. 31, 32 の GPU 2 の性能と比較すると出力、燃料消費率いずれも GPU 3 が良いことがわかる。

さらに始動方法の改良、機関重量を GPU 2 にくらべ 45 kg も減少させたこと等の他に騒音の点も改善されているがこれに関しては後述する。



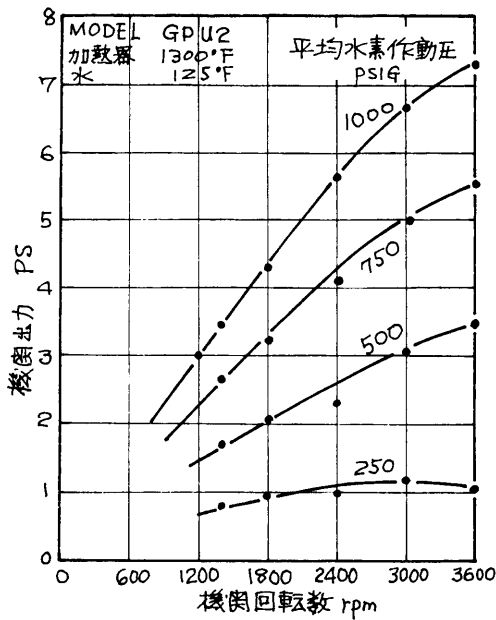


Fig. 29 回転数と圧力の効果 (実験) (GPU 3) (Ref. 8 より)

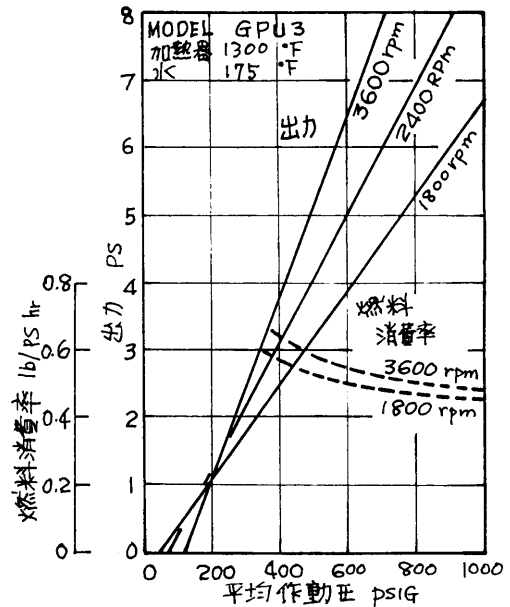


Fig. 31 回転数と圧力の効果 (計算) (GPU 3) (Ref. 8 より)

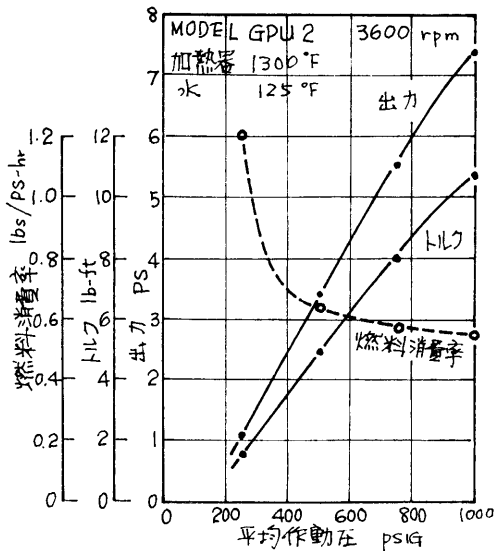


Fig. 30 一定回転数の特性 (実験) (GPU 2) (Ref. 8 より)

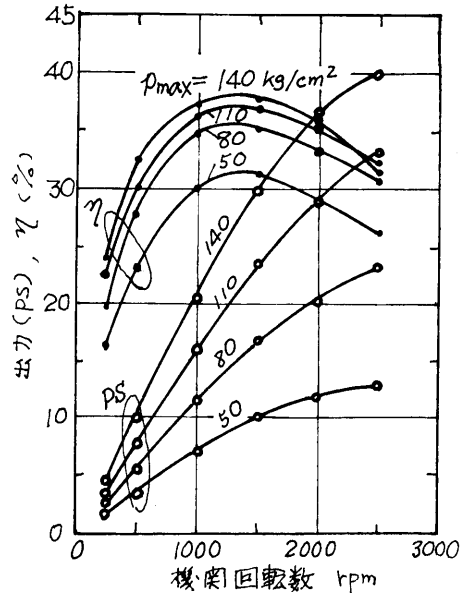


Fig. 32 回転数と圧力変化の効果 (実験値) (Ref. 9 より)

Fig. 29 は横軸に回転数を取り水素の平均作動圧をパラメータとして出力の変化をあらわしたものである。同様に Fig. 30 は横軸に平均作動圧をとって出力、トルク、燃料消費率の変化を示した。図より作動圧の

増大に伴って出力、トルクがほぼ直線的に上昇し、燃料消費率は 400 psiG 以下では急激に悪くなっていることがわかり、Fig. 31 も同様な線図である。これより作動圧を変えることにより容易に機関出力が制御

できることがうかがえ、事実スターリング機関では出力の制御を作動圧の変化により行なっている。

Fig. 32, 34, 35 は Philips 社で発表された機関性能で、さきの GPU 型より出力が大きいものである。

Fig. 32 は Fig. 29 に相当するもので、パラメータとし作動流体の最大圧をとっている。出力と回転数は前述の場合と同傾向を示しているが、効率は 1200~1400 rpm の範囲で最高値があり、 $p_{max}$  が 140 kg/cm<sup>2</sup> の場合に  $\eta$  が 38% 程度になって高効率を示している。

この機関の場合最大出力は 40 PS に達し、約 110 PS/ltr になるがガソリン機関が現在 50~60 PS/ltr であることと比較するとスターリング機関の比出力が大きいことがわかる。Fig. 33 は自動車用 4 サイクルガソリン機関の性能の一例<sup>13)</sup>である。

Fig. 34 は機関回転数とトルクとの関係をあらわしているが、同図より回転数の広い範囲でトルクがあまり変化していないことがわかる。

さらに Fig. 35 は加熱器温度と冷却器温度が機関出力と熱効率に与える影響を示したもので、この場合の機関の状態は、作動流体=水素、回転数=1500 rpm、 $p_{max}=140$  kg/cm<sup>2</sup>、加熱器温度=700°C、冷却器温度=15°C である。同図左は上記の状態から加熱器温度を 250~750°C に変えた場合、同図右は反対に冷却器温度(冷却水入口温度)を 15~60°C に変えた場合の

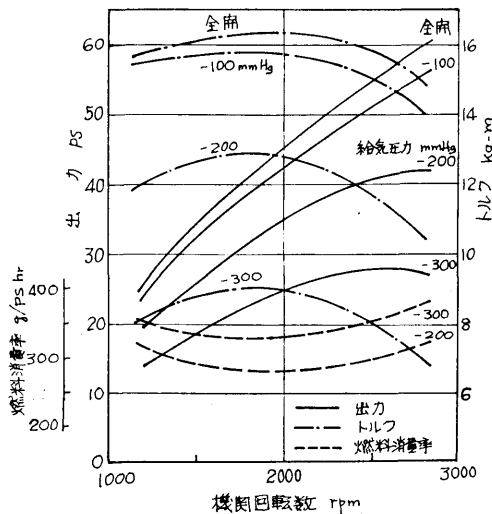


Fig. 33 自動車用 4 サイクルガソリン機関の性能例 (全行程容積 3386 cc, 6 シリンダ) (Ref. 13 より)

(276)

結果を示している。予想されるように加熱器温度の上昇に伴って機関出力、熱効率ともに大きく増大している。

Table 4 にはスターリング機関と他の機関の比較を示した。比重量の点においてスターリング機関は大きく不利になっているが、比出力の点で大きく利のあることがわかる。また効率の点でも良好であることがうかがえる。

4.2.2 騒音

スターリング機関が外燃機関のため騒音が小さいことは前述したが、これらの騒音はラジエータやファン、それに調時歯車から主に発生する。Fig. 36 は外気温度と音の可聴範囲をパラメータとしてラジエータとファンの容積を全容積との比にして求めたもので、同図では設計外気温度を下げることで許容騒音レベルを上げることによってラジエータやファンの寸法を相対的に小さくできることが示されている。

Fig. 37 は GPU シリーズの騒音測定記録例で、測定は機関より 100 ft はなれた点において 1/3 オクターブバンド解析により行なった。この場合 GPU 3

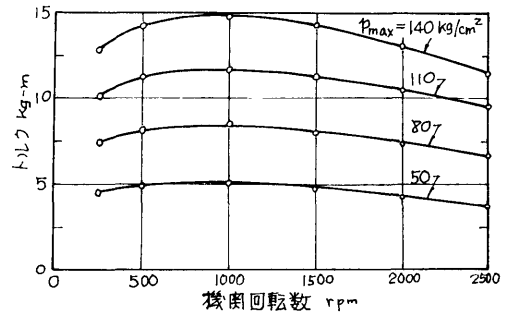


Fig. 34 圧力によるトルクの変化 (実験値) (Ref. 9 より)

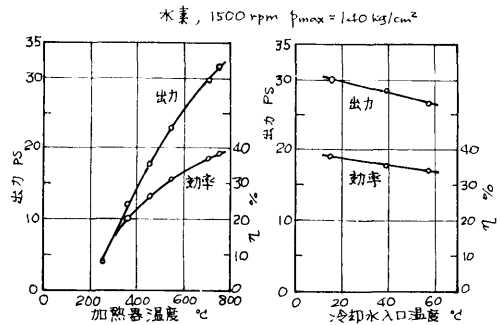


Fig. 35 加熱器温度と冷却器温度の影響 (Ref. 9 より)

Table 4 各種機関との比較 (1960年時のデータ)

機関の種類	小型機関			中型機関		
	スターリング	オート	船外機	スターリング	ディーゼル	ガソリン
理想サイクル	スターリング	オート	オート	スターリング	ディーゼル	オート
燃料	ディーゼル No. 1	イソオクタン	ガソリンと油混合	ディーゼル No. 1	ディーゼル No. 1	ガソリン
発熱量 Btu/lb	18,200	19,160	18,900	18,200	18,200	18,900
径 × 行程 in	2.36 × 1.33	2.50 × 2.25	2.44 × 2.13	3.47 × 2.37	4.25 × 5.00	4.06 × 3.56
排気量/シリンダ in <sup>3</sup>	4.94	11.0	10.0	20.08	71.0	46.25
機関総重量 lb	12.7	120	96	450	2190	678
〔最適経済性能〕						
最小燃料消費率 lb/bhp-hr	0.47	0.458	0.81	0.358	0.400	0.415
軸出力 PS	5.98	21	29	30	181	199
回転数 rpm	2400	3600	3500	1500	1700	3000
最高熱効率 %	29.6	29.0	16.6	39.0	34.8	32.4
〔全負荷性能〕						
最高出力 PS	8.63	25.6	48.5	40	210	242
出力/シリンダ PS/cyl	8.63	6.4	8.09	40	35	30.2
回転数 rpm	3600	4000	5200	2500	2100	4600
燃料消費率 lb/PS-hr	0.528	0.51	1.10	0.418	0.41	0.468
熱効率 %	26.4	26.1	12.2	33.3	34.0	28.7
正味平均有効圧 psi	192	115	61.5	317	93	113
比重量 lb/PS	14.7	4.68	1.98	11.0	10.4	2.80
比出力 PS/in <sup>3</sup>	1.74	0.58	0.81	2.00	0.49	0.65
備考	4-シリンダ 6-シリンダ			6-シリンダ V-8 2-ストローク 自動車用		

のレベルは他の実験結果から推定される値を入れた。図より GPU 型機関の進歩と共に騒音が着実に改善されていることがわかる。

GPU 1 と GPU 2-1 の間の改善は柔らかい充填物を使用して機関部に生じた振動を他に伝達させないようにしたために得られ、さらに GPU 2-1 と GPU 2-2 の間では騒音源を一つにまとめてそれを削減するよう改善したために得られた。低周波域における改善は主にラジエータファンの騒音を小さくすること、また 4000 サイクル帯の騒音減少は調時歯車の設計改善により達成された。

Fig. 38 はディーゼル機関の騒音と比較した結果で、スターリング機関の騒音の低いことが示されている。

#### 4.2.3 作動流体と漏洩損失

Fig. 39 は作動流体の種類と出力の関係を示したが、同様な傾向は Fig. 23 にも表示されている。試験機関は 1036 R で作動流体として水素、ヘリウム、窒素を使った場合の結果である。水素、ヘリウムは良い性能

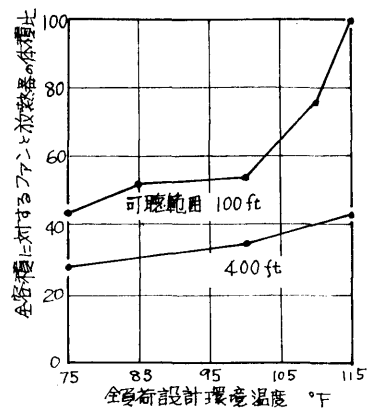


Fig. 36 設計点温度とファンと放熱器の容量との関係 (計算) (Ref. 8 より)

が示されたが、窒素は回転数の増加と共に出力は大きく減少している。一般に窒素のような高分子流体では流体の摩擦損失が大きいことから回転数の増加に伴な

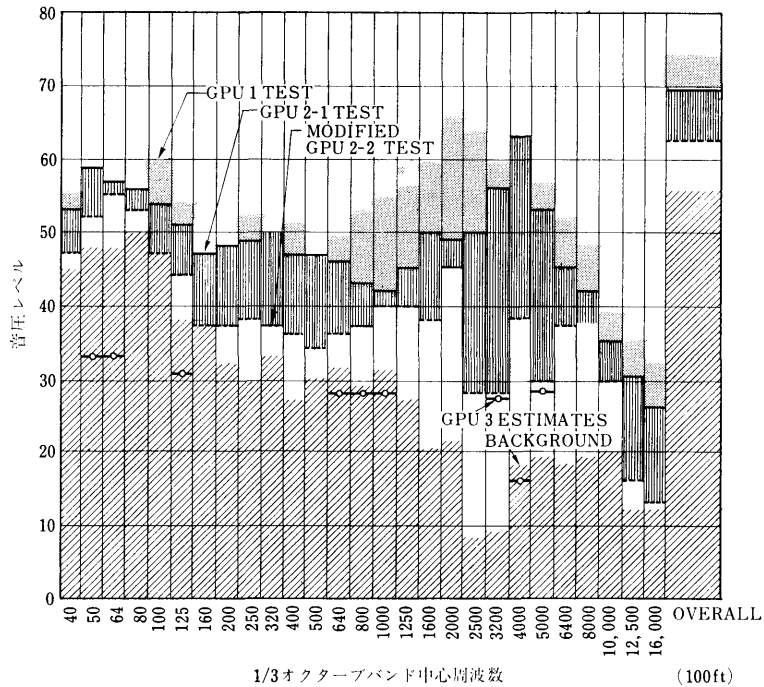


Fig. 37 GPU シリーズの音圧レベル改善比較 (Ref. より)

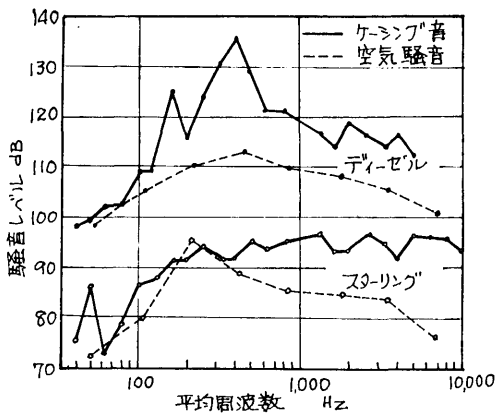


Fig. 38 スターリング機関とディーゼル機関との騒音比較 (Ref. 10 より)

って出力トルクが減少し、窒素の場合には 2500 rpm 程度で出力と損失が釣り合って機関は動かなくなってしまう。

Fig. 40 は水素とヘリウムの間の出力差を示したもので、この二流体の摩擦損失と漏洩損失の違いによる差をあらわしていると考えられる。Fig. 39 と 40 より作動流体としては熱力学的・流体力学的に水素が有

(278)

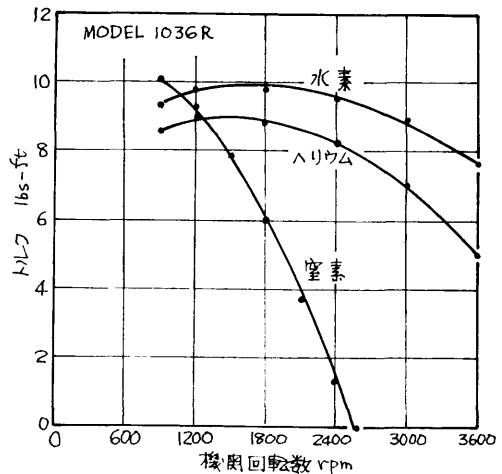


Fig. 39 作動流体の効果 (実験値) (Ref. 8 より)

利であるといえるが、実際に漏洩による危険性を考慮するとヘリウムにも利点がある。

漏洩について計算した結果は Fig. 41 に示したが、出力ピストンの半径方向の間隙が 500  $\mu$ m では約 1 PS 程度の損失があることがわかり、実験値とほぼ合う。

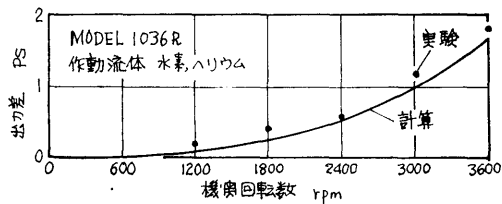


Fig. 40 二流体（水素ヘリウム）の間の出力差 (Ref. 8 より)

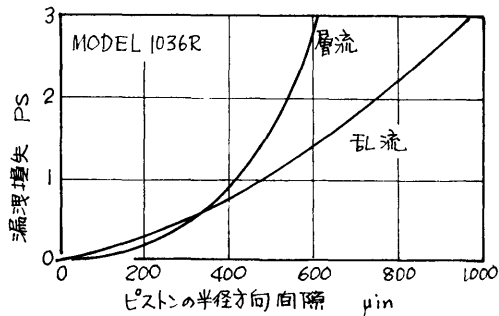


Fig. 41 スターリング機関の漏洩損失 (Ref. 8 より)

Fig. 41 は間隙を通る流れが層流である場合と乱流である場合について計算した値である。

#### 4.2.4 その他

その他実験的には部分機関による実験，材料内の熱応力の問題，燃焼ガスから加熱器管への伝熱問題，再生器の改良研究，シールの各種の研究，それに多種の燃料の燃焼用バーナの研究等が挙げられ，また計算機による最適設計の研究も行なわれており，それぞれ研究継続中である。

### 4.3 実用機関としての研究例

#### 4.3.1 モータークルーザへの搭載例<sup>9)10)</sup>

これは Philips 社にて試験的に行なわれたもので機関出力は 30 PS/1500 rpm のものである。ここではこの機関の始動と出力制御法，そして新たにこのクルーザへ装備される機関についてふれる。ここでは特に船用としたための特徴についてはふれられていない。この機関の特性は Fig. 32, 33 に示したものである。

##### 〔機関の始動と制御〕

機関の始動はまずプロワと空気燃料系をバッテリーによりモータで動かし燃焼器のバーナに点火して始まる。1分後にはヒータの温度は作動点に達し，以後はサーモスタットにより温度を制御し一定に保つ。次いで冷却水を通し，機関のクランク軸が通常のスーターモータにより駆動され始動する。この機関の始動は密

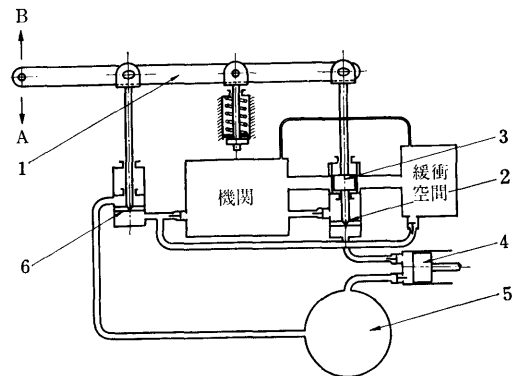


Fig. 42 スターリング機関の出力制御機構 (Ref. 9 より)

閉サイクルのためそれほど困難ではない。

機関の出力制御はシリンダ内の作動流体の圧力レベルを変えて行なう。Fig. 42 にはこの機関の制御系を示してある。この系でレバー 1 は遠心式ガバナにより動かされるものである。出力調節のためガスを抜くことは時間的に遅れを生じるので滑動絞弁を設け瞬間的に制御する。ただし後者の制御法にはある程度の有効馬力の損失がある。

機関の出力を減少させる場合にはレバー 1 を A 方向に引く。それにより吹出し弁 2 と滑動絞弁 3 が開きガスは圧縮機 4 により貯蔵タンク 5 へと吐き出され，ガス圧力が必要出力に一致するまで下ると 2 および 3 が閉じる。一方，逆に出力を増大させるためにはレバー 1 を B 方向に引く。それによって供給弁 6 が開きガスはタンク 5 よりシリンダ内に流入し圧力が増大する。この過程は前の減圧過程より早く整定する。

バーナ用プロワの駆動は可変 V ベルト伝達装置により機関軸と結合され，機関回転数とプロワ回転数の比例によって，出力の広い範囲で燃空比一定の運転ができる。

##### 〔新型機関の試作〕

以上のクルーザによる経験から新型機関の製作が行なわれている。これは水平対向型 4 シリンダ機関でシリンダ当りの行程容積は 236 cc，4 シリンダで最高圧力 140 kg/cm<sup>2</sup>，最高の総合効率 1000 rpm で 41% と高い。この機関の略図を Fig. 43 に示したが，ロールソック気密装置を有効に使用し緩衝空間をなくすようにしていることが大きな特徴でもある。菱形駆動の 2 つのクランクはウォームギアで接続され，必要なプロペラ回転数まで減少される。またこの装置によりプロペラ軸の傾きは任意にとれ静かな運転ができる。なお

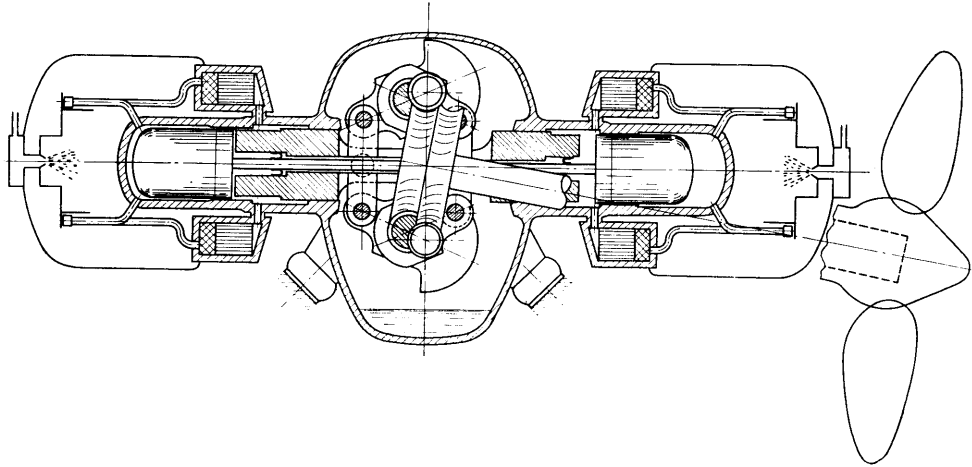


Fig. 43 対向型床下機関の断面図 (Ref. 9 より)

この機関の高さは 50 cm であり、モータクルーザに搭載して運転される予定である。この機関の計算された特性が Fig. 44 に示してある。

4.3.2 自動車用機関としての搭載例<sup>11)</sup>

自動車駆動用としてスターリング機関を使うことはその騒音の小さいこと、排気ガスの清浄さと振動の少ないことから非常に適しているといえよう。

ここでは General Motors 社により作られた自動車用として用いた場合のスターリング機関につきふれる。

これに使われた機関は前にもふれた GPU-3 型機で作動流体は水素、平均作動圧 1000 psi (約 70 kg/cm<sup>2</sup>) 冷却水温度は 100°F (約 38°C) である。

試験車には Opel Kadett (スタンダード) を選んだがそれは小型、軽量で所要馬力も小さいためである。Fig. 45 と 46 は Stir-Lec I (試験者の名称) の透視図とブロック線図である。

〔駆動方式と走行性能〕

この自動車は駆動方法としてスターリング機関とバッテリーを併用したハイブリッド方式を採用し、スターリング機関は直接駆動軸を回転させるのではなく三相の交流発電機をまわし、これより得た出力を整流してバッテリーにチャージしている。

バッテリー電源はドライバーの要求により必要なだけ変調され交流にして三相誘導電動機に供給され (Fig. 46) 3:1 の速度比で最高約 20 PS の出力を出す。

この車の重量を従来の Opel Kadett に比較すると、

(280)

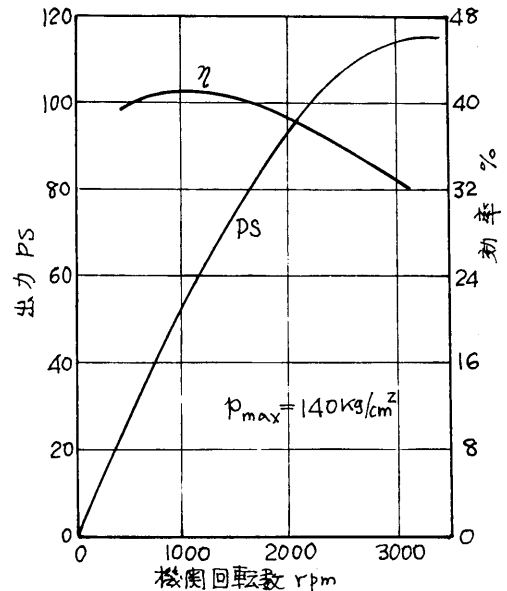


Fig. 44 対向型機関の性能 (計算値). (作動流体—水素) (Ref. 9 より)

従来のものが 1990 lb であったのに対し Stir-Lec I では 2930 lb と約 1000 lb 重い。ただしこの重さに対しても加速性能は 0~30 miles/hr (mph) に約 10 秒かかるだけで、最高速度も 55 mph まで出る。スターリング機関の出力だけで平坦路を 30 mph で駆動するのに十分であり、この速度においては燃料消費量は 30~40 miles/gallon である。30 mph 以上の場合には車に積載された付属バッテリーにより出力を援助され、55 mph

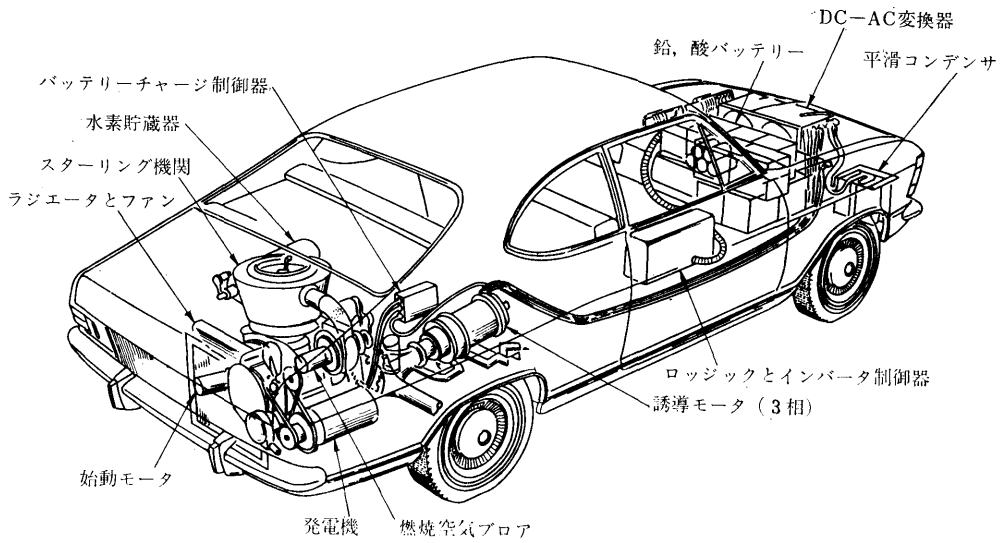


Fig. 45 Stir-Lec I の透視図 (Ref. 11 より)

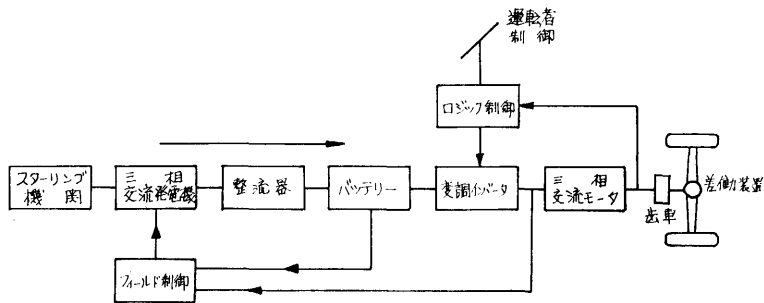


Fig. 46 GM ハイブリッド系のブロック線図 (Ref. 11 より)

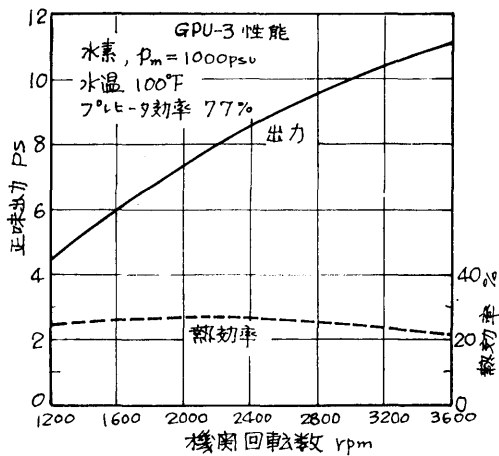


Fig. 47 スターリング機関 (GPU-3) の性能 (1) (Ref. 11 より)

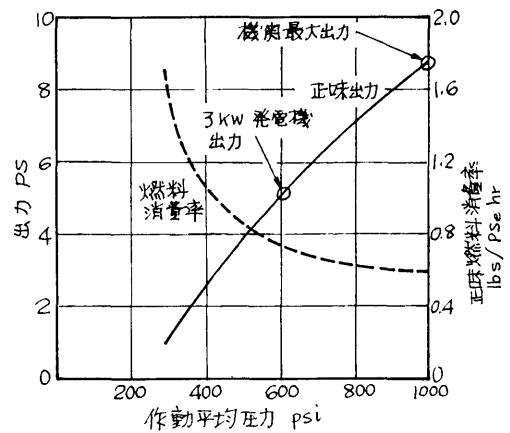


Fig. 48 スターリング機関 (GPU-3) の性能 (2) (Ref. 11 より)

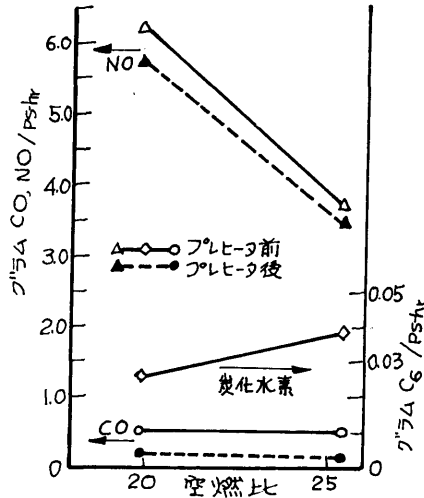


Fig. 49 排気濃度 (Ref. 11 より)

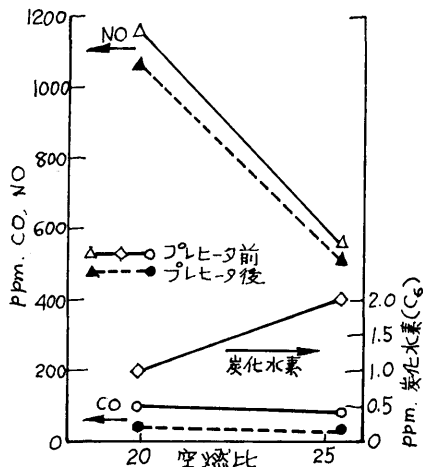


Fig. 50 排気内質量分布 (Ref. 11 より)

では連続して 30~40 miles の走行が可能である。

【排気ガス】

前述したごとくスターリング機関は外燃機関でありそのため通常の内燃機関よりきれいな排気を得られる。Fig. 47, 48 はこの Stir-Lec I に使用されている GPU-3 型機関の排気性能を示した。

また Fig. 49~51 に排気ガスに含まれる一酸化炭素, 酸化窒素, それに炭化水素の割合および重量を示した。

図より大気汚染に影響を与える成分がスターリング機関では少なく, 将来とも排気ガスの規準内であるこ

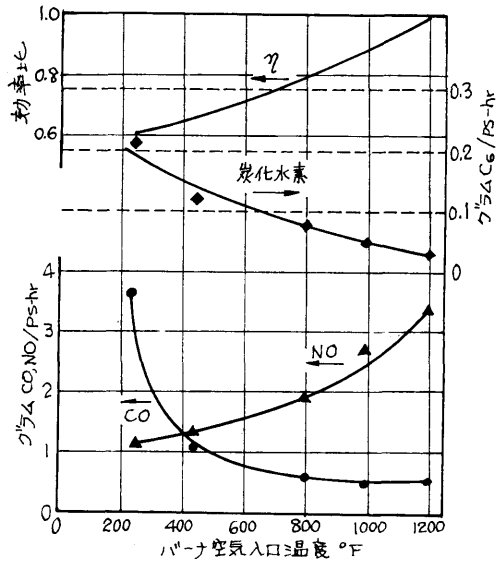


Fig. 51 入口空気温度の影響 (Ref. 11 より)

とは十分認識される。酸化窒素が減少することは好ましいことで, この減少のための1例として Fig. 51 にみられるように空気バーナ入口温度を下げることも効果的であることがわかる。(Fig. 51 の条件は 1/2 負荷一定の場合である。)

【制御】

スターリング機関を自動車用として積載するためには機関高さを小さくすることが必要であって, そのために燃焼室と予熱部に改良が加えられ, 発電機とその補機類の配置それに制御系機器等が考慮された。

機関の始動方法および出力制御方法は前節のクルーザの場合と本質的に同じであるので省略するが, 運転席においては, 4個の押しボタンと3個の指示灯それにヒータ温度計と作動ガス圧力計により制御される。

4個の押しボタンは, 作動ガスの圧力上昇用および下降用各1個, 初期燃焼(着火)用1個, 始動クランク回転用1個から成っている。

現在の車では始動の一連の動作は約60秒要して行なわれる。

機関の停止の場合はマスターキーをもとに戻すだけでよく, 他の部分は自動的に始動状態になるようにはたらく。

以上がスターリング機関を自動車に積んだ場合の概要であるが, 矢張り重量, 容積が大きいこと, バッテリーが大きいことなどが欠点として挙げられる。しかし前述したように社会環境に対しては非常に好まし



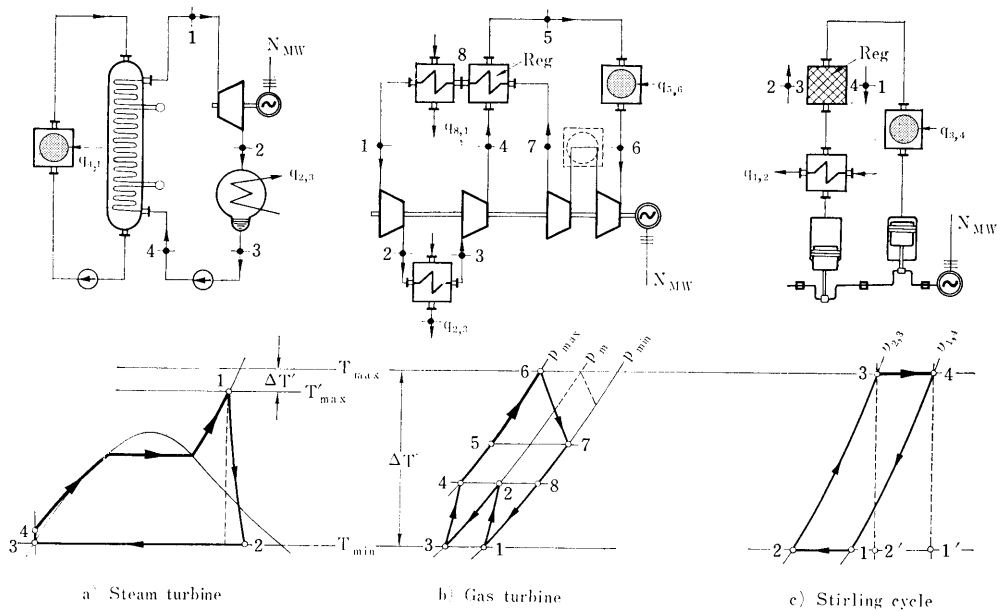



Fig. 52 原子炉と各サイクルの組み合わせ例 (図中  は原子炉を  $N_{MW}$  は出力, Reg は再生器をそれぞれあらわす (Ref. 15 より))

く、特に都市交通機関用としては適しているようである。

4.3.3 原子炉との組み合わせ<sup>15)</sup>

この節は I. Kolin による考察をもとにして原子炉とスターリング機関および各熱機関との結合について比較している。

原子炉と組み合わせた熱機関サイクルで最も一般的なものは、原子炉から直接発生した蒸気あるいは熱交換器を間に入れ間接的に発生した蒸気を使用し、蒸気タービンから動力を取り出す蒸気タービンサイクルである。これは Fig. 52 a) に示したようなもので通常のボイラでみられる Rankine サイクルである。

一方ガスを作動流体とするものに密閉サイクルのガスタービンがある。この場合にガスの加熱用としてガス冷却型原子炉を考えると最高温度として前記の蒸気温度より高くなる可能性があり、また系内の圧力を高くして作動流体の質量流量を増加させ、比出力の増大が望める。ただし、この場合には、密閉サイクルのために再生器が必要となり、圧力の異なるガスが同時に流れるため再生器は非常に大きくて複雑なものになる。この方法はここ数年間実用化に向って研究されているが、まだ成功例はない。このプラントのブロック線図

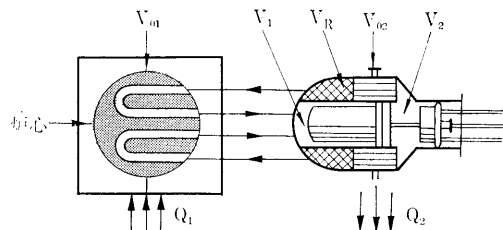


Fig. 53 原子炉とスターリング機関との組み合わせ例 ( $Q$ : 熱量,  $V$ : 容積) (Ref. 15 より)

と T-S 線図を Fig. 52 b) にのせた。

さて、同じくガスを作動流体とするものにスターリングサイクルガス機関が考えられる。スターリングサイクルと原子炉との組み合わせは、たとえば Fig. 53 に示したようなものが可能で、スターリングサイクルの加熱部に直接ガス冷却型原子炉を使おうとするものである。このサイクルのブロック線図と T-S 線図は Fig. 52 c) に示したようになる。

スターリング機関を原子炉と組み合わせた場合、前記蒸気タービンあるいはガスタービン機関と比較してどのような得失があるか考えてみるとほぼ次のようなことがいえる。

- (1) 熱効率は他の二機関に比較すると高い。
- (2) スターリングサイクルでもガスタービンの場合同様再生器を使用するが、この場合にはガスタービンの場合と違って再生器内では低温の作動流体と高温の作動流体が同時に通過することがないため小型で構造もそれほど複雑でない。また蒸気タービンの場合にはボイラあるいはコンデンサ等があるがそれらが必要でない。
- (3) スターリングサイクルに必要な装置は容積的にみて蒸気タービンあるいはガスタービンと比較すると小さい。したがって容積当りの比出力は大きく、このことは船用として適している。
- (4) 製作が前記二機関に比較して割合容易である。
- (5) この機関の出力はサイクル内の質量（あるいは圧力）を変えることにより制御されるが、それにふざいして貯蔵タンク、弁、圧縮機等の設置、それらのシールの問題、原子炉の制御等の問題が生じる。ただし、直接原子炉の熱出力を制御する方法もあるが、この場合には効率が低下する。
- (6) スターリング機関は往復動機関であって、シリンダ内の圧力が高くそのためピストンあるいはロッドのシーリングや潤滑には特別注意しなければならない。
- (7) 現在シリンダ当りの出力が小さいため多シリンダ機関がとりあえず考えられるが、このような場合に原子炉をどのように使うか構造的に複雑になるおそれもある。

以上が原子炉とスターリング機関を組み合わせた場合に主に考えられる長、短所であるが、高効率であること、比出力が高いことなどから開発研究の余地が十分あるといえよう。

#### 4.3.4 その他の応用例

以上の他にスターリング機関の応用例としては、太陽エネルギーを液体金属で吸収しそれにより駆動される宇宙空間用動力源、軍艦あるいは魚雷用 (Fig. 54) の機関（これは騒音の点から適している）、その他軍用の携帯用動力源等と広く考えられている。

## 5. ま と め

以上各章においてそれぞれスターリング機関の理論的、実験的研究とその実用化の過程について概説した。

現在みられるごとく電子計算機の進歩と共に、他の分野でも同じであるが、スターリング機関の理論的、

解析的研究は大きく前進し、各パラメータの効果をもとにして最も効率の高い機関の製作が可能となっている。

スターリング機関が1800年代の数パーセントの効率から今日の30~40パーセントまで上昇した主たる原因は作動流体を低圧の空気から高圧の水素あるいはヘリウムに換えたことにあるが、このことは理論的にも3.3節で確かめられた。もちろんその間にあって再生式熱交換器の進歩も重要なものである。

しかし、作動流体として水素あるいはヘリウムのごとき低分子量流体を使用することはシリンダからの漏洩の問題を大きくクローズアップさせ、シリンダ内が高圧であることと相俟って重要な研究課題であろう。

スターリング機関が外燃機関であることから、供給熱源としては既述のとおり各種の燃焼装置あるいは高熱源発生装置との組み合わせが考えられ、これらに関しても興味ある問題が考えられる。そしてこれに関して各熱交換器の改善も大きな研究課題と考えられる。

度々述べてきたごとくスターリング機関は高効率で比出力が他の機関に比較して優れており、また排気の清浄性、騒音、振動の低レベル性等の利点を考えると、船舶用、自動車用その他駆動用機関としては有望であることは明らかである。しかし実用化の問題になるとさらに多くの点を解明することが必要となり、およそ100年の歴史を持つ現在の内燃機関、さらに蒸気タービン、ガスタービン等と肩を並べて出現するには精力的な解析的・実験的研究が必要であろう。

終りにスターリング機関各部の日本語名称は一部参考文献12)から引用させていただきました。御礼申し上げます。また内容に関して当所高田部長、三輪部長、玉木室長、宮城主任研究官、塩出技官そして機関開発部第2部の皆様から有益な助言を得ましたことを感謝致します。

## 参 考 文 献

- 1) 大賀恵二: 熱力学と熱機関サイクル論, 岩波1928
- 2) G. Flynn Jr. et al.: GMR Stirling Thermal Engine, SAE Trans. Vol. 68, 665~684, 1960
- 3) T. Finkelstein: Cyclic Processes in Closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential Analyzer, Journal of Engng. for Industry, Feb-1962
- 4) 渡部一郎 他: 将来の原動機, 機械の研究, 15巻-1号, 1963
- 5) G. Walker et al.: Theoretical Performance of

- Stirling Cycle Engines, SAE Paper 949 A Jan. 1965
- 6) D. W. Kirkly: A Thermodynamic Analysis of the Stirling Cycle and a Comparison with Experiment, SAE Paper 949 B Jan. 1965
  - 7) F. A. Creswick: Thermal Design of Stirling Cycle Machines, SAE Paper 949 C Jan. 1965
  - 8) F. E. Heffner: Highlights from 6500 hrs of Stirling Engine Operation, SAE Paper 949 D Jan. 1965
  - 9) R. J. Meijer: Philips Stirling Engine Activities, SAE Paper 949 E Jan. 1965
  - 10) R. J. Meijer: Der Philips-Stirlingmotor. MTZ Bd. 29 Nr. 7, 284~298, 1968
  - 11) P. D. Agarwal et al.: Stir-Lec I, A Stirling Electric Hybrid Car, SAE Paper 6900 74 Jan. 1969
  - 12) 渡部一郎: スターリング機関の現状と将来性内燃機関 8 卷 1 号 (1969) 62~66
  - 13) 機械工学便覧 (改訂第 5 版) 日本機械学会 1968
  - 14) 内田, 一色, 森, 植田, 甲藤 共著: 熱伝達特論, 裳華房 (1964) 144
  - 15) I. Kolin: The Stirling Cycle with Nuclear Fuel, Nuclear Engineering International, Dec. 1028~1034, 1968