低温度差スターリングエンジンの性能解析* (メカニズム効率の定義とエンジン性能を支配する諸因子)

岩 本 昭 一^{*1}, 戸 田 富士夫^{*1}

Performance Analysis for Low-Temperature-Difference Stirling Engine (Definition of Mechanism Efficiency and Effects of Various Factors on Engine Performance)

Shoichi IWAMOTO and Fujio TODA

The shaft work calculated using the Schmidt model and the mechanism efficiency determined applying SENFT theory have been used to obtain by an analytical method the optimal values, at which shaft work becomes maximum, of engine compression ratio and average pressure of a low-temperature-difference Stirling engine. As a result, it was found that a low-temperature-difference Stirling engine must have a lower compression ratio than a high-temperature-difference Stirling engine to drive the same mechanism efficiency.

Key Words: Stirling Engine, Engine Performance, Energy Saving, Natural Energy

1. ま え が き

低温度差スターリングエンジンは、最初1983年 Ivo. KOLIN によって試作され、高温熱源には温水を、低温熱源には冷水が用いられ、高温側と低温側との温度差が15°Cになるまで動き続けた⁽¹⁾。その後、Senft によって温水と室温との温度差によって作動するリングボムエンジンが1984年に試作されている⁽²⁾、これらのエンジンは高温側と低温側との温度差が数十°Cという低温度差で運転されるので、低温度差スターリングエンジンと呼ばれている。

一方、100°C前後の排熱、熱水または蒸気等を利用して、数kWの電力を供給する小規模分散形発電装置を想定し、広範囲に存在する地熱等の低密度の熱エネルギーを有効利用して、ローカル動力源としたり、あるいは内燃機関や工場等から外部へ無駄に捨てられている排熱を回収して動力を得ることは、「エネルギー事情や環境問題」が深刻化している昨今、きわめて有意義なことである。

著者らは、「室温+10°C」以下の温度差で作動する極低温度差スターリングエンジンを試作し、これを運

転することによって、エンジンに供給したある決まった熱量に対して、出力を最大とするような圧縮比と温度比との関係を実験的に明らかにした⁽³⁾。さらに100°C程度の温度差で作動する実験用低温度差スターリングエンジンも設計・試作し、動力源としての実用化への可能性について検討した⁽⁴⁾。

本報は低温度差スターリングエンジンについて、等温モデルであるSchmidt理論⁽⁵⁾にメカニズム効率⁽⁶⁾なる新しい概念を導入し、性能解析を行い、低温度差領域で作動するエンジンの基本的な特性を明らかにすることを目的としている。

2. お も な 記 号

ν, V : 容積
 T : ガス温度
 p, P : 圧力
 R_g : ガス定数
 M : 作動ガスの全質量
 θ : クランク角
 $\Delta\theta$: 位相差
 W : 仕事
 e : メカニズム効率
 η_m : 機械効率

* 原稿受付 1996年5月9日。

*¹ 正員、埼玉大学工学部(〒338 浦和市下大久保255)。

τ : 温度比 $= T_c/T_H$
 κ : 行程容積比 $= V_p/V_D$
 ε : 圧縮比 $= V_{\max}/V_{\min}$
 μ : 摩擦係数
 S : 接触面積
 u : しゅう動速度
 ω : 回転の角速度

添 字

H : 高温側空間
 C : 低温側空間
 e : 膨張室空間
 c : 圧縮室空間
 h : 加熱器
 r : 再生器
 k : 冷却器
 p : パワーピストン
 D : ディスプレーサ
 i : 図示
 s : 軸
 d : 死容積

その他の記号および添字等は、本文の中で説明されている。

3. 解析モデル

Senft によるスターリングエンジンの性能解析は、スターリングサイクルについて行っているが⁽⁷⁾、本報では計算と実測とが比較的良好に一致する Schmidt サイクルを基本として、 γ 形スターリングエンジン⁽⁸⁾について解析する。

図1にその解析モデルを示す。熱の出入りは熱交換器(Hは加熱器、Rは再生器、Kは冷却器)のみで行われるものとする。熱機関は高熱源から熱量 Q_1 を受け、

低熱源に熱量 Q_2 を捨て、外部に軸仕事 W_s を発生する。このときの図示仕事は、サイクルを行う作動ガスが膨張行程において外部にする仕事 W_e と、圧縮行程で外部から受ける仕事 W_c との差であるので、スターリングエンジンではバッファ圧力 P_b (パワーピストンの背圧)を基準として仕事を表示することができる。

一方、ピストンが外部にする仕事 $W_{(+)}$ をピストン有効仕事と定義すれば、この $W_{(+)}$ はメカニズム(クランク軸のメカニズム e_{cr} 、ピストンリングのメカニズム e_{pr} 、軸シールのメカニズム e_{ss} 等々)に伝達され、メカニズムの損失によって W_M の仕事となり、これははずみ車Fに蓄えられる。さらに、はずみ車は外部に軸仕事 W_s を行い、残りの仕事 W_F がサイクルを持続するために次の行程に使われる。そして W_F はメカニズムに伝達され、さらにメカニズムの損失を受けてピストンに伝達されてサイクルが完了する。このメカニズムの損失によって、ピストンに伝達される仕事 $W_{(-)}$ をピストン強制仕事と定義する。ガス温度は等温モデルを基本とするために、 $T_e = T_H$ 、 $T_c = T_K$ となる。なお、このモデルの考え方は、作動空間の形式が異なる α 形および β 形スターリングエンジン⁽⁸⁾にも適用できる。

3・1 図示仕事 図示仕事は等温モデルを適用して、次の仮定を設けて求められる。

- (1) ディスプレーサおよびパワーピストンの動きは正弦的である。
- (2) 各空間での作動ガスの温度はサイクル中それぞれの温度に保たれ、圧縮、膨張行程は等温変化とする。
- (3) 再生器内の温度 T_r は、高温側ガス温度 T_H と低温側ガス温度 T_c との平均温度 $(T_H + T_c)/2$ に保たれる。

Fig. 1 Analysis model for engine performance

(4) 熱交換による作動ガスの圧力変化はなく、作動空間内の圧力は一様とする。

(5) 作動ガスは完全ガスの状態式に従い、エンジン外部への漏れはない。

(6) 再生器は完全な再生熱交換を行う。
これより、高温側の瞬時容積 ν_e は

$$\nu_e = \frac{V_D}{2} \{1 - \cos(\theta + \Delta\theta)\} + V_h + V_{ed} \quad \cdots (1)$$

となる。ここに、 θ はクランク角で、パワーピストンの上死点を基準とし、 $\Delta\theta$ はディスプレイサとパワーピストンとの間の位相差である。低温側瞬時容積 ν_c は、ディスプレイサとパワーピストンとの瞬時容積から

$$\nu_c = \frac{V_D}{2} \{1 + \cos(\theta + \Delta\theta)\} + \frac{V_D}{2} (1 - \cos \theta) + V_k + V_{cd} \quad \cdots (2)$$

となるので、全作動空間内の瞬時容積 ν は

$$\nu = \nu_e + V_r + \nu_c \quad \cdots (3)$$

となる。ここで、無次元容積 $\nu^* = \nu/V_D$ を用いれば、瞬時無次元容積は次式で与えられる。

$$\nu^* = \frac{\kappa}{2} (1 - \cos \theta) + (1 + X_{ed} + X_h + X_r + X_k + X_{cd}) \quad \cdots (4)$$

ここに、

$X_h = V_h/V_D$: 加熱器容積比

$X_r = V_r/V_D$: 再生器容積比

$X_k = V_k/V_D$: 冷却器容積比

$X_{ed} = V_{ed}/V_D$: 膨張室死容積比

$X_{cd} = V_{cd}/V_D$: 圧縮室死容積比

$\kappa = V_D/V_D$: 行程容積比

である。

また、作動空間内ガスの全質量は $p\nu = MR_g T$ より

$$M = \frac{p}{R_g} \cdot \frac{1}{T_H} \left(\nu_e + V_r \frac{T_H}{T_r} + \nu_c \frac{T_H}{T_c} \right)$$

$$p = \frac{MR_g T_H}{\nu_e + V_r \frac{T_H}{T_r} + \nu_c \frac{T_H}{T_c}} = \frac{MR_g T_H}{A - D \cos(\theta - \phi)} \quad \cdots (5)$$

ここで、

$$A = \frac{V_D}{2\tau} \left\{ (1 + \tau) + 2\tau(X_{ed} + X_h) + \frac{4\tau}{1 + \tau} X_r + 2(X_k + X_{cd}) + \kappa \right\}$$

$$B = \frac{V_D}{2\tau} \{ (\tau - 1) \cos \Delta\theta + \kappa \}$$

$$C = \frac{V_D}{2\tau} \{ (1 - \tau) \sin \Delta\theta \}$$

$$D = \sqrt{B^2 + C^2}, \quad \phi = \tan^{-1} \frac{C}{B}$$

したがって、図示仕事 W_i は

$$W_i = \int p d\nu = MR_g T_H V_D \pi \frac{C}{D^2} \left(\frac{A}{E} - 1 \right) \quad \cdots (6)$$

となる。ここに、 $E = \sqrt{A^2 - D^2}$ である。

一方、作動空間内の平均圧力 P_m は次のようになる。

$$P_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p \cdot d\theta = \frac{1}{E} MR_g T_H \quad \cdots (7)$$

ここで、無次元圧力 $p^* = p/P_m$ 、無次元図示仕事 $W_i^* = W_i/(P_m \cdot V_D)$ を用いて書き直せば、それぞれ

$$p^* = \frac{E}{A - D \cos(\theta - \phi)} \quad \cdots (8)$$

$$W_i^* = \oint p^* d\nu^* = \kappa \pi \frac{C}{D^2} (A - E) \quad \cdots (9)$$

となる。また、圧縮比 ε (作動空間の最大容積/作動空間の最小容積) は死容積比 X と行程容積比 κ とを用いて、表示すれば次のようになる。

$$\varepsilon = 1 + \frac{\kappa}{1 + X_{ed} + X_h + X_r + X_k + X_{cd}} \quad \cdots (10)$$

3・2 バッファ圧力を基準とした p - ν 線図

一般にスターリングエンジンは、図2に示すような p - ν 線図(作動空間内圧力と容積との関係)が得られる。ここに p_b はバッファ圧力であって、これはパワーピストンの裏側(作動ガスが密封されている空間と反対側)に加わる圧力である。そしてここでは、バッファ空間は十分に大きく、 p_b は変動せず一定として、サイクルあたりの図示仕事 W_i について考察する。

サイクルあたりパワーピストンが外部になす仕事は、(1)膨張行程において、 $p_e > p_b$ の領域における仕事 ($W_A + W_{(-c)}$) と、(2)圧縮行程において $p_c < p_b$ の領域における仕事 ($W_B + W_{(-e)}$) との和になるので、これをピストン有効仕事 $W_{(+)}$ と表示する。またサイク

Fig. 2 p - ν diagram of Stirling engine

ルあたりパワーピストンが外部からなされる仕事は、(3)膨張行程において、 $p_e < P_b$ の領域における仕事 $W_{(-E)}$ と、(4)圧縮行程において $p_c > P_b$ における領域の仕事 $W_{(-C)}$ との和になるので、これをピストン強制仕事 $W_{(-)}$ と表示する。そして膨張行程において作動空間内のガス圧力が、バッファ圧力 P_b に等しくなったときの作動空間容積を V_H 、圧縮行程において作動空間内のガス圧力が、バッファ圧力 P_b に等しくなったときの作動空間容積を V_C とすれば、 $W_{(+)}$ および $W_{(-)}$ はそれぞれ次のようになる。

$$\begin{aligned} W_{(+)} &= W_A + W_B + W_{(-C)} + W_{(-E)} \\ &= \int_{V_m}^{V_H} (p_e - P_b) dV + \int_{V_C}^{V_M} (P_b - p_c) dV \\ &= \frac{V_p}{2} \left\{ \int_{\theta_m}^{\theta_H} (p_e - P_b) \sin \theta \cdot d\theta \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_C}^{\theta_M} (P_b - p_c) \sin \theta \cdot d\theta \right\} \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{(-)} &= W_{(-E)} + W_{(-C)} \\ &= \int_{V_H}^{V_M} (P_b - p_e) \cdot dV + \int_{V_m}^{V_C} (p_c - P_b) \cdot dV \\ &= \frac{V_p}{2} \left\{ \int_{\theta_H}^{\theta_M} (P_b - p_e) \cdot \sin \theta \cdot d\theta \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_m}^{\theta_C} (p_c - P_b) \sin \theta \cdot d\theta \right\} \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

ここで、 V_m 、 V_M はそれぞれ作動空間内の最小および最大容積であって、それに対応するクランク角は、

$$\theta_m = 0, \quad \theta_M = \pi$$

となる。さらに θ_H および θ_C は、式(5)で与えられる瞬時圧力 p とバッファ圧力 P_b とを等しいとおくことにより、

$$\theta_H = \cos^{-1} \left(\frac{A}{D} - \frac{P_m \cdot E}{P_b \cdot D} \right) + \phi, \quad \theta_C = 2\pi - (\theta_H - 2\phi)$$

をうる。したがって、ピストン有効仕事 $W_{(+)}$ とピストン強制仕事 $W_{(-)}$ とは式(11)および式(12)より、次のようになる。

$$W_{(+)} = kV_D \cdot P_m \cdot W_{(+)}^*, \quad W_{(-)} = kV_D \cdot P_m \cdot W_{(-)}^*$$

ここに、 $W_{(+)}^*$ 、 $W_{(-)}^*$ はそれぞれ、

$$\begin{aligned} W_{(+)}^* &= \frac{1}{2D^2} \left[EB \ln \left\{ \frac{E^2}{A^2 - B^2} \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^2 \right\} \right. \\ &\quad \left. - EC \left(\pi + 2 \cdot \tan^{-1} \frac{C}{B} \right) \right. \\ &\quad \left. + 2AC \left\{ \pi - \tan^{-1} \left(\frac{BE}{AC} \right) \right\} + 2AB \left(\frac{P_b}{P_m} - \frac{E}{A} \right) \right] \\ &\quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{(-)}^* &= \frac{1}{2D^2} \left[EB \ln \left\{ \frac{E^2}{A^2 - B^2} \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^2 \right\} \right. \\ &\quad \left. + EC \left(\pi - 2 \tan^{-1} \frac{C}{B} \right) - 2AC \left\{ \tan^{-1} \left(\frac{BE}{AC} \right) \right\} \right. \\ &\quad \left. + 2AB \left(\frac{P_b}{P_m} - \frac{E}{A} \right) \right] \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

であって、これらをそれぞれ無次元ピストン有効仕事および無次元ピストン強制仕事、と呼ぶことにする。したがって、図示仕事 W_i はピストン有効仕事 $W_{(+)}$ およびピストン強制仕事 $W_{(-)}$ で表示すれば、次のようになる。

$$W_i = W_{(+)} - W_{(-)} \dots\dots\dots (15)$$

3・3 メカニズム効率の定義と軸仕事 図1に示すように、出力軸で発生する有効な軸仕事 W_s は次式で与えられる。

$$W_s = W_M - W_F \dots\dots\dots (16)$$

ここで、ピストン有効仕事 $W_{(+)}$ と、メカニズムがはずみ車に与える仕事 W_M の比をメカニズム効率 e と定義し、これを次式で表す。

$$\frac{W_M}{W_{(+)}} = e \dots\dots\dots (17)$$

そして、メカニズム効率 e がサイクルを通して一定であるとするれば、

$$\frac{W_{(-)}}{W_F} = e \dots\dots\dots (18)$$

となるので、軸仕事 W_s はメカニズム効率 e を用いて書き換えると次のようになる。

$$W_s = eW_{(+)} - \frac{W_{(-)}}{e} \dots\dots\dots (19)$$

また、軸仕事 W_s は図示仕事 W_i に機械効率 η_m を乗じたものとして、 $W_s = W_i \cdot \eta_m$ と定義されているので、これを η_m について解くと、

$$\eta_m = e - \left(\frac{1}{e} - e \right) \zeta \dots\dots\dots (20)$$

となる。ここに、 $\zeta = W_{(-)}/W_i$ であって、式(9)と式(14)とより

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{E}{2(A-E)} \left[\frac{B}{\pi C} \ln \left\{ \frac{E^2}{A^2 - B^2} \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^2 \right\} \right. \\ &\quad \left. + 1 - \frac{2}{\pi} \tan^{-1} \left(\frac{C}{B} \right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{2A}{\pi E} \left\{ \tan^{-1} \left(\frac{BE}{AC} \right) - \frac{B}{C} \left(\frac{P_b}{P_m} - \frac{E}{A} \right) \right\} \right] \dots\dots (21) \end{aligned}$$

となる。

3・4 メカニズム効率を支配する因子 メカニズム効率 e は、エンジンの機構部での損失を表すものであるが、機構部での損失仕事は主として無潤滑で作動するピストンリング部および軸シール部等の、いわゆるクーロン摩擦部分と潤滑されている軸受等の粘性摩擦部分とがある。

一般に、低温度差スターリングエンジンでは回転速度が比較的低いので⁽⁴⁾、機械損失はクーロン摩擦によるものが支配的であると考えて、メカニズム効率の基本的な挙動について考察する。

軸仕事 W_s は、

$$W_b = W_i - W_{\text{loss}} \dots\dots\dots (22)$$

であるので、これと式(20)とより、メカニズム効率 e は次のように表示される。

$$e = \frac{(1 - \xi_{\text{loss}}) + \sqrt{(1 - \xi_{\text{loss}})^2 + 4\xi(1 + \xi)}}{2(1 + \xi)} \dots\dots\dots (23)$$

ここに、

$$\xi_{\text{loss}} : W_{\text{loss}}/W_i$$

W_{loss} : サイクルあたり機構部で消失される摩擦損失仕事

である。

ここで、ピストンリングならびに軸シールのしゅう動面(接触面)において、その面圧分布は一樣であるとすれば、瞬時摩擦損失出力 L_{loss} は次式で与えられる⁽⁹⁾。

$$L_{\text{loss}} = \mu \cdot S \cdot (p - P_b) \cdot u(\theta) \dots\dots\dots (24)$$

ここに、

μ : 摩擦係数

S : 接触面積

p : 作動空間内圧力

P_b : パッファ圧力

$u(\theta) : r\omega \sin \theta$: しゅう動速度

r : クランク半径

ω : 回転の角速度

である。

したがって、サイクルあたりの損失仕事 W_{loss} は、

$$W_{\text{loss}} = \int_0^{2\pi} \mu S |p - P_b| u(\theta) \frac{d\theta}{\omega} \dots\dots\dots (25)$$

によって求められる。この定積分を求めるには、作動空間内の圧力 p とパッファ圧 P_b とは、図2に示されているように、膨張行程あるいは圧縮行程において、大きさと方向が異なるので、サイクル中で $p > P_b$ あるいは $p < P_b$ の領域に分けて考えなければならない。そうすることによって、次の式をうる。

$$\begin{aligned} W_{\text{loss}} = & \mu \cdot S \cdot r \cdot \left\{ \int_0^{\theta_u} (p_e - P_b) \sin \theta \cdot d\theta \right. \\ & + \int_{\theta_u}^{\pi} (P_b - p_e) \sin \theta \cdot d\theta \\ & + \int_{\pi}^{\theta_c} (p_c - P_b) \sin \theta \cdot d\theta \\ & \left. + \int_{\theta_c}^{2\pi} (P_b - p_c) \sin \theta \cdot d\theta \right\} \\ = & \mu \cdot S \cdot r \cdot P_m \cdot I(\tau, \varepsilon) \dots\dots\dots (26) \end{aligned}$$

ここに、

$$\begin{aligned} I(\tau, \varepsilon) = & 2 \cdot \frac{BE}{D^2} \ln \left\{ \frac{E^2}{A^2 - B^2} \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^2 \right\} \\ & - 4 \frac{CE}{D^2} \tan^{-1} \frac{C}{B} + \frac{2AC}{D^2} \left(\pi - 2 \tan^{-1} \frac{BE}{AC} \right) \end{aligned}$$

$$+ \frac{4AB}{D^2} \left(\frac{P_b}{P_m} - \frac{E}{A} \right)$$

以上、機械損失仕事は、クーロン摩擦に基づくものとして考察したが、高温度の熱源を利用する、いわゆる高温度差スターリングエンジン(比較的回転速度が高い)では、粘性摩擦による損失仕事の影響が大きくなるので、これについては別途研究されなければならないであろう。

4. 起動限界および最適平均圧力

4・1 起動限界の図示仕事とメカニズム効率 エンジンが運動状態にあるためには、式(20)で与えられる機械効率 η_m は、つねに $\eta_m > 0$ でなければならない。一方、図示仕事 W_i と機械損失仕事 W_{loss} とが等しいとき、すなわち $\eta_m = 0$ の場合には、エンジンが自力運転の状態にあるか否か、あるいは起動するかしないかの限界となるので、このときの無次元図示仕事を無次元起動限界図示仕事 W_{is}^* と定義すれば W_{is}^* は、

$$W_{\text{is}}^* = \left(\frac{1}{e^2} - 1 \right) \cdot W_{(-)}^* \dots\dots\dots (27)$$

によって与えられる。また、このときのメカニズム効率 e を起動限界メカニズム効率 e_0 と定義すれば、 e_0 は次のようになる。

$$e_0 = \sqrt{\frac{W_{(-)}^*}{W_{(+)}^*}} = \sqrt{\frac{\xi}{1 + \xi}} \dots\dots\dots (28)$$

これより e_0 は仕事比 ξ によって決まるということがわかる。そして、機械損失のない場合 ($\xi_{\text{loss}} = 0$) では、 $\eta_m = e = 1.0$ となるので、メカニズム効率 e は、

$$\sqrt{\frac{\xi}{1 + \xi}} < e < 1.0 \dots\dots\dots (29)$$

の領域になれば、エンジンは運転不能、あるいは起動不能となる。

4・2 最適平均圧力 スターリングエンジンは通常、図2に示すように作動空間内の平均圧力とパッファ圧力が、ほぼ等しい状態で作動している。そして、

Fig. 3 Relation between buffer pressure and mean pressure

著者らによって開発された方向性ピストンリング⁽⁴⁾を使用すると、図3に示すように作動空間内の平均圧力 P_m とバッファ圧力 P_b との関係进行调整することが可能となる。

したがって、図示仕事が増大となるためには、作動空間内の最低圧 $P_{\min}$ とバッファ圧 P_b とが図3(d)に示されているように等しくなった場合である。しかし、低温度差スターリングエンジンにおいては温度比 τ を大きくするほど(高温源と低温源との温度差 $\Delta T = T_H - T_C$ が小さくなるほど)図示仕事に対するピストン強制仕事 W_{c} が大きくなるので、作動空間の最低圧とバッファ圧とが等しくなったところで、つねに最大軸仕事を得られるとは限らない。一方、最大軸仕事を与える最適な平均圧 P_{mopt} は、 $\partial W_s / \partial P_m = 0$ として求めることができる。ここで e はある決まったエンジンに対しては一定であると考え、式(19)を P_m について微分することによって、最適な平均圧 P_{mopt} は次の式によって与えられる。

$$P_{\text{mopt}} = \frac{\sqrt{A^2 - B^2}}{E} \exp \left[\frac{C}{B} \left(\tan^{-1} \left(\frac{C}{B} \right) + \frac{A}{B} \left(\tan^{-1} \frac{BE}{AC} - \frac{1}{Z} \right) + Y \frac{\pi}{2} \right) \right] P_b \quad \dots (30)$$

ここで

$$Z = \left(1 - \frac{1}{e^2} \right) \frac{1}{\pi}, \quad Y = \frac{e^2 + 1}{e^2 - 1},$$

である。

5. 計算結果および考察

上述の解析結果より、低温度差スターリングエンジンの特性を調べるために、表1に示す計算条件を与えて考察する⁽⁴⁾⁽¹⁰⁾。

5・1 $p^* - v^*$ 線図 図4(a)は、圧縮比 $\varepsilon = 1.2$ として温度比 τ を、そして図4(b)は、温度比 $\tau = 0.8$ として圧縮比 ε をパラメータとし、無次元作動空間容積 v^* に対する無次元圧力 p^* の関係($p^* - v^*$ 線図)を求めたものである。図4(a)より圧縮比を一定として、温度比 τ を変えると、 τ が大きくなるに従い、図示仕事 W_i^* が小さくなり、逆にピストン強制仕事 W_{c}^* は図示仕事に比べて大きくなっている。また図4(b)よ

り温度比を一定にして圧縮比を大きくすると図示仕事は増大するが、やはりピストン強制仕事 W_{c}^* も増加することがわかる。これらのことにより温度比および圧縮比を大きくすればするほどピストン強制仕事が大きくなるので、サイクルを持続させるために必要な仕事を大きくしなければならない。すなわち圧縮比を大きくとれば、温度比を小さくしなければならない、ということがわかる。

5・2 軸仕事 図5は、一例として温度比 $\tau = 0.8$ (ここで $T_C = 300 \text{ K}$ とすれば温度差 $\Delta T = T_H - T_C = 75^\circ\text{C}$) の場合における無次元図示仕事 W_i^* 、仕事比 ζ および機械効率 η_m のそれぞれを圧縮比に対して図示

Fig. 4 $p^* - v^*$ diagram for difference of temperature ratio τ and compression ratio ε

Fig. 5 Relation between W_i^* , ζ , η_m relative to compression ratio

Table 1 Calculated conditions

Phase angle	$\angle \theta = 90 \text{ deg}$
Dead volume ratio	$X_{\text{cd}} = 0.05, X_{\text{h}} = 0.1$ $X_{\text{r}} = 0.1$ $X_{\text{k}} = 0.1, X_{\text{cd}} = 0.05$
Thickness of piston ring / Cylinder bore	0.1
Coefficient of friction of piston ring	$\mu = 0.15$
Crank radius / Cylinder bore	0.8

Fig. 6 Relation between compression and W_s^* for difference of mechanism efficiency

Fig. 7 Relation between compression and W_s^* for difference of temperature ratio

したものである。図5より、無次元図示仕事 W^* および仕事比 ζ のいずれも圧縮比を高くするほど増大するが、機械効率 η_m は減少している。

図6は、圧縮比と無次元軸仕事 $W_s^* = W_s / (P_m V_D)$ との関係を示す。メカニズム効率 e をパラメータとして図示したものである。図6より $e=1$ (機械損失がない場合) ならば圧縮比の増加とともに無次元軸仕事は増加するが、 $e < 1$ の領域においては e の値に応じて ϵ に対する W_s^* の最大値および零となる圧縮比 ϵ_{opt} が存在することがわかる。したがって、ある決まったメカニズム効率 e に対して、最大軸仕事を得られる最適な圧縮比 ϵ_{opt} が存在するため、設計しようとするエンジンのメカニズム効率 e をあらかじめ正確に知っておくことは、非常に重要なことである。しかし、このメカニズム効率はエンジンの寸法、構造形式その他さまざまな因子に関係しているものと考えられるので、あらかじめこれを妥当に評価することは困難である。

図7は、メカニズム効率 $e=0.8$ とし、温度比 τ をパラメータとして圧縮比 ϵ に対する無次元軸仕事 W_s^* を図示したものである。これを見ると τ の値に応じて ϵ に対する W_s^* の最大値、すなわち $[\partial W_s^* / \partial \epsilon] = 0$ とするような ϵ の最適値 ϵ_{opt} が存在することがわかる。そして、 $W_s^* = 0$ はエンジンが起動するかしないかの限界であるので、ある温度比 τ に対してエンジン

Fig. 8 Difference of mechanical efficiency and mechanism efficiency

Fig. 9 Starting critical indicated work

Fig. 10 Critical mechanism efficiency

が運転可能であるか否かは図7から容易に判断できる。そして、 τ が大きい(温度差 ΔT が小さい)場合には、 τ が小さい(温度差 ΔT が大きい)ときよりも圧縮比を低くしなければエンジンは運転不能になる、ということがわかる。

5.3 メカニズム効率および機械効率 図8は、温度比 $\tau=0.7$ について、メカニズム効率 e と機械効率 η_m とを圧縮比 ϵ に対して図示したものである。ここで、メカニズム効率は、機械損失仕事をクーロン摩擦に基づくものとして、式(23)と式(25)とより推定した。その結果、機械効率は圧縮比の増加とともに減少するが、 e の値は圧縮比に関係なくほぼ一定で、 $e=0.82$ が得られた。一方、低温度差スターリングエンジンでは比較的低回転形であるため、機械損失仕事はクーロン摩擦による損失仕事が支配的であると思われるので、本計算例から類推して、エンジン形式および寸法などに応じてある決まった一定値になるものと推察

Fig. 11 Various work ratio for difference of pressure ratio

Fig. 12 Optimum shaft work for difference of pressure ratio

される。

5・4 起動限界図示仕事 図9は、温度比 $\tau=0.8$ とした場合、無次元起動限界図示仕事 W_s^* と圧縮比との関係を、メカニズム効率 e をパラメータとして整理したものである。図9を見ると、ある一定の圧縮比に対してメカニズム効率の大小が無次元起動限界図示仕事に大きく影響していることがわかる。

図10は、温度比 τ をパラメータとして起動限界メカニズム効率 e_0 と圧縮比 ϵ との関係を図示したものである。図10から圧縮比を高くするほど、また温度比を大きくするほど起動限界メカニズム効率は大きくなることがわかる。

また、図10で示されている曲線は、ある決まった τ の値に対してそのエンジンが起動するか否かの限界であるので、この曲線上の左側の領域では $W_s^* > 0$ 、そして右側の領域では $W_s^* < 0$ である。すなわち、ある決まった温度比に相当する曲線上の左側の領域では運転可能な範囲、そして右側の領域では、運転不能な範囲である。したがって、ある決まった圧縮比に対して、そのエンジンが起動するか否かの温度比 τ の領域は、図10より容易に読取ることができる。

5・5 最適平均圧力 図11は、メカニズム効率 $e=0.8$ 、温度比 $\tau=0.8$ 、圧縮比 $\epsilon=1.2$ とした場合、圧力比 P_m/P_b に対してピストン有効仕事、図示仕事、ピストン強制仕事および軸仕事の関係を図示したものである。ここで、それぞれの量を無次元表示させるために、

各量を $P_b V_D$ で割って、 $W'_{(+)} = W_{(+)} / (P_b V_D)$ 、 $W'_i = W_i / (P_b V_D)$ 、 $W'_{(-)} = W_{(-)} / (P_b V_D)$ および $W'_s = W_s / (P_b V_D)$ として図示している。図11を見ると、 W'_i は P_m/P_b の増加とともにほぼ直線的に増大しているが、 $W'_{(+)}$ と $W'_{(-)}$ とはある決まった P_m/P_b の値に対して極小値があり、そして W'_s は逆に $P_m/P_b = P'_{mopt} = 1.03$ 付近において、極大値があるということがわかる。

図12は $\epsilon=1.2$ 、 $e=0.8$ とし、圧力比 P_m/P_b に対して、温度比 τ をパラメータとして軸仕事 W'_s を図示したものである。これより τ の値に応じて、 W'_s を最大にさせるような最適平均圧力比 P'_{mopt} が存在することがわかる。しかし、 $\tau > 0.6$ の領域では W'_s を最大とさせるような P'_{mopt} の値は見あたらない。すなわち、低温度差スターリングエンジンの運転可能な温度比の領域に、軸仕事 W_s を最大とさせるような平均圧力 P_{mopt} が存在する。

6. 結 言

低温度差スターリングエンジンの性能特性を調べるため、Schmidt 理論に、メカニズム効率なる概念を導入して解析した結果、次のことが明らかになった。

(1) 低温度差スターリングエンジンの軸仕事 W_s は、圧縮比 ϵ 、温度比 τ およびメカニズム効率 e に大きく依存している。そして、 τ および e の値に応じて、軸仕事 W_s を最大にさせるような最適圧縮比 ϵ_{opt} が存在する。

(2) 式(28)で定義される起動限界メカニズム効率によって、低温度差スターリングエンジンが運転不能となる条件のあることを明らかにした。そして、運転不能となる領域の温度比と圧縮比との関係は、図10より推定することができる。

(3) 低温度差スターリングエンジンは、比較的回転速度が低いため、機械損失仕事はクーロン摩擦による損失が支配的であると考えられるので、メカニズム効率はエンジンの形式および寸法等に応じて、ほぼ一定とみなすことができる。

(4) 圧縮比 ϵ およびメカニズム効率 e の値に応じて、最大軸仕事を与える最適平均圧力 P'_{mopt} が存在する。しかし、温度比 τ が小さくなるに従って、 P'_{mopt} の値は平均圧力比の高いほうに移るので、低温度差スターリングエンジンの運転可能な領域にのみ P'_{mopt} が存在する。

本研究を遂行するにあたり、計算およびデータ整理に際しては当時大学院生であった佐藤孝君〔現：三洋電機(株)〕の労に負うところが大きい。記して感謝

の意を表する。

文 献

- (1) Kolin, Ivo, Low Temperature Difference Stirling Engine, Faculty of Mining, Geology and Petroleum Engineering, University of Zagreb, Yugo Slavia, (1993), 1807-1812.
- (2) Senft, J. R., A Low Temperature Difference Ringbom Stirling Demonstration, *Proc. 19th Nucl. Energy Combust. Eng. Conf.*, Paper # 849126(1984), 1929-1934.
- (3) 岩本昭一・ほか2名, 極低温度差スターリングエンジンの設計試作, 設計工学会誌, **28**-7(1993), 43-48.
- (4) Toda, F., ほか2名, Development of Low Temperature Difference Stirling Engine, ISEC-93097(1993), 471-476.
- (5) 吉織晴夫・ほか2名, スターリング機関の性能予測に関する研究, 機論, **50**-455, B(1984), 1753-1760.
- (6) Senft, J. R., Mechanical Efficiency of Kinematic Heat Engine, *J. Franklin Inst.*, **324**-2(1987), 11-16.
- (7) Senft, J. R., An Ultra Low Temperature Difference Stirling Engine, *Proc. 5th ISEC*, Yugo Slavia, (1991), 1-8.
- (8) 古浜庄一, 電気自動車, 新型原動機, (1980), 138, 山海堂.
- (9) 日本機械学会, RC 110 地球環境および多種熱利用に適合したスターリングサイクル機器の最適要素設計手法に関する研究, 研究成果報告書, (1994), III-159.
- (10) 戸田富士夫・岩本昭一・松尾政弘, 実験用小形スターリング機関の性能特性(第15報, 一方向性ピストンリングの摩擦損失), 第51回日本船用機関学会講演予稿集, (1993), 96-100.