水スターリングエンジンの振動発生機構に関する研究*

岡山 新 史^{*1}, Arturo M. I. FIGUEROA^{*1}
山 崎 堯 右^{*2}, 神 山 新 一^{*3}

Vibration Mechanism of Water-Type Stirling Engine

Shinji OKAYAMA, Arturo M. I. FIGUEROA,
Takasuke YAMASAKI and Shinichi KAMIYAMA

The vibration mechanism of a water-type Stirling engine is studied experimentally and theoretically. The theoretical analysis indicates that the effect of the loss coefficients is negligible, and the nonlinear equations derived in the previous paper are simplified. The experimental studies indicate that the vapor pressure in wet conditions plays an important role in the vibration characteristics. Furthermore, a stability analysis was conducted to explain the critical condition of vibration, for comparison of the p - v characteristics curves under self-excited and non-vibration conditions.

Key Words: Stirling Engine, Liquid Piston, Linearization, Vibration, Stability

1. 結 言

スターリングエンジンは外燃機関であるため燃料を選ばないので環境問題などがクローズアップされている今日、特にクリーンなエンジンとして注目を浴びている。そのなかでも流体の振動を利用したスターリングエンジンは製作の容易さ、メンテナンスフリーであること、また比較的低温度差で作動するため熱源として太陽熱だけでなく排熱利用が可能であるなどの利点を持ち合せているため低効率であるにもかかわらずさまざまな研究がなされている⁽¹⁾⁽²⁾ものの、性能評価等には厳密性を欠くものも少なくない。また水スターリングエンジンの加熱室および冷却室内の作動ガスの圧力は水ピストンと連成しあう。特にいわゆるウエットタイプの水スターリングエンジンの加熱室の液面は蒸発を伴うため、その挙動はメカニカルタイプのスターリングエンジンとは異なることが指摘され⁽³⁾、蒸発、凝縮作用が出力特性に著しく影響を与えると予測されることがシリンダ内の状態量についての詳細な検討も不十

分で性能評価が困難な状況にある。さらに水スターリングエンジンでは加熱によって液柱の自励振動を誘起して、仕事が行われているが肝心のその振動発生機構が解明されていないために設計に必要な諸元の予測が十分にできない現状にある。

そこで今回著者らは、このような背景の下、前報と同じ水スターリングエンジンをとりあげ、まず前回導出した非線形運動方程式⁽⁴⁾について各因子の影響を評価し比較的簡単な定数係数連立微分方程式でこのような系の運動が近似可能であることを明らかにした。ついで蒸気圧を考慮した加熱冷却室内の状態方程式を用いて線形安定解析を行う一方実験的に求めた振動限界との対比によってその振動の発生の機構を解明した。

2. おもな記号

A : 各部の管断面積
 d : 直径
 g : 重力の加速度
 H_0 : 初期水位
 L : 各部の管長
 P : 液面上部圧力(絶対圧)
 T : 絶対温度

* 原稿受付 平成5年2月25日。

^{*1} 正員、愛媛大学大学院 (〒790 松山市樽味3-5-7)。^{*2} 正員、高知大学農学部 (〒783 南国市物部乙200)。^{*3} 正員、東北大学流体科学研究所 (〒980 仙台市青葉区片平2-1-1)。

$$\begin{aligned}\varepsilon_{he} &\equiv e_{he}/a_{he} T_0^2, \varepsilon_{pw} \equiv e_{pw}/a_{pw} T_0^2 \\ \eta_{he} &\equiv f_{pw}/a_{he} T_0^2, \eta_{pw} \equiv f_{pw}/a_{pw} T_0^2 \\ \iota_{he} &\equiv i_{he}/a_{he} T_0^2, \iota_{pw} \equiv i_{pw}/a_{pw} T_0^2 \\ \theta_{he} &\equiv j_{he}/a_{he}, \theta_{pw} \equiv j_{pw}/a_{pw} \\ x_{he} &\equiv k_{pw}/a_{he}, x_{pw} \equiv k_{pw}/a_{pw}\end{aligned}$$

ここで、 $a_{he}, b_{he}, c_{he}, d_{he}, e_{he}, f_{pw}, i_{he}, j_{he}, k_{pw}, a_{pw}, b_{pw}, c_{pw}, d_{pw}, e_{pw}, f_{pw}, i_{pw}, j_{pw}, k_{pw}$ は前報⁽⁴⁾に用いた係数と同様である。また、代表時間は $T_0=1$ s で代表距離は実験で得られた加熱部および冷却部の最高変位 $x_0=0.2$ m である。図 4 (a) に式 (1)、図 4 (b) に式 (2) の各パラメータの値を比較した結果を示す。なお、計算に際し式 (2) 中 x_{pw} に含まれる P_{co} には実験で得られた P_{ST} を用いた (加熱部と冷却部の圧力差は微小であるので $P_{ST} \equiv P_{co} = P_{he}$)。図 4 (a) において、 $\gamma_{he}, \delta_{he}, \varepsilon_{he}, \theta_{he}, x_{he}$ は $a_{he}=1, \beta_{he}, \eta_{he}, \iota_{he}$ に比べオーダー的に小さく、また、図 4 (b) において、 $\gamma_{pw}, \delta_{pw}, \varepsilon_{pw}, \theta_{pw}, x_{pw}$ も $a_{pw}=1, \beta_{pw}, \eta_{pw}, \iota_{pw}$ に比べ小さいので省略できる。このことから管路損失は無視できるほど小さく、損失のほとんどは放熱損失によるものと判断できる。よって以下のような比較的簡単な可変パラメータ系の二自由度の式

$$\begin{bmatrix} a_{he} & b_{he} \\ a_{pw} & b_{pw} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{he} \\ \ddot{x}_{pw} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{he} & i_{he} \\ f_{pw} & f_{pw} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{he} \\ x_{pw} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ k_{pw} \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

(a) 式(1)のパラメータ

(b) 式(2)のパラメータ

図 4 無次元パラメータの比較

を得る。なお、 $\beta_{he}, \eta_{he}, \iota_{he}, \beta_{pw}, \eta_{pw}, \iota_{pw}$ について時間平均値を用いて前報⁽⁴⁾同様の負荷を与えた場合の出力部空気室の $P_{pw}-V_{pw}$ 線図を数値計算のうえから求めると図 5 のようになり式 (3) は定数係数の扱いでも近似的に成立することがわかる。

5. ドライタイプとウェットタイプの作動ガス挙動の比較

ここで取扱う水スターリングエンジンは作動ガス圧力と液注変位(容積)との連成振動であろう。その特性をよりよく理解するためには加熱部および冷却部内作動ガスの挙動を知る必要がある。特に液面から蒸発する蒸気の圧力が振動特性に影響するものと予測されるため、以下その蒸気の挙動について実験的および理論的に検討した。

5・1 実験方法 ドライタイプ(作動ガスに直接水が接しておらず水の蒸発が作動ガスの挙動に影響しない状態)とウェットタイプ(作動ガスに直接水が接している状態)の水スターリングエンジンについて作動ガスの圧力挙動の検討を行う。ここではタービンオイル 180 # を加熱部および冷却部の水柱の上に浮かせ、水の蒸発を最小限に抑えた状態をドライタイプとする。油層の厚さは水が振動によるかくはんにより作動ガスに直接接しないよう液柱の振動時の平均的なストロークより大きい 120 mm とした。基準面から油層の上端までの距離は 745 mm である。この状況を図 6 に示す。これに対しウェットタイプは水柱が直接作動ガスに接している状態とする。基準面から水柱の上端までの距離は 745 mm である。この両者について締切点での負荷(図 1 中のバルブ 12 を全閉した状態)を与え(初期作動ガス体積 $V_{STI}=3.16 \times 10^{-3}$ m³)、そのときの加熱部および冷却部の平均圧力 P_{ST} 、温度 T 、作動ガス全体積 $V_{ST} (\equiv V_{he} + V_{co})$ を求めた。なお、液面付近の温度

図 5 出力部における $P_{pw}-V_{pw}$ 線図

は液面に発砲スチロールを取付けた棒温度計を浮かせ液面より 15 mm 上部のガス温度 $T_{he\ ws}$ を測定し、その指示温度を読取った。また、熱電対を用いて再生器ハウジング端面から 35 mm 離れた点での温度 T_{he} も同時に測定した(温度 T の添字は棒温度計で測定した値の場合 $he\ ws$, 熱電対を用いて測定した値の場合 he)。

5.2 ウエットタイプにおける作動ガス状態量の測定方法 ウエットタイプに関して、初期作動ガス体積 V_{STi} および加熱部温度 T_{he} を系統的に変え、そのときの作動ガスの圧力 P_{ST} と体積 V_{ST} の関係を求めた。この際、振動しない場合の作動ガス圧力 P_{ST} の変化は、出力部より外力を加え自由振動をさせ、そのとき生じる加熱部圧力 P_{ST} の変化を測定することによってそのときの指圧線図を求めた。

5.3 実験結果 ウエットタイプとドライタイプにおける加熱側作動ガス温度に対する作動ガス平均圧力 $P_{ST\ av}$ を図 7 に示す。図 7 中、T. C. は熱電対により測定した作動ガス温度で W. S., O. S. はそれぞれウエットタイプおよびドライタイプの液面付近の作動ガス温度である。なお、図 7 中の圧力は絶対圧である。作動ガス圧力はウエットタイプのほうがドライタイプに比

べ高い値を示している。またこの傾向は温度が上昇するにつれ顕著となる。したがって、理論的検討を行う際には蒸気圧を考慮する必要があるといえる。

次にウエットタイプについてスターリングエンジンとして作動している場合とそうでない場合、すなわち、熱入力之差により作動および非作動の状態にさせ、そのときの作動ガスの圧力と体積の関係について検討を行った。図 8 に振動的に作動している状態の P_{ST} - V_{he} 線図を示し、図 9 には作動しない状態で強制的に振動させたときの P_{ST} - V_{he} 線図を示す。なお、図 1 中の弁 12 は全開の状態であり、図 8 の作動状態の場合、入熱量が 190 W/s、図 9 の非作動状態の場合 98 W/s である。図をみてわかるように自励振動時の指圧線図は傾きが右上がりであるのに対し、自励振動を行わない状態の指圧線図は傾きが右上がりとなる傾向を示しており、状態により異なるループを描くことが明らかとなった。

図 10 に水スターリングエンジンが作動している状態と作動していない状態を、縦軸に加熱部と冷却部の作動時平均体積 $V_{ST\ av}$ (作動していない場合は静止状態の作動ガス体積 V_{ST})、横軸に加熱部作動ガス温度

図 6 ドライタイプにおける液面状況

図 8 液柱自励振動時の加熱部作動ガス体積 V_{he} と圧力 P_{ST} の関係

図 7 加熱部熱電対温度 T_{he} および加熱部液面付近温度 $T_{he\ ws}$ に対する締切点での平均作動ガス圧力 $P_{ST\ av}$ (ドライタイプとウエットタイプの比較)

図 9 液柱強制振動時の加熱部作動ガス体積 V_{he} と圧力 P_{ST} の関係

T_{he} (熱電対を用いて測定された温度)をとりプロットした。図 10 中で白ぬきのプロットは液柱振動が起こらない実験条件を示し、黒塗りつぶしのプロットは液柱が振動を行う条件を示している。初期作動ガス体積 V_{STI} が増加するに従い、振動を開始するためには加熱部温度が高くなる傾向が示されている。なお、初期作動ガス体積 V_{STI} が比較的小さい場合、液柱振動により液面が観測可能な図 6 中のガラス管の域を超え、上部フランジ内に隠れるため、液面が観測できる範囲内で得られた実験値のみをプロットした。図 11 は図 10 の初期作動ガス体積 V_{STI} が $3.28 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, $3.38 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, $3.52 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ の場合について、加熱部作動ガス温度 T_{he} に対する作動ガス平均圧 P_{ST} の傾向を示したものである。温度が上昇するにつれ作動ガス圧も上昇する傾向にある。また初期作動ガス体積 V_{STI} が小さいほどその傾向が著しい。

5・4 理論的検討 以上の加熱部、冷却室の作動ガスの挙動は本システム全体の運動にかかわり、後述のように稼働特性の解析に関係することから、理論的取扱いが可能となる関係式を求めることを考える。

図 10 加熱部の作動ガス温度 T_{he} に対する作動ガス平均体積 V_{STav}

図 11 加熱部の作動ガス温度 T_{he} に対する作動ガス平均圧 P_{STav}

5・5 理論式 ウエットタイプの場合、加熱室および冷却室の作動ガスは蒸気を混入しているが、ここでは一応状態方程式において作動ガスを理想気体とみなして近似する。また、そのときの作動ガスの温度は界面付近の圧力に相当する飽和温度⁽⁵⁾に支配されると考える。また、初期平衡状態は振動状態中立点の値を用い次式を得る。

$$P_{ST} = \frac{\frac{V_{heav}}{T_{heav}} + \frac{V_{coav}}{T_{coav}}}{\frac{V_{he}}{T_{he}} + \frac{V_{co}}{T_{co}}} P_{STav} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$V_{he} = V_{0he} + A_{he} \{ H_{FL} - (H_{0he} + x_{heav}) \} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$V_{co} = V_{0co} + A_{co} \{ H_{FL} - (H_{0co} + x_{coav}) \} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし、 P , V [式(5)および式(6)の x_{heav} , x_{coav} は平均値を表すが、添字 av のない瞬間値 x_{he} , x_{co} とした場合、前報で導出した微分方程換式の x_{he} , x_{co} を表す]、 T はそれぞれ加熱室および冷却室の圧力、体積、温度で添字 av は 1 cycle 当たりの実測値の平均である。また任意液面のときの圧力 P_{ST} は等温変化(実測上時間的にほとんど変化しない、図 12)として、またシーヒータを取付けた状態での加熱部フランジから再生器ハウジングの加熱部側端面までの体積に再生器ハウジング体積の 1/2 を加え、これを V_{0he} ($1.487 \times 10^{-6} \text{ m}^3$) とし、 H_{FL} は基準面から加熱部上部フランジまでの距離 (0.780 m)、 H_{in} は基準面から液界面までの距離、なお、温度は熱電対で測定した値を今回用いた。 T_{he} , T_{co} は実験により得られた作動流体平均圧力 P_{STav} のときの飽和温度⁽⁶⁾である。式(4)を用いて加熱室および冷却室の作動流体の挙動について検討を行った。

5・6 計算結果 図 13 に実験で求めた加熱室および冷却室の圧力 P_{ST} と体積 V_{he} , V_{co} との関係を図 13 中黒印で示す。実験は無負荷の状態で図 13 に示す 2 種類の作動温度下での圧力および作動ガス体積を測定し

図 12 加熱部作動ガス温度 T_{he} および冷却部作動ガス温度 T_{co} と圧力 P_{he} の時間変位

た。また、式(4)による計算値を図13中白ぬき印で示す。作動ガス温度 T_{he} が高くなると計算値の圧力 P_{ST} は実験値に比べやや高くなるものの今回の計算条件の範囲内ではある程度近似でき、以後の理論的取扱いに有効であることがわかった。

以上の検討により得られた関係を用いて6章で自励振動発生機構の解析を行うことにする。

6. 水スターリングエンジンの振動機構

6.1 振動開始条件に対する理論的考察 ここで作動ガスの P_{ST} - V_{he} 線図上のカーブの特性とのかかわりを検討する。水スターリングエンジンとして振動的に作動している状態と、していない状態の運動開始付近については5.3節ですでに実験的に明らかにしているように、図8, 9などの傾向から P_{ST} - V_{he} 線図の傾きが関与していることが判明しているため、微小変動量について加熱部の圧力 P_{ST} と体積 V_{he} の関係を次式で表すことにする。すなわち

(a) $P_{ST\text{av}} = 102.6 \text{ kPa abs.}$

(b) $P_{ST\text{av}} = 104.9 \text{ kPa abs.}$

図13 加熱部冷却部内作動ガスの圧力 P_{ST} と体積 V_{he} V_{co} の関係

$$P_{ST} = C_h V_{he} + P_b \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで P_b は実験により求められた P_{ST} と V_{he} の関係を直線近似した際の縦軸上の値である。この式を線形化し、

$$k_{pw} = C_h A_{he} A_{pw} A_{co}^2 x_{he} / \rho_l \quad \dots\dots\dots (8)$$

を式(3)に代入し、最終的に次式を得る、

$$\begin{bmatrix} a_{he} & b_{he} \\ a_{pw} & b_{pw} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{he} \\ \ddot{x}_{pw} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f'_{he} & i'_{he} \\ f'_{pw} & i'_{pw} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{he} \\ x_{pw} \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

この方程式について以下安定性を考える。ここで式(9)より得られる解を以下のように仮定する、

$$x_i = X_i e^{st}, \quad \ddot{x}_i = s^2 X_i e^{st} \quad (i=1, 2)$$

ただし、添字は加熱部 he ($i=1$), 出力部 pw ($i=2$) である。

これにより得られた特性方程式は、

$$\lambda_4 s^4 + \lambda_2 s^2 + \lambda_0 = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

となる。ただし、

$$\lambda_4 \equiv -a_{pw} b_{he} + b_{pw} a_{he}$$

$$\lambda_2 \equiv -a_{pw} i'_{he} - f'_{pw} b_{he} + b_{pw} f'_{he} + i'_{pw} a_{he}$$

$$\lambda_0 \equiv -f'_{pw} i'_{he} + i'_{pw} f'_{he}$$

$$\begin{aligned} a_{he} &= A_{co} H_{0co} A_{he}^2 - A_{he}^3 x_{he} - A_{he}^2 A_{pw} x_{pw} \\ &\quad + A_{co}^2 A_{he} H_{0he} + A_{co}^2 A_{he} x_{he} \\ &\quad + A_{co}^2 A_{he}^2 L_{ec} / A_{ec} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b_{he} &= A_{co} H_{0co} A_{he} A_{pw} - A_{he}^2 A_{pw} x_{he} \\ &\quad - A_{he} A_{pw}^2 x_{pw} + A_{co}^2 A_{he} A_{pw} L_{ec} / A_{ec} \end{aligned}$$

$$f'_{he} = A_{co} A_{he}^2 g + A_{co}^2 A_{he} g$$

$$i'_{he} = A_{co} A_{he} A_{pw} g$$

$$\begin{aligned} a_{pw} &= A_{co} H_{0co} A_{he} A_{pw} - A_{he}^2 A_{pw} x_{he} \\ &\quad - A_{he} A_{pw}^2 x_{pw} + A_{co}^2 A_{he} A_{pw} L_{ec} / A_{ec} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b_{pw} &= A_{co} H_{0co} A_{he}^2 - A_{he} A_{pw}^2 x_{he} - A_{pw}^3 x_{pw} \\ &\quad + A_{co}^2 A_{pw}^2 L_{rs} / A_{rs} + A_{co}^2 A_{pw} H_{0pw} \\ &\quad + A_{co}^2 A_{pw} x_{pw} + A_{co}^2 A_{pw}^2 L_{re} / A_{re} \\ &\quad + A_{co}^2 A_{pw}^2 L_{ec} / A_{ec} \end{aligned}$$

$$f'_{pw} = A_{co} A_{he} A_{pw} g - (C_h A_{he} A_{pw} A_{co}^2) / \rho_l$$

$$i'_{pw} = A_{co} A_{pw}^2 g + A_{co}^2 A_{pw} g$$

である。なお、 $x_{he}=0$, $x_{co}=0$ である。

他方、式(4)を用いた場合には式(10)について以下の係数の関係となる。

$$f'_{he} = A_{co} A_{he}^2 g + A_{co}^2 A_{he} g$$

$$i'_{he} = A_{co} A_{he} A_{pw} g$$

$$f'_{pw} = A_{co} A_{he} A_{pw} g + \frac{A_{co}^2}{\rho_l} C_{pp}$$

$$i'_{pw} = A_{co} A_{pw}^2 g + A_{co}^2 A_{pw} g + \frac{A_{co}^2}{\rho_l} C_{ph}$$

$$C_{ph} = \frac{A_{pw} C_{pav} (C_{p2} - C_{p4} A_{he} / A_{pw})}{C_1}$$

図 14 自励振動発生限界に及ぼす P_{st} - V_{he} 線図の傾き

$$C_{pp} = \frac{A_{pw} C_{pav} (-C_{p4} A_{he} / A_{pw})}{C_2}$$

$$C_1 = \{C_{p1} + C_{p3} + (C_{p2} - C_{p4} A_{he} / A_{pw}) x_{heav} - C_{p4} A_{pw} x_{pwct} / A_{co}\}^2$$

$$C_2 = \{C_{p1} + C_{p3} + (C_{p2} - C_{p4} A_{he} / A_{pw}) x_{hect} - C_{p4} A_{pw} x_{pwav} / A_{co}\}^2$$

$$C_{pav} = P_{stav} \left[\frac{V_{0he} + A_{he} \{H_{FL} - (H_{0he} + x_{heav})\}}{T_{he}} + \frac{V_{0co} + A_{co} \{H_{FL} - (H_{in} + x_{coav})\}}{T_{co}} \right]$$

$$C_{p1} = P_{stav} \frac{V_{0he} + A_{he} \{H_{FL} - (H_{0he} + x_{heav})\}}{T_{he}}$$

$$C_{p2} = P_{stav} \frac{V_{0co} + A_{co} \{H_{FL} - (H_{in} + x_{coav})\}}{T_{co}}$$

$$C_{p3} = -\frac{A_{he}}{T_{he}}$$

$$C_{p4} = -\frac{A_{co}}{T_{co}}$$

また, x_{heav} , x_{coav} は初期設定液面から液柱振動時の振動中立点までの変位であり, $x_{he} = x_{heav}$, $x_{co} = x_{coav}$ のときの x_{he} , x_{co} をそれぞれ x_{hect} , x_{coct} とする。

結局特性方程式(10)の解 s は最終的に

$$s_1, s_2, s_3, s_4 = \pm \{(-\theta_1 \pm D^{0.5})/2\}^{0.5} \quad (11)$$

$$D = \theta_1^2 - 4\theta_2 \quad (12)$$

となる。ただし,

$$\theta_1 = \frac{\lambda_2}{\lambda_4} \quad (13)$$

$$\theta_2 = \frac{\lambda_0}{\lambda_4} \quad (14)$$

である。以上式(12)から得られる特性根の振動成分の検討を6・2節で行う。

図 15 自励振動発生限界

6・2 実験結果と理論値との対比

式(8)を代入して得られる特性方程式(10)を用いた場合の振動成分の有無に関する計算結果を図14に示す。縦軸に式(11)の虚部(固有角振動数 $\omega_{1,2}$)を取り、横軸に C_h をとった。 C_h が正となる領域、すなわち指圧線図の傾きが右上がりを示す場合には定常振動を示す固有値が二つ存在し、水スターリングエンジンは振動する。また C_h が負の傾きを示す場合は固有値の一方が零となり振動しないことを示す。一方、実測によって求めた指圧線図からの曲線の傾きを求め、図14に示すと図14中の各点の値となりある程度近似可能といえる。ただし、 C_h が負の領域の実験値の角振動数は加振角振動数である。

次に6・1節で誘導された式(13), (14)について、図15に縦軸を θ_1 , 横軸を θ_2 とし、各実験値をプロットした結果を示す。実験値は蒸気圧を考慮した状態方程式[式(4)]を考慮した場合の特性方程式(10)に実験条件を代入し得られた値である。図15中ハッチングの部分はこの系での振動解をもつ領域[図15中EIH内(EIF内は $D < 0$ の領域)]である。2自由度系では固有値が2個存在するがそのどちらも振動成分を含む領域がこの領域である。液柱振動を行う状態の実験値はこの領域に含まれ、液柱振動を行わない状態の実験値はこの領域外にプロットされる。よって θ_2 が負の領域(図15中の場合ABCH内)の場合、液柱は振動しない領域となる。一方、振動を開始する限界状態での実験値を図15中にプロットするとほぼ振動領域と非振動領域の臨界付近にあり、実験値と理論からの予測とほぼ一致している。

以上の結果、水スターリングエンジンの自励振動の発生限界はこのシステムの安定解析によって求められることを明らかにした。

7. 結 言

以上, 水スターリングエンジンの稼働特性について検討した結果, 以下の諸点が明らかとなった。すなわち,

(1) ドライタイプに比べウエットタイプのほうが蒸気圧の影響により加熱部の圧力が高い傾向を示し, その傾向は温度が上昇するにつれ顕著となる。

(2) P_{ST} と V_{he} の挙動は作動時と非作動時とは異なり, サイクル曲線の傾きが逆こう配となる。

(3) 蒸気圧を考慮した式(4)を用いて加熱部, 冷却部の状態式を求め数値解析を行い, ここで用いた表示式は近似的には妥当であることを実験との対比から確認した。

(4) 加熱部冷却部内作動ガスの P - V 仕事と液柱振動の連成運動によって振動が励起されることを線形安定解析によって理論的に解明した。

文 献

- (1) West, C. D., *Proc. 18th IECEC*, (1983), 779.
- (2) Reader, G. T. and Hooper, C., *Stirling Engine*, (1983), 28, E. & F. N. Spon.
- (3) West, C. D., *Liquid Piston Stirling Engine*, (1983), 10, Van Nostrand Reinhold.
- (4) 岡山・Figuerola, A. M. I., ほか2名, 機論, 58-552, B (1992), 2380.
- (5) 岡山・Figuerola, A. M. I., ほか4名, 機論, 59-560, B (1993), 1134.
- (6) 佐藤・国友, 熱力学, (1984), 220, 丸善.