二空間モデルによる二成分二相スターリング機関の性能予測*

平田 賢^{*1}, 笠木伸英^{*1}, 松野好洋^{*2}
黒田明慈^{*3}, 二宮 尚^{*3}Performance Analysis of the Two-Component, Two-Phase Stirling Engine
by a Two-Space Engine ModelMasaru HIRATA, Nobuhide KASAGI, Yoshihiro MATSUNO,
Akiyoshi KURODA, and Nao NINOMIYA

A performance analysis of the two-component, two-phase Stirling engine has been carried out by using a two-space model, which involves the expansion space, the compression space and the two dead spaces, based upon the assumption that the thermodynamic state point of the condensable working fluid remains within the vapor dome throughout the entire cycle. Experimental studies have also been made using two engines which operate under different system-pressure conditions: the first one is a single acting, two-piston, parallel cylinder type engine using teflon bellows as a cylinder and operates at approximately 0.1 MPa; and the other is an opposed piston engine with piston-cylinder mechanisms which can be operated at pressures greater than 1 MPa. As a result, it is shown that a performance estimate and optimum design of the two-component, two-phase, regenerative Stirling engine by the present engine model appears feasible. In addition, the experimental results indicate that in order to realize a self-operating engine, the condensable working fluid must go through a phase change (i. e., must boil) in the engine heater. This phase change then qualifies the engine cycle as a two-component, two-phase Stirling cycle.

Key Words: Heat Engine; Stirling Engine; Two-Component, Two-Phase Stirling Engine; Performance Analysis; Performance Test

1. 序 論

著者らは、既報⁽¹⁾において、二成分二相スターリング機関についての基礎的な熱力学的サイクル解析を示した。しかし、実際の機関の性能予測あるいは最適化に使用できる解析については、Walker ら⁽²⁾が提出している単相 Schmidt 理論の修正理論のみで、しかもこの理論による予測と実験結果との間には無視し得ない差異が存在することが指摘されている⁽³⁾。本研究では、既報のサイクル解析に基づいた湿り域における二成分二相スターリング機関モデルを用いて、実際の機関に近いと考えられる死容積を有する二空間機関に対する考察を示し、合わせて水-空気を作動流体とした高圧用、低圧用の二つの試作機関を用いた実験結果との比較・検討を報告する。

記 号

h_m : 加熱器内平均熱伝達率, 式(7)

* 昭和62年11月19日 第948回講演会において講演, 原稿受付 昭和62年1月5日。

*1 正員, 東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

*2 准員, 日本板硝子(株) (〒300-26 茨城県筑波郡豊里町東光台5-4)。

*3 学生員, 東京大学大学院 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

M : 質量

N : 機関回転数

P : 圧力

Q_{in} : 入熱

R : ガス定数

r : 熱源温度比 $= T_L/T_E$

S : 掃気容積比 $= V_L/V_E$

S_{DE} : 高温側死容積比 $= V_{DE}/V_E$

S_{DL} : 低温側死容積比 $= V_{DL}/V_E$

T : 温度

V : 容積

W : 1サイクル当たりの仕事

α : 圧縮室と膨張室の容積変化の位相差

θ : クランク角

添 字

a : 非凝縮性成分

D : 死容積

E : 膨張室

e : 膨張室(瞬時値)

H : 加熱器壁面

L : 圧縮室

l : 圧縮室(瞬時値)

max: 最大値

T : 総和

w : 凝縮性成分

2. 二成分二相スターリング機関に対する 二空間モデル

二成分二相スターリング機関の特性を明らかにするために、図1に示すような膨張室、加熱器、再生器、冷却器、圧縮室からなる二空間モデルを考える。シリンダ内には凝縮性気体と非凝縮性気体が封入されている。機関モデルは次の仮定に基づいている。

- (1) 機関内で圧力は一様である。
- (2) 非凝縮性気体は完全ガスとしてふるまう。
- (3) 凝縮性成分はサイクルを通じて常にその湿り域にある。
- (4) 凝縮性成分の液相の体積は無視できる。
- (5) 作動流体の状態変化はすべて準静的に行われる。
- (6) 膨張室、圧縮室の作動流体温度は各々高、低温熱源温度に保たれ、その容積変化は次式のように表される。

$$V_e = V_E(1 + \cos \theta)/2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$V_i = V_L(1 + \cos(\theta - \alpha))/2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

- (7) 再生器の容積は無視できる。
- (8) 再生器をはさんで膨張室側、圧縮室側には死容積が存在し、そこでの作動流体温度は各々高、低温熱源温度に保たれる。

これらの仮定に基づき、以下にサイクル計算を行う。

ある瞬間における機関内圧力 P は、圧力の釣り合いおよび質量一定の条件から次式のように表される。

$$P = P_{WE} + S(P_{WE} - P_{WL}) \frac{C_1 - \cos(\theta - \alpha)}{C_2 + C_3 \cos(\theta - \beta)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$C_1 = X - 1 - 2S_L \quad \dots\dots\dots (3 \cdot a)$$

$$C_2 = S + r + 2rS_{DE} + 2S_{DL} \quad \dots\dots\dots (3 \cdot b)$$

$$C_3 = \sqrt{S^2 + 2Sr \cos \alpha + r^2} \quad \dots\dots\dots (3 \cdot c)$$

$$X = 2M_a R_a T_L / (P_{WE} - P_{WL}) / V_L \quad \dots\dots\dots (3 \cdot d)$$

図1 二空間モデル

$$\beta = \tan^{-1} \left[\frac{S \sin \alpha}{S \cos \alpha + r} \right] \quad \dots\dots\dots (3 \cdot e)$$

$$S_L = V_{DL} / V_L \quad \dots\dots\dots (3 \cdot f)$$

したがって、膨張側ピストンによってなされる1サイクル当たりの仕事 W_E は、

$$W_E = \oint P dV_e = (P_{WE} - P_{WL}) V_E \pi \sin \alpha \cdot C_4 (C_1 S + C_5) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$C_4 = \frac{1}{C_3^2} S \left(\frac{\phi}{\sqrt{\phi^2 - 1}} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (4 \cdot a)$$

$$C_5 = \frac{1}{C_3^2} \{ S(S + r \cos \alpha) C_2 + r(S \cos \alpha + r) \sqrt{C_2^2 - C_3^2} \} \quad \dots\dots\dots (4 \cdot b)$$

$$\phi = C_2 / C_3 \quad \dots\dots\dots (4 \cdot c)$$

同様に圧縮側ピストンによってなされる仕事 W_L は次式で表される。

$$W_L = \oint P dV_i = -(P_{WE} - P_{WL}) V_E \pi \sin \alpha \cdot S r C_4 (C_1 + C_6) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$C_6 = \frac{1}{C_3^2} (S + r \cos \alpha) \sqrt{C_2^2 - C_3^2} \left(\frac{\phi}{\sqrt{\phi^2 - 1}} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (5 \cdot a)$$

全仕事は膨張室仕事と圧縮室仕事との和として次式から求められる。

$$W = W_E + W_L \quad \dots\dots\dots (6)$$

機関の1サイクル当たりの仕事に影響を及ぼす独立なパラメータは以下のものがある。

- (1) 高温側熱源温度 (T_E)、低温側熱源温度 (T_L): 単相の場合には、これらの比のみがパラメータとなるが、二成分二相サイクルの場合にはその絶対値も独立のパラメータとなる。
- (2) 掃気容積比 ($S = V_L / V_E$): 圧縮室と膨張室の掃気容積の比。
- (3) 位相角 (α): 圧縮室と膨張室の容積変化の位相差。
- (4) 非凝縮性気体質量の無次元量 (X): 非凝縮性気体量を示す分圧を凝縮性気体の蒸気圧で無次元化したもの。
- (5) 高温側死容積比 ($S_{DE} = V_{DE} / V_E$)、低温側死容積比 ($S_{DL} = V_{DL} / V_E$): 高温側、低温側死容積と膨張室掃気容積の比。
- (6) 膨張室掃気容積 (V_E)。
- (7) 凝縮性成分、非凝縮性成分: 飽和蒸気圧、ガス定数 (R_a) の値を定める。

図2に単相サイクルに対する Schmidt 理論⁽²⁾によ

る P - V 線図と二成分二相機関に対する本モデルによる P - V 線図の比較を示す。ただし、 $T_E=100^\circ\text{C}$ 、 $T_L=20^\circ\text{C}$ 、 $S=1$ 、 $\alpha=90^\circ$ 、 $X=2(1+S_L)$ 、 $S_{DE}=S_{DL}=1$ 、そして凝縮性成分は水、非凝縮性成分は空気である（物性値は文献⁽⁴⁾による）。図2の縦軸はサイクル中の最大圧力、横軸は膨張室と圧縮室の掃気容積の和 $V_T=V_E+V_L$ で無次元化されている。図2(a)、(b)、(c)は各々膨張室、圧縮室、そして機関全体の圧力と容積の変化である。これらの各曲線によって囲まれた面積がそれぞれ膨張室の正の仕事、圧縮室の負の仕事およびこれらをたし合わせた機関全体の仕事を表す。図2から、二成分二相機関による仕事は同一条件の単相機関に比べてはるかに大きく、その原因は圧縮室仕事が単相機関に比べて著しく減少するためであることがわかる。これらの点は著者らの従来の実験結果⁽³⁾⁽⁵⁾と定性的に一致している。

図3~6に機関の基本パラメータを各々一つずつ変化したときの機関出力の変化を単相および二成分二相機関に対して示す。一つのパラメータを変化させたとき他のパラメータは固定されており、その基準値は、 $T_E=100^\circ\text{C}$ 、 $T_L=20^\circ\text{C}$ 、 $S=1$ 、 $\alpha=90^\circ$ 、 $X=2(1+S_L)$ 、

$S_{DE}=S_{DL}=1$ で、凝縮性成分は水で、非凝縮性成分は空気である。また機関出力は、サイクル中の最高圧力と掃気容積の積 ($P_{\max} \cdot V_T$) で無次元化してある。

図3は高温側熱源温度 T_E の影響を示したものである。単相、二成分二相機関とも T_E が上昇していくにつれて仕事は増加していくが、単相機関に比べて二成分二相機関が常に大きい仕事をなすことがわかる。この傾向は特に高、低温熱源の温度差が小さい場合に著しくなる。2種の機関の仕事の比は、例えば、 $T_E=100^\circ\text{C}$ のとき約4倍、 $T_E=60^\circ\text{C}$ のとき約7倍程度である。

図4は位相角を変化させた場合であり、この場合最大仕事を与える位相角は単相機関で 96.47° 、二成分二相機関で 92.14° でわずかな差がある。

図5は掃気容積比を変化させたときの無次元仕事の変化である。最大仕事を生じる容積比は単相機関で $S=1.49$ 、一方、二成分二相機関では $S=1.10$ で、かなり S の小さい方向へずれることがわかる。

図6は高温側、低温側死容積が無次元仕事に及ぼす影響を示したものである。一般に単相機関の場合は死容積が大きくなると常に無次元仕事は減少するが、二

図2 P - V 線図

図3 高温側熱源温度による無次元仕事の変化

図4 位相角による無次元仕事の変化

図5 掃気容積による無次元仕事の変化

成分二相機関の場合は必ずしもそうではない。一方の死容積が小さいという条件下では、他方の死容積が増えると無次元仕事が増大する特異な傾向を示す領域もある。また高温側死容積よりも、低温側死容積のほうが、機関無次元仕事に与える影響がわずかに大きい。

3. 実験装置および実験方法

本研究では、二成分二相機関の広範な実験条件での特性を明らかにすることをねらって、高圧用と低圧用の2種の実験装置を用いた。比較的精度の良い低圧域での実験(実験装置 A, 最大圧力約 0.15 MPa)によって、各種のパラメータの変化に対する機関特性を明らかにし、高圧域での実験(実験装置 B, 最大圧力約 1.5 MPa)によって、圧力が大きい場合も検討した。

3・1 低圧域実験装置 A 実験装置 A の構成図を図 7 に、機関仕様を表 1 に示す。機関は平行ピストン

図 6 高低温側死容積による無次元仕事の変化

図 7 機関構成図 (実験装置 A)

型で、電気加熱、水冷である。また作動流体の漏れの影響を小さくするために、ピストン・シリンダに代えてテフロン製ベローズを用いている。加熱器は銅の円柱ブロックに多数の小孔をあけ、外周面に電気ヒータを巻き付けたものを使用し、機関の最下部に配置した。これは、作動流体中の凝縮性成分が液相となったとき、冷却器側にたまることなく加熱器のほうへ流下させるためである。冷却器はシェルアンドチューブ型でチューブは銅製で常温の水道水を用いて冷却した。また再生器は黄銅製の 50 メッシュの金網 30 枚を重ねて構成した。作動流体としては水-空気の混合物を用いた。実験装置の各部はガラスウールでおおい、外部と断熱を施した。実験では、まず空気量、水量、加熱器壁温などを所定の実験条件に設定し、機関が定常になった後(機関の定常は加熱器壁温が定常になったときとした)、各種測定を行った。測定は作動流体温度、作動流体圧力、加熱器壁温、入熱量について行った。図 8 に各測定点の位置を模式的に示す。作動流体温度は $\phi 50 \mu\text{m}$ CA 熱電対を $T_1 \sim T_8$ の位置へ、作動流体圧力は水冷ジャケット付き半導体圧力変換器を P_E, P_C の位置へ挿入して測定した。加熱器壁温は、CA シース熱電対を T_H の位置に挿入して測定した。すべての出力は、直流増幅器により増幅され、A-D 変換されてミニコンピュータ (MELCOM 70/25) によりオンライン測定され、磁気テープに記録された。また、クランク角の測

表 1 機関基本仕様

		Engine/A	Engine/B
Expansion Space	(cm^3)	101.5	141.4
Compression Space	(cm^3)	86.0	141.4
Dead Volumes: hot space	(cm^3)	160.1	42.3
cold space	(cm^3)	80.2	38.9
Heater:			
bore ID	(mm)	2.5	2.5
length	(mm)	76.0	78.0
No. of holes		121	60
Cooler:			
tube ID	(mm)	2.4	2.4
length	(mm)	100.0	134.0
No. of tubes		61	31
Regenerator:			
material		Brass	SUS304
mesh		50	50
sheets		30	35
Working Fluid		air-water mixture

図 8 測定点模式図

定はフォトランジスタ回路により、入熱量の測定はアナログ電圧計、電流計により行った。実験は、機関回転数約 60 rpm で行った。なお本研究では、主として試作機関の自立運転条件、およびこのとき機関内部において生じる現象を明らかにするために機関内の水質量、加熱器壁温を主なパラメータとして変化させ、自立運転しない条件では直流電動機によって補助動力を加えることにより、広範囲な条件下での実験を行った。

3・2 高圧域実験装置 B 実験装置 B の構成図を図 9 に、機関仕様を表 1 に示す。機関の形式は対向ピストン型である。二つのピストンは、上下の軸を結ぶタイミングベルトによって位相差が保たれる。実験装置 A ではテフロンベローズ機構を用いたために最大圧力が約 0.15 MPa だったが、ピストンシリング機構を採用することにより最大圧力を約 1.5 MPa にした。シリンダは黄銅製、ピストンはステンレス製でピストンリングとしてテフロンシートを 3 段に重ねたものを用いた。各部は、上から圧縮室、冷却器、再生器、加熱器、膨張室の順に並んでおり、作動流体である水が液相のときに高温側に流下するように設計されている。各部の継目には、テフロンシートをはさみ、作動流体の漏れを防止した。冷却器、再生器、加熱器は、実験装置 A と同型式のものを用い、圧縮室および膨張室のピストンには、機関外部より背圧をかけて作動流体の大気への漏れを軽減した。実験装置 B では機械損失が大きく自立運転には至らなかったため、外部からのモ

ータリングによって実験を行った。このときの機関回転数は、約 45 rpm であった。なお、各種計測量は、実験装置 A と同じ方法で測定したが、機構上、非凝縮性気体の質量は精密な測定が困難であった。

4. 実験結果と機関モデルとの比較

種々の水量条件下での加熱器壁温に対する機関 A の図示仕事の変化を図 10 に示す。いずれの水量においても加熱器壁温が上昇するに従って図示仕事は増大していく。しかし水量が 15 g までは水を加えない空気単相の場合 (水量 0 g) とあまり差がないのに対して、水量が 40 g になると加熱器壁温が 90°C 付近で図示仕事が急速に増大していく。水量が 15 g 以下では機関はこの範囲の加熱器壁温では自立運転しないのに対し、水量が 40 g で加熱器壁温が 90°C を超えると自立運転した。また、水量が 30 g の場合には、加熱器壁温が 90°C 付近で図示仕事が一度増大するが、それ以上の温度では再び単相と同じ傾向になる。この場合には、加熱器壁温 90~100°C において自立運転に断続的な不安定性が観測されている。

図 11(a), (b) は水量 5 g および 40 g、空気量 0.35 g の条件下で加熱器壁温を変化させたときの機関 A 各部における作動流体の平均温度を示したものである。ここで加熱器内流体温度としては、 $(T_5 + T_6)/2$ の、圧縮室内平均流体温度としては、 $(T_1 + T_2)/2$ の、膨張室内平均流体温度としては、 $(T_7 + T_8)/2$ の各サイクル平均温度をとった。水量が 15 g の場合は図 11(a) に類似した結果が得られている。図 11 において、加熱器壁温が上昇していくと、加熱器内平均流体温度、膨張室内平均流体温度は上昇していくが、水量 40 g の場合には加熱器壁温が約 95°C 以上で加熱器内平均流体温度および膨張室内平均流体温度が急激に上昇していくことがわかる。

図 9 機関構成図 (実験装置 B)

図 10 加熱器壁温による機関図示仕事の変化 (機関 A)

図12は種々の水量条件下の加熱器壁温に対する加熱器内平均熱伝達率の変化である。ここで、加熱器内平均熱伝達率は次式で定義した。

$$Q_{in} = A h_m \frac{\bar{T}_6 - \bar{T}_5}{\ln \frac{T_H - \bar{T}_5}{T_H - \bar{T}_6}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

図12からわかるように、平均熱伝達率は水量が15g以下では加熱器壁温に対してほとんど変化がなく、 $h_m \approx 5 \text{ W/m}^2\text{K}$ の値をとる。一方、水量が40gの場合には、加熱器壁温が90°C付近から熱伝達率が急激に上昇し、水量15g以下の場合の熱伝達率の10~20倍もの値になる。また、水量が30gの場合には加熱器壁温が90°C付近で熱伝達率は一度上昇しているが、それ以上の温度では再び低下してしまう。

以上の機関Aの実験結果から以下のことが考察できる。すなわち、水量が40gの場合には加熱器壁温が約90°C以上で加熱器内平均熱伝達率は著しく大きな値をとる。これに伴い、加熱器内および膨張室内で平均流体温度は高い値に保たれる。この結果、機関図示仕事が増大し、自立回転に至ると考えられる。一方、水量が15g以下の場合には、加熱器壁温によらず高い熱伝達率が実現されず、自立回転に至らなかったと考

えられる。図13は、水量40gの場合の加熱器壁温に対する機関内圧力の変化を示したものである。ここで実線は加熱器壁温に対する水の飽和蒸気圧を示したものである。一般に壁温の過熱度が数°Cで相変化が生じ始める。図13において飽和蒸気圧(実線)と機関内圧力とがほぼ等しくなる温度は、熱伝達率が増大し始める温度とおおよそ一致する。以上から、加熱器内平均熱伝達率の増大は、加熱器内部へ流下した水の相変化が著しく生じるためと考えられる。一方、水量が15g以下の場合にも、もし加熱器内に水が存在していれば相変化が生じ、熱伝達率が増加するはずであるから、実際には、水量15g以下の場合には加熱器内には水はほとんど存在しなかったと考えられる。

図14(a), (b)は、それぞれ実験装置A, BによるP-V線図を機関モデルによる予測値とともに示したものである。どちらの実験装置においても、実験値と予測値の形状が、極めて類似している。ここで機関モデルによる圧力の予測値が実験値よりも、全体的にやや大きい値をとっているが、これは、機関が定常運転に達するまでの作動流体の漏れによる機関内圧力低下

(a) 水量 5g

(b) 水量 40g

図11 加熱器壁温による機関内流体温度の変化(機関A)

図12 加熱器壁温による加熱器内熱伝達率の変化(機関A)

図13 加熱器壁温に対する機関内圧力の変化(機関A)

によるものと考えられる。また実験装置 B による実験では、非凝縮性成分量を、正確に測定できなかったことも原因と考えられる。しかし既報⁽¹⁾に述べたように、非凝縮性成分量の機関モデルへの影響は、系全体の圧力に対しては直接影響を及ぼすが、機関出力への影響は小さい。以上を考慮すると、どちらの実験においても、機関モデルは、湿り域二成分二相機関の特性をよく予測していることがわかる。

図 15(a), (b)に水量が 5, 40 g の場合の図示出力について、それぞれ加熱器内平均熱伝達率の急上昇を伴う場合と伴わない場合の代表的な実験値を、2章で述べた二成分二相機関モデルおよび単相機関の Schmidt 理論と比較して示す。ただし、ここでは機関 A の圧縮室側死容積として、サイクル中常時液相にとどまる水の体積をさし引いた値を用いて本モデル計算を行ってある。図 15 の横軸は高温側熱源温度、縦軸はサイクル当たりの仕事である。各モデル計算においては、低温側熱源温度は 20°C とし、その他のパラメータは機関仕様に基づいて決定した。実験においては加熱器壁温と加熱器内流体温度および膨張室内流体温度の間にそれぞれ温度差が存在し、直接理論モデルと比較することはできない。そこで、ここでは図 15 中横軸の高温側温度として加熱器内平均流体温度および膨張室内平均流体温度をとったものを各々示した。したがって、これら二つの高温側温度の中間的な値が、機関モデルによる計算結果と対応するものと考えられる。図 15 中どちらのモデル計算においても高温側熱源温

度の上昇に従って図示仕事は増大していくが、Schmidt 理論に比べて二成分二相機関モデルでの増大は、より著しい。また Schmidt 理論においては、高温側温度が上昇すると圧縮室の負の仕事がやや増加するのに対し、二成分二相機関モデルでは逆に減少する。

図 15(a)から加熱器内平均熱伝達率が増大しなかった場合には、高温側熱源温度による機関図示仕事の変化のようすが Schmidt 理論による予測値に近いものであることがわかる。一方、図 15(b)から加熱器内平均熱伝達率が急増大した場合には、各仕事の変化のようすが二空間モデルで予測されるものと定性的にも定量的にもかなり良く一致していることがわかる。以上より、以下の点が指摘できる。すなわち、水量が少なくサイクル中に加熱器内に液相の水が到達しない場合、機関内部で生じている現象は本質的には単相サイクルと類似したものであり、水量が多くなり加熱器内に液相の水が十分に供給される場合には、機関内で生じている現象は二成分二相スターリング機関モデルに近いものである。

5. 結 論

凝縮性成分がサイクルを通じて湿り域に保たれる場合の二成分二相スターリング機関に対し、二空間モデルを提案し、その特徴を調べ、同時に実験機関を用いてその特性について比較検討した。その結果以下の結論が得られた。

(a) 機関 A

(b) 機関 B

図 14 P-V 線図

(a) 水量 5 g

(b) 水量 40 g

図 15 加熱器壁温による機関仕事の変化 (機関 A)

(1) 二空間機関モデルにより、比較的低速の二成分二相スターリング機関の $P-V$ 線図あるいは仕事量などの性能がよく予測できることを示した。

(2) 本モデルにより、二成分二相スターリング機関に対する位相角、掃気容積比あるいは死容積などの影響を予測できることを示した。

(3) 二成分二相機関としての出力を得るには、加熱器内に十分に液相の凝縮性成分が供給され相変化が生ずる必要があることを明らかにした。逆に、二つの成分を機関内に封入したとしても、凝縮性成分の相変化が生じなければ機関内部では単相機関と類似した現象しか起こらないことがわかった。

本研究は昭和 57 年度文部省科学研究費試験研究 (No. 57850064) の助成を受けた。また、試作機関 B の製作にあたっては小松ゼノア (株) のご援助をいただいた。ここに記して関係各位に謝意を表する。

文 献

- (1) 松野・笠木・平田, 機論, 53-488, B (昭 62), 1459.
- (2) Walker, G. and Agbi, B., *Trans. Can. Soc. Mech. Eng.*, 2-1 (1974), 1.
- (3) 赤川・笠木・平田, 機講論, No. 830-13 (昭 58-7), 73.
- (4) 日本機械学会編, 技術資料「流体の熱物性値集」, (昭 58), 日本機械学会.
- (5) 岩崎・平田, 機論, 48-434, B (昭 57), 2143.

討 論

〔質問〕 香 川 澄

〔(株) 東芝家電技術研究所〕

(1) 論文の中で示されている二成分二相機関モデルの仮定において、再生器の体積を無視されているが、その前提が述べられていないように思う。スターリングエンジンの熱力学的解析を行う際に再生器は欠かすことのできない構成要素であり、実際の機関について性能を検討する際にも、再生器部体積の死容積全体に対する割合が大きく、再生器の体積を無視できない場合があると思う。よって、再生器の体積の 1/2 は高温側の死容積に、他の 1/2 は低温側の死容積に加算する

などと仮定されたほうが機関モデルとして適していると思うわけであるが、いかがであろうか。

(2) 論文の中で示されている図 14 の A 機関と B 機関の $P-V$ 線図を比較すると、B 機関のほうが熱力学的解析において性能 (内部変換効率: W/W_e) が劣っていると思うが、この差の原因についてご提案の機関モデルなどを用いて検討されているのか。もし検討されているのなら、その原因について著者のご見解をお聞かせ願いたい。

〔回答〕 (1) 二成分二相スターリング機関においては、

付図1 内部変換効率の無次元封入空気量に対する依存性

(i) 再生器内で凝縮性気体の相変化が生ずること,

(ii) 再生器で捨てられる熱量が再生される熱量よりも基本的に多いこと,

などにより, 厳密には単相機関のような単純な仮定は成立しないと考えられる。そこで, 2空間モデルによる解析の中では, このような再生器内部での複雑な現象の取扱いを避けて仮定(7)のように単純な扱いをほどこした。一方, 記述が欠けたが, 試作機関 A, B の性能予測計算ではご指摘のとおり扱いをしている。今後, より詳しく二成分二相機関を解析するためにはこの仮定の再検討が必要になると考えられる。

(2) 付図1に機関モデルを用いて計算した機関 A および機関 B に対する無次元空気量 $M_a^* = (P_{WE} - P_{WL})(V_L + V_{DL}) / (M_a R_a / T_L)$ と内部変換効率 W/W_E の関係を高温側熱源温度 T_E をパラメータとして示す。

これらの図から二成分二相機関の内部変換効率は封入する空気量(非凝縮性気体量)によって著しい影響を受け, 空気量の増大とともに急速に減少することがわかる。これは封入空気量が増加するに従って, 空気の担う仕事の割合が増加し単相サイクルに近づくためである。ここで, 図14の機関 A, B に封入された空気量は各々 $M_a^* = 1.3$, $M_a^* = 3.0$ で, 各内部変換効率は, 付図1より機関 A で約 80%, 機関 B で約 46% になることがわかる。したがって, ご指摘の図14の機関 A と機関 B の内部交換効率の差の主たる原因は, 封入された無次元空気量の違いであると考えられる。

〔質問〕 藤井石根

〔明治大学工学部〕

低温度熱源で作動する Stirling Engine として大変興味深く, 今後の成り行きに少なからず期待している

が今回のご研究に関し次の諸点についてお伺いしたい。

(1) 実験では作動流体に空気と水が用いられているが, これ以外の流体の組合せ, 例えばヘリウムとフロンなどといった組合せが考えられるか。

(2) 実験では水量が少なくとも 40 g 存在させなければエンジンの性能上, 好ましい結果が得られなかったようであるが, 水量がこれ以上に加えたとき, どのような問題が生じると考えられるか。

(3) この種のエンジンでは M_a と M_w との存在比(割合)にある種の関係があるのか。

(4) 一般の Stirling Engine では性能を上げるため, 作動ガスは加圧封入されるが, この加圧封入に関し, このエンジンではその性能向上の面の問題も含めてどのような見通しがあるか。

〔回答〕 (1) 本研究においては, 入手・取扱いの容易さから作動流体として空気と水を用いたが, 二成分二相スターリング機関の作動流体はこれらに限られるわけではなく, 種々の組合せが可能である。事実著者らの研究⁽¹⁾では空気とフロン R 113 を作動流体としてほぼ同様の実験結果が得られており, ご指摘のヘリウムとフロンといった組合せも可能であると考えられる(ただし, その場合機関の圧力, 温度範囲としてフロンの相変化を生じさせる条件を実現する必要がある)。

(2) 本報には示さなかったが, 機関 A を用いて水量 50 g の実験を行っているが, 40 g の場合とほぼ同様の結果が得られている。したがって, 水量が 40 g から若干増加しても機関性能に著しい差異は生じないと考えられる。しかし封入した水のほとんどは液相で機関内に存在しているから, 極度に水量を増やすと,

(i) 気相の占有容積の減少による機関圧力の増

大,

(ii) 水の内部流動に伴う流動損失の増大, などの問題が生じると考えられる。

(3) 本報で扱った湿り域における二成分二相スターリング機関においては, M_a と M_w との存在比に直接の関係は存在しない。ただ, M_a については機関内の圧力一様の条件から $X \geq 2(1+S_L)$ 以上の M_a を加える必要があり, M_w については機関内を湿り域に保てるだけの M_w を加える必要がある。

(4) 二成分二相機関は非凝縮性気体の加圧封入を行うと, 原理上それに応じて高温側熱源温度を上昇さ

せる必要がある。このため, 加圧封入にあたっては, 封入圧力を独立任意に設定することができない, あるいは封入する凝縮性気体の物性によって加圧できる限界が存在するなどの制約が存在する。したがって, 加圧封入においては, 高温側熱源温度, 封入圧力, および凝縮性気体の物性によって最適の組合せを選択する必要がある。一方, 単相機関で作動流体を加圧封入した場合に大きな問題となる作動流体の漏れに関しては, 二成分二相機関においては液相が存在するためシールが著しく容易になると予想される。

54 巻 498 号, B 編 (昭 63-2) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
林 勇二郎	454	左	2	$T_{6,n-1}$	$T_{6,n-1}$
妹尾泰利 ほか	477	左	16	同じであるば	同じであれば
宋 載翼 ほか	481	左	6	T/kg·K	J/kg·K
	482	左	9	a'	a'

478 ページ宋載翼氏の論文に対しての討論を 476 ページに掲載してしまいました。ここに深くお詫びいたします。