スターリングエンジンの数値解析*

(第2報, 作動ガスの相違と温度条件)

関 谷 弘 志^{*1}, 上 遠 野 良 一^{*2}

Numerical Analysis of Stirling Engine

(2nd Report, Difference of Working Gas and Test Condition of Temperature)

Hiroshi SEKIYA and Ryouichi KATOUNO

In the first paper, we presented the cycle simulation code of the Stirling engine, which was useful for researching and developing NS 30 S by virtue of predictions and evaluations. It was found that the calculated values of the engine performance and the P-V diagram were in good agreement with the experimental ones. In this paper, a comparative study of the engine performance in the case of using helium and hydrogen as the working gas is made from the viewpoint of thermophysical properties. By clarifying the characteristics of heat transfer and flow rate, the effects of heater tube temperature and cooling water temperature are investigated. In addition, the calculated results are inspected in comparison with the experimental ones concerning the test condition of temperature.

Key Words: Stirling Engine, Numerical Analysis, Cycle Simulation Code, Helium, Hydrogen, Heater Tube Temperature, Cooling Water Temperature, Thermophysical Property

1. 結 言

スターリングエンジンでは、封入されている作動ガスが、エンジンを構成する各種の熱交換器で、加熱あるいは冷却されながら複雑な形状をした作動空間内を往復動するため、その熱力学的な挙動が複雑である。このため、熱交換器の伝熱特性や流動特性を解析し、エンジン性能の詳細な検討や最適設計、また実機の評価を行うためには高精度なサイクルシミュレーションコードが必要である。

著者らは、複動四シリンダタイプのスターリングエンジン NS 30 S⁽¹⁾の研究開発にあたり、3rd-order methodによるサイクルシミュレーションコードを開発した。第1報⁽²⁾では、その数値解析手法や各シリンダの圧力バランスを取るための圧力調整回路の評価方法などについて述べ、エンジン性能値やP-V線図などの計算結果と実験結果との比較を行い、両者の整合性を確認した。したがって、本コードによって、作動ガスの熱力学的な挙動を解析し、エンジン性能の評価検討を行うことができる。

さて、数値解析や実機を運転する場合では、封入する作動ガスや温度条件がエンジン性能を決定する大きな要因となる。作動ガスは一般にヘリウムや水素であるが、水素は分子量が最も小さく、圧力損失の面などから作動ガスとして最適である。また温度条件については、温度比(低温側代表温度/高温側代表温度)が小さいほどエンジン性能が向上することなどは簡易的な計算⁽³⁾によって容易に理解される。しかしながら、作動ガスの相違あるいは温度条件の変化によって作動ガスの挙動に生じる差異やエンジン性能に現れる影響は、エンジン性能を解析する上で重要であるにもかかわらず、本コードのようなサイクルシミュレーションを行う必要があるため、これまでに解明された例はない。

そこで本報では、作動ガスとしてヘリウムと水素を取り上げ、熱物性値の相違に着目して作動ガスの挙動を解析し、両者のエンジン性能を比較格討する。温度条件に関しては、ヒータチューブ壁温や冷却水温度が上昇する場合に、熱物性値の温度依存性によって伝熱・流動特性に生じる変化を明らかにし、エンジン性能に現れる影響を検討する。また、膨張空間の作動ガス平均温度および冷却水温度による影響についての実験結果と比較することにより、計算結果を検証する。

* 原稿受付 平成2年6月25日。

*¹ 正員、三洋電機(株) (〒370-05 群馬県邑楽郡大泉町坂田180)。*² 三洋電機(株)。

2. 作動ガスの相違

スターリングエンジンの作動ガスとして多く用いられるヘリウムと水素について、両者の熱物性値の相違がエンジン性能に及ぼす影響を述べる。

計算条件を以下に示すが、ヒータチューブ壁温(外壁面温度)、冷却水温度、および作動ガス平均圧力を一定とし、作動ガスの相違以外の影響がないように圧力調整回路を非作動とする。

エンジン回転数	: 1 000~1 800 rpm
作動ガス平均圧力	: 11.0 MPa
ヒータチューブ壁温	: 780°C
冷却水温度	: 25°C

通常、温度条件としては、ヒータチューブ壁温や冷却水温度、また膨張空間あるいは圧縮空間の作動ガス平均温度などを用いるが、本解析では作動ガスの挙動の相違が顕著に現れるように、外部設定温度(ヒータチューブ壁温および冷却水温度)を温度条件とする。

ここで、円管の熱通過率は、外壁面の熱伝達率、管壁内の熱伝導率、および内壁面の熱伝達率より求められる。本研究では、ヒータにおいては、ヒータチューブ外壁面の熱伝達率は仮定⁽²⁾から熱通過率の計算に含まれず、管壁内の熱抵抗は内壁面の熱抵抗に比べて無視できる程度に小さいため、熱通過率は内壁面の熱伝達率によって決まる。またクーラにおいては、一定温度の冷却水が一定流量で流れ、クーラチューブ外壁面の熱抵抗と管壁内の熱抵抗はヒータと同様に内壁面の熱抵抗よりも小さいため、熱通過率は内壁面の熱伝達率

によってほぼ決まる。したがって、外部の熱源との熱伝達に関してはヒータチューブおよびクーラチューブの内壁面における熱伝達率を評価する。

2.1 ヘリウムと水素の比較結果

2.1.1 エンジン性能 作動ガスとしてヘリウムを用いた場合と水素を用いた場合のエンジン性能の比較結果を図1に示す。

膨張仕事 W_E は水素のほうがヘリウムよりも小さく、ヘリウムと水素との差は 0.64 kW 程度であり、エンジン回転数によらずほぼ一定である。圧縮仕事 W_C も水素のほうが小さく、両者の差はエンジン回転数が 1 200 rpm のときに 0.87 kW 程度であり、高回転数になるほど増大する。図示出力 W_{ind} は水素のほうがヘリウムよりも高出力である。また、内部変換効率 η_{int} は水素のほうが高効率であり、1 200 rpm では 4.5% 程度の差がある。図示出力および内部変換効率におけるヘリウムと水素の差は、エンジン回転数の上昇に従って圧縮仕事と同様に増大する。これより、ヘリウムよりも水素を作動ガスとして用いた場合のほうがエンジン性能は向上することがわかる。

2.1.2 作動ガスの圧力と温度 圧縮空間における圧力変動を図2に示す。また、作動ガス平均温度の比較結果を図3に示す。図3中の平均温度 T の添字 g は作動ガスを表し、さらに添字 e は膨張空間、 h はヒータ、 rh は再生器高温端、 rc は再生器低温端、 c_0 はクーラ、 c は圧縮空間を表す。ヒータとクーラの作動ガス平均温度は中央部の要素空間における値である。温度変動については、膨張空間および圧縮空間における比較結果を図4に示し、ヒータおよびクーラにおける比較結果を図5に示す。

図2に示す圧縮空間でのヘリウムと水素の圧力変動を比較すると、エンジン回転数が 1 200 rpm のときに圧力の位相角はヘリウムでは 61° 、水素では 63° である。最高圧力はヘリウムに比べて水素のほうが

図1 ヘリウムと水素を用いた場合のエンジン性能の比較

図2 ヘリウムと水素の圧力変動

1.9%小さく、最低圧力は2.7%大きい。ヘリウムの圧力比は1.866、水素は1.783である。

図3の作動ガス平均温度は、高温部ではヘリウムよりも水素のほうが高く、低温部では水素のほうが低い。また、再生器の温度こう配は水素のほうがヘリウムよりも急激であり、計算結果から水素の再生熱量はヘリウムの約1.4倍であり、ヒータでの交換熱量の5.2倍程度である。図4、5の温度変動を比較すると、水素の温度変動幅はヘリウムよりも小さい。

2・2 熱物性値による伝熱・流動特性の相違 比較結果に示したように、ヘリウムと水素とではエンジン性能値や状態量に大きな差がある。これは伝熱特性や流動特性が両者の熱物性値によって相違するためであり、本節ではヘリウムと水素の熱物性値を比較しながら両特性の相違を明らかにする。ヘリウムと水素の代表的な諸量の計算結果を表1に示す。表1中の β はクランク角であり、また ΔP_{HE} と ϕ は表1の諸量から求めたヒータやクーラにおける平均的な圧力損失とエネルギー効率である。表1より以下のことが明らかである。

Re 数に影響を及ぼす動粘性係数は同温同圧で比べると水素のほうがヘリウムよりも1割程度小さい。図3に見られる温度差を考慮しても両者の動粘性係数の相違はほぼ同等であり、作動ガスの流速がやや相違するものの、 Re 数は水素のほうが1割程度大きい。

これより伝熱特性においては、ヘリウムの Pr 数が0.66、水素の Pr 数が高温部で0.67、低温部で0.69程度であり、 Nu 数を求める式より⁽²⁾、水素の Nu 数

図3 ヘリウムと水素を用いた場合の作動ガス平均温度の比較

はヘリウムよりも1割程度大きい。熱伝導率はほぼ温度のみに依存し、両者の温度差を考慮しても水素のほうがヘリウムよりも2、3割大きい。よって、動粘性係数および熱伝導率の相違から、熱伝達率は水素のほうがヘリウムよりも3、4割大きく、熱伝達率に及ぼす影響度は熱伝導率のほうが動粘性係数よりも大きい。また、スターリングエンジンは冷熱エンジンとして運転することも可能であるが、本研究のように高温エンジンとして運転する場合の温度範囲では、ヘリウムと水素の定圧比熱は圧力と温度に対する依存性が小さいため一定として取扱える。よって、定圧比熱および密度の相違から、水当量C(単位時間当たりに流れる熱容量)は水素のほうがヘリウムよりも3、4割大きい。

また流動特性においては、前述のように Re 数は水素のほうが1割程度大きく、圧力損失係数 f を求める式⁽²⁾より、水素の圧力損失係数はヘリウムよりも2、3%小さい。また、水素の密度は同温同圧ではヘリウムのほぼ1/2であり、図3の温度差を考慮しても同程度である。よって、動粘性係数および密度の相違から、圧力損失はヘリウムよりも水素のほうが小さく、両者の差はほぼ密度の相違によるものであり、動粘性係数の影響は小さい。

図4 ヘリウムと水素の温度変動(膨張空間と圧縮空間)

図5 ヘリウムと水素の温度変動(ヒータとクーラ)

したがって、作動ガスとしてヘリウムと水素を用いた場合を比較すると、熱伝達率および水当量は水素のほうがヘリウムよりも大きく、また、圧力損失は水素のほうが小さいことがわかる。

2.3 伝熱・流動特性が諸量に及ぼす影響

2.3.1 温度変動と圧力変動 エンジン回転数が1200 rpmのときの膨張仕事に対する再生器熱損失の割合は、ヘリウムで3.8%、水素で6.3%程度であり、また図1に示す仕事量から明らかなように、ヒータやクーラにおけるヘリウムと水素の交換熱量は両者の熱伝達率ほど大きくは相違しない。よって、熱伝達率はヒータチューブ壁温と冷却水温度と作動ガス温度との温度差に影響を及ぼし、水素の熱伝達率はヘリウムよりも大きいため、図3の比較結果のように、作動ガス平均温度はヒータでは水素のほうがヘリウムより高くなり、クーラでは水素のほうが低くなる。また、水当量は熱交換器における温度分布に影響を及ぼし、水素の水当量はヘリウムよりも大きいことから、温度変動幅は図4、5のように水素のほうがヘリウムよりも小さくなる。さらに、熱交換容量と水当量の比として求められるユニット数 Ntu は、表1に示すように、ヒータでは水素のほうがヘリウムより大きく、クーラでは水素のほうが小さい。このためエネルギー効率も同様の傾向を示すが、ヘリウムに対する水素の相違は2%程度であり、両者のエネルギー効率はほぼ同等であると言える。再生器においては、水素の再生熱量および熱伝達率がヘリウムに対して同程度の比率であるため、作動ガスと蓄熱材との温度差は同等となり、計算結果から2、3°Cである。再生器の熱交換容量は、再生熱量と温度差より明らかなように、伝熱面積の相違

からヒータやクーラに比べて非常に大きい。よって、ユニット数は大きくなり、両者のエネルギー効率(再生器効率)⁽⁴⁾は1.0に近い値を示す。したがって、作動ガスがヘリウムおよび水素の場合では、各熱交換器の伝熱性能は同等であることがわかる。

また、スターリングエンジンの各熱交換器における伝熱は作動空間の容積変化によって生じる強制対流熱伝達であり、作動空間の断熱による状態変化と外部の熱源との熱交換による作動ガスの状態変化とが同時に生じている。ヘリウムの比熱比は1.66、水素の比熱比は1.41程度であり、断熱変化と仮定した場合の圧力比はヘリウムでは1.969、水素では1.778である。ヘリウムではやや差があるものの、本コードによる計算結果はこれらに近い値を示す。ヘリウムと水素の比較結果に見られるような、圧力変動や温度変動の位相のわずかなずれおよび圧力比に生じる差異などの原因をこれらの状態変化の関係から解明することは、作動ガスの挙動が複雑であるため困難であるが、圧力変動と温度変動においては以下のような傾向がある。すなわち、著者らの計算によれば、クランク角範囲が120°から320°程度では高温部が高圧側となり、それ以外の範囲では低温部が高圧側となるが、作動ガスとしてヘリウムと水素を用いた場合を比較すると、図2、5から、高圧側にある熱交換器における温度変動の相対関係と圧力変動の相対関係はほぼ一致することがわかる。表2に示すように、この傾向は質量変動の相対関係による影響を受けない。

2.3.2 エンジン性能 ヘリウムと水素のように作動ガスが異なる場合では、圧力変動や温度変動が熱物性値の相違による影響を受けるため、簡易的な計算によってエンジン性能を単純には比較できない。スターリングエンジンの性能解析では、各仕事量を評価できることから、作動ガスの圧力変動に着目する必要がある。図2に示す圧力変動では、位相角は水素のほうがヘリウムよりも大きく、圧力比は水素のほうが小さい。よって、図1の比較結果において、水素の圧縮仕事はヘリウムよりも小さくなり、位相角よりも圧力比のほうが仕事量に大きく影響を及ぼすため、水素の膨張

表1 作動ガスとしてヘリウムおよび水素を用いた場合の諸量の相違(ヒータ、クーラの中央部)

Working gas	Helium				Hydrogen			
	60		240		60		240	
β deg								
Heat exch.	Heater	Cooler	Heater	Cooler	Heater	Cooler	Heater	Cooler
P MPa	14.64	14.70	8.020	7.925	14.39	14.42	8.189	8.144
T K	1022.2	334.8	890.0	320.9	1027.6	324.1	936.9	316.6
M $\times 10^{-3}$ g	5.262	12.810	3.310	7.205	2.592	6.541	1.612	3.780
u m/s	48.1	8.99	47.0	10.9	48.7	9.31	47.1	10.5
Re	21620	8511	13987	5860	23610	9494	15163	6466
ρ kg/m ³	6.817	19.98	4.299	11.52	3.407	9.961	2.090	5.955
ν mm ² /s	6.684	1.057	10.09	1.858	6.190	.9809	9.328	1.622
λ W/mK	.3664	.1710	.3349	.1634	.4582	.2052	.4279	.1985
Nu	49.05	25.35	35.71	19.94	53.11	28.07	38.34	21.78
α W/m ² K	5990	4335	3987	3257	8112	5759	5468	4324
C W/K	316	372	195	259	421	516	255	347
Ntu	.193	.283	.208	.304	.196	.270	.218	.302
ψ	.786	.817	.811	.839	.792	.802	.825	.837
f $\times 10^{-3}$	2.61	3.29	2.91	3.62	2.95	3.21	2.85	3.53
ΔP_{Hx} kPa	22.8	2.44	15.3	2.28	11.4	1.27	7.31	1.07
ΔP kPa	115.6		108.4		57.8		50.5	

$$\psi = 1 - \exp(-Ntu), \Delta P = |P_s - P_c|$$

表2 水素の状態量のヘリウムに対する割合(ヒータ、クーラの中央部)

β deg	60		240	
Heat exch.	Heater	Cooler	Heater	Cooler
Pres.	0.983	0.981	1.021	1.028
Temp.	1.005	0.968	1.053	0.987
Mass	0.493	0.511	0.489	0.525
Mass $\times R_0$	0.978	1.013	0.970	1.041

R_0 : Universal Gas Constant

仕事はヘリウムよりも小さくなる。また、図示出力は水素のほうが高出力であり、高回転数になるほど両者の差は増大する。これは、前述のように水素の圧力損失がヘリウムよりも小さいため、ヘリウムと水素の圧縮仕事の差は膨張仕事の差よりも大きくなり、さらに、両者の膨張仕事の差がエンジン回転数によらずほぼ一定であるのに対して、圧縮仕事の差はエンジン回転数が上昇するほど増大するためである。以上のように、両者の流動特性の相違は圧縮仕事の差異として顕著に現れ、エンジン性能に大きく影響を及ぼす。

3. 温度条件

作動ガスの相違によってエンジン性能に現れる影響は、作動ガスの熱物性値が根本的に異なるためであるが、本章では、温度条件の変化に伴い熱物性値の温度依存性によってエンジン性能に現れる影響を述べる。

2章と同様の理由により、外部設定温度(ヒータチューブ壁温および冷却水温度)を温度条件とする。作動ガスはヘリウムであり、計算条件は以下である。

エンジン回転数 : 1200 rpm
 作動ガス平均圧力 : 11.0 MPa
 ヒータチューブ壁温: 690~840 °C
 冷却水温度 : 15~65 °C

ヒータチューブ壁温の検討では冷却水温度を 25 °C とし、冷却水温度の検討ではヒータチューブ壁温を 780 °C とする。また、実機のエンジン性能を検討する場合を考慮し、圧力調整回路は作動状態である。

3.1 エンジン性能の計算結果

図6 ヒータチューブ壁温がエンジン性能に及ぼす影響

3.1.1 ヒータチューブ壁温 ヒータチューブ壁温がエンジン性能に及ぼす影響を図6に示す。

本計算結果から、ヒータチューブ壁温の上昇に従って高温部の作動ガス平均温度は単調に上昇し、ヒータチューブ壁温との温度差はやや増大する傾向にある。低温部の作動ガス平均温度は上昇量が小さく、ほぼ一定とみなせる。膨張仕事は単調に増大する。圧縮仕事は減少し、減少量は膨張仕事の増大量に比べてかなり小さい。再生器の高温端および低温端における再生熱損失は 0.37 kW 程度であり、ヒータチューブ壁温が上昇しても再生器性能による影響はほとんどなく、図示熱効率 η_{ind} は内部変換効率にほぼ並行して上昇する。このように、ヒータチューブ壁温による影響は高温部の作動ガス温度や膨張仕事に大きく現れ、低温部ではあまり顕著ではない。

3.1.2 冷却水温度 冷却水温度がエンジン性能に及ぼす影響を図7に示す。

この計算結果より、冷却水温度が上昇する場合では、高温部の作動ガス平均温度はほぼ一定とみなせる程度の上昇であり、低温部の作動ガス平均温度は冷却水温度との温度差を同等に保ちながら上昇する。膨張仕事は単調に減少する。圧縮仕事は増大するが、増大量は小さく一定とみなせる。再生熱損失は 0.36 kW 程度であり、ヒータチューブ壁温の場合と同様に、冷却水温度が上昇しても再生器性能による影響はほとんどない。以上のように、冷却水温度による影響は低温部の作動ガス温度および膨張仕事に大きく現れる。

3.2 伝熱・流動特性の変化 ヒータチューブ壁温

図7 冷却水温度がエンジン性能に及ぼす影響

や冷却水温度, すなわち外部設定温度の上昇による影響を検討するため, ヒータおよびクーラにおける伝熱・流動特性の変化を明らかにする。なお, 再生器における両特性はこれらの結果から推察できる。

ヒータチューブ壁温や冷却水温度が上昇する場合について, 代表的な諸量の計算結果を表3に示す。

3・2・1 伝熱特性 表3に示す Re 数はヒータチューブ壁温あるいは冷却水温度が上昇するほど減少する。設定温度が上昇しているヒータやクーラでは, 作動ガスの動粘性係数の増大によって Re 数は減少する。また設定温度が変化していないヒータやクーラでは, 動粘性係数の増大による影響もあるが, おもに流速の低下によって Re 数は減少する。内壁面における熱伝達率は, Re 数の関数として表される Nu 数と熱伝導率の影響を受ける。各熱交換器における熱伝達率は増大し, 設定温度が上昇しているヒータやクーラではその増大量が大きい。したがって, Nu 数と熱伝達率との関係から, 各熱交換器の熱伝達率は概して Nu 数のほうが大きく影響を及ぼすため減少する。しかし, 冷却水温度が上昇しているクーラではやや異なった傾

向も見られる。

また水当量については, 設定温度が上昇しているヒータやクーラでは, 流速は上昇し, 密度は減少することから, 密度の影響によって水当量は減少する。設定温度が変化していないヒータやクーラでは, 密度は場合によって増大あるいは減少し, 流速の低下による影響から水当量は減少する。

3・2・2 流動特性 前述のように, 設定温度の上昇に従って Re 数は減少するため, Re 数の関数として求められる圧力損失係数は各熱交換器において増大する。設定温度が上昇しているヒータやクーラでは, 流速はやや上昇し, 密度は減少する。ヒータチューブ壁温が上昇しているヒータにおいては, 圧力損失係数や流速よりも密度が大きく影響するため, 圧力損失は減少する。冷却水温度が上昇しているクーラにおいては, 圧力損失は増減量が小さく一様な傾向を示さないが, この場合では密度の変化が大きい。また, 設定温度が変化していないヒータやクーラでは, 流速の低下によって圧力損失は減少する。

3・3 温度条件による影響 伝熱特性や流動特性

表3 ヒータチューブ壁温および冷却水温度による諸量の相違(ヒータ, クーラの中央部)

Heat exch.		Heater									
β	deg	60					240				
T-tube	°C	720	780	840	780	720	780	840	780	720	780
T-water	°C	25		45		65		25		45	
P	MPa	14.8	14.9	15.0	14.8	14.8	8.21	8.17	8.12	8.21	8.25
T	K	963.9	1023.3	1082.8	1024.5	1025.4	840.1	891.8	943.5	894.1	896.2
u	m/s	46.4	46.5	46.6	46.3	46.0	43.9	44.3	44.6	43.9	43.5
Re		23240	21191	19413	20967	20752	14746	13371	12180	13266	13165
ρ	kg/m ³	7.308	6.929	6.585	6.892	6.861	4.656	4.367	4.109	4.380	4.390
ν	mm ² /s	5.989	6.584	7.204	6.623	6.657	8.948	9.943	10.99	9.932	9.922
λ	W/mK	.3518	.3664	.3808	.3668	.3670	.3216	.3354	.3489	.3360	.3365
Nu		51.77	48.33	45.29	47.95	47.58	37.09	34.59	32.39	34.39	34.29
α	W/m ² K	6072	5903	5750	5862	5822	3975	3866	3767	3852	3837
C	W/K	326	310	295	307	304	197	186	176	185	184
Ntu		.189	.194	.198	.194	.195	.205	.211	.217	.212	.212
ϕ		.780	.788	.795	.788	.790	.806	.815	.824	.817	.817
f	$\times 10^{-3}$	2.56	2.62	2.68	2.63	2.64	2.87	2.94	3.82	2.95	2.95
ΔP_{ss}	kPa	22.3	21.7	21.2	21.5	21.2	14.2	13.9	13.6	13.8	13.6
Heat exch.		Cooler									
β	deg	60					240				
T-tube	°C	720	780	840	780	720	780	840	780	720	780
T-water	°C	25		45		65		25		45	
P	MPa	14.9	15.0	15.0	14.9	14.8	8.13	8.08	8.03	8.13	8.17
T	K	339.8	340.5	341.3	360.6	380.9	323.2	323.4	323.6	343.0	362.7
u	m/s	7.48	7.22	6.96	7.33	7.48	9.38	9.05	8.76	9.29	9.51
Re		6996	6751	6502	6209	5772	5114	4905	4715	4586	4302
ρ	kg/m ³	19.95	19.98	20.01	18.84	17.81	11.72	11.65	11.57	11.06	10.52
ν	mm ² /s	1.070	1.070	1.071	1.181	1.297	1.834	1.847	1.860	2.025	2.212
λ	W/mK	.1728	.1731	.1733	.1799	.1868	.1643	.1643	.1644	.1713	.1782
Nu		22.30	21.80	21.28	20.67	19.75	18.34	17.89	17.48	17.19	16.56
α	W/m ² K	3853	3772	3689	3720	3689	3014	2940	2873	2945	2951
C	W/K	308	298	288	285	276	227	218	210	213	207
Ntu		.302	.306	.311	.316	.324	.321	.327	.332	.336	.346
ϕ		.837	.841	.845	.850	.857	.854	.859	.864	.867	.875
f	$\times 10^{-3}$	3.46	3.49	3.52	3.56	3.63	3.74	3.78	3.82	3.85	3.91
ΔP_{ss}	kPa	1.78	1.67	1.57	1.66	1.66	1.77	1.66	1.56	1.69	1.71
ΔP	kPa	110.7	106.8	103.9	106.8	106.8	96.5	94.6	92.8	93.3	92.0

の検討結果から、設定温度が変化する熱交換器では動粘性係数や密度の影響が大きく、設定温度が変化しない熱交換器では流速の影響が大きいたことがわかる。また、表3に示す熱交換器の熱伝達率は設定温度によりただか5%程度の増減であり、設定温度が上昇している熱交換器ではそれにほぼ追従して作動ガス温度は上昇する。計算結果から、温度変動の振幅はヘリウムと水素の比較結果のように大きく変化しない。熱伝達率と水当量の関係から、各熱交換器におけるユニット数は設定温度の上昇に伴って増大傾向を示す。エネルギー効率はユニット数の増大によって向上するが、その変化は小さいためほぼ同等と言える。

圧力変動の位相角 ζ および圧力比 ϵ の設定温度による変化を図8、9に示す。ヒータチューブ壁温が上昇するほど、位相角と圧力比は大きくなり、冷却水温度が上昇するほど両者は小さくなる。温度条件による影響のような場合には、作動ガス平均温度を用いて温度比を定義すれば、Schmidtの理論を含めた簡易的な計算によって得られる結果と図8、9の結果は定性的には合致する。また図10、11に示すように、サイクル

中で流れの上流側にある作動ガスの温度変動では、位相のずれや温度変動幅の設定温度に対する傾向は圧力変動と同じであることがわかる。したがって、温度条件が変化する場合でも、作動ガスの挙動においては流れの上流側にある温度変動と圧力変動の相対関係は同等である。

図6、7の各仕事量については、圧力変動の位相角と圧力比の設定温度に対する変化から、膨張仕事では位相角と圧力比が同じ作用を及ぼすため、ヒータチューブ壁温の上昇により膨張仕事は増大し、また冷却水温度の上昇により膨張仕事は減少する。しかし、圧縮仕事ではこれらが逆の作用を及ぼし、位相角による影響と圧力比による影響が相殺するため、設定温度による圧縮仕事の変化は小さい。したがって、温度条件がエンジン性能に及ぼす影響に関しては、圧力変動の位相角と圧力比の作用による膨張仕事の変化が支配的であり、エンジン性能はヒータチューブ壁温が上昇するほど向上し、冷却水温度が上昇するほど低下する。

図8 ヒータチューブ壁温が圧力変動の位相角と圧力比に及ぼす影響

図10 ヒータチューブ壁温が上昇した場合の圧縮空間における温度変動

図9 冷却水温度が圧力変動の位相角と圧力比に及ぼす影響

図11 冷却水温度が上昇した場合の膨張空間における温度変動

図 12 膨張空間の作動ガス平均温度がエンジン性能に及ぼす影響についての計算結果と実験結果の比較

4. 実験結果との比較

温度条件がエンジン性能に及ぼす影響を検討した実験結果と比較することにより、計算結果を検証する。

作動ガスはヘリウムであり、それぞれの計算条件を図中に示す。圧力調整回路は作動状態である。

図 12 は実験時に高温部の温度条件として用いた膨張空間の作動ガス平均温度による影響についての比較結果である。また図 13 は冷却水温度による影響についての比較結果である。計算結果と実験結果は良く一致し、これらは膨張空間の作動ガス平均温度および冷却水温度による諸量の変化を良く表している。よって本コードにより、作動ガスの相違や温度条件がエンジン性能に及ぼす影響を十分な精度で評価できる。

5. 結 言

作動ガスがヘリウムと水素のように異なる場合と、温度条件(外部設定温度)が変化する場合について、作動ガスの熱物性がエンジン性能に及ぼす影響を検討した結果、以下の結論を得た。

(1) それぞれの場合における各熱交換器のエネルギー効率、ユニット数の差異が小さいためほぼ同等である。圧力損失は、密度の影響から前者では水素のほうがヘリウムよりも小さく、後者では外部設定温度が上昇するほど減少する。

(2) 水素の圧力変動の位相角はヘリウムよりも大

図 13 冷却水温度がエンジン性能に及ぼす影響についての計算結果と実験結果の比較

きく、圧力比は小さい。また、水素の膨張仕事と圧縮仕事は圧力比の影響によってヘリウムよりも小さいが、水素の図示出力は圧力損失の相違からヘリウムよりも高出力であり、内部変換効率も高効率である。

(3) ヒータチューブ壁温の上昇および冷却水温度の降下によって、圧力変動の位相角と圧力比は大きくなる。この影響は膨張仕事に大きく現れ、エンジン性能は向上する。

(4) 温度条件がエンジン性能に及ぼす影響を検討した実験結果と計算結果を比較したところ、両者は良く一致し、本コードにより、作動ガスの相違や温度条件による影響を十分な精度で評価できる。

本研究は、通産省工業技術院の進める「ムーンライト計画」の一環として、新エネルギー産業技術総合開発機構(NEDO)の委託により行われたスターリングエンジン NS 30 S の研究開発の一部である。

文 献

- (1) 大島・ほか5名、汎用スターリングエンジンの研究開発評価報告書、(1988)、000、産業技術審議会。
- (2) 関谷・寺田、機論、56-527、B(1990)、2121。
- (3) 吉識・高間・上村、機論、50-455、B(1984)、1753。
- (4) 田中・山下・千阪、機論、55-516、B(1989)、2478。