

小温度差熱源で作動する小出力ランキンサイクルの実現可能性

佐々木壮一*・山口朝彦*・森高秀四郎**・早崎翔大***

Feasibility Study on a Small Power Rankin Cycle
Driven by a Low Temperature Difference

by

Soichi SASAKI*, Tomohiko YAMAGUCHI*
Hideshiro MORITAKA** and Shodai HAYASAKI***

We aimed to develop a small power Rankine cycle for supplying an auxiliary power by the hot spring water, which provides a small temperature difference from the ambient temperature. According to the results of the performance test of an actual scroll turbine, the mechanical efficiency of the turbine was approximately 30%. In the comparison among the three kinds of organic refrigerants, the cycle driven by R245fa indicated the lowest power consumption in the feed pump and the highest thermal efficiency. Our analysis indicated that the net output of the cycle was lower than that of the designed output, because the pressure did not reduce to the theoretical value due to the inherent pressure ratio of the volume type turbine.

Key words: Geothermal Energy, Renewable Energy, Waste Heat Recovery, Turbine

1. はじめに

日本は世界第三位の地熱資源を有し、地熱エネルギーは国内において持続可能な社会を形成する上での一つの重要なエネルギー資源になると予想される。この地熱エネルギーを変換する 100kW 級の小規模バイナリー発電システムが、2012 年 7 月の FIT 制度開始とともに市場へ投入されている⁽¹⁾。この小規模バイナリー発電に利用できる国内の地熱エネルギーの包蔵資源量は 833 万 kW であるのに対して、2030 年までの小規模発電の導入見込み量は 24 万 kW であるとの試算がある⁽²⁾。これは国内の小規模地熱発電に対する未利用包蔵資源量の 2.9%に過ぎない。この技術の普及を阻む一つの要因が初期導入コストの高さである。従って、発電装置をさらに小型化させた小出力の分散型システムを構築することは、民需における再生可能エネルギーを普及させることにつながると考えられる。

市川ら⁽³⁾は、中小型船舶用排熱回収ランキンサイクルの開発を目的として、そのコスト低下が期待できる容積式往復動膨脹機を製作した。井上ら⁽⁴⁾は、排熱利用技術一環として、80℃から 90℃程度の温水排熱を熱源にした発電装置を開発した。しかし、このような研究開発の多くは費用と発電量の関係から実用化に至るものが少ない。最新の小規模地熱発電の現状に関する概説においても⁽⁵⁾、分散型システムは地球環境の問題に対する有効な一助となるが、その開発の困難さから普及していないことが報告されている。また、小出力の動力サイクルに特化したタービンに関する研究成果は少なく、同タービンの流体力学的特性に関する試験データは国内外でほとんど公表されていない。

本研究は、小温度差熱源の一つである温泉熱を利用して民需の補助的な電力を供給するための小出力ランキンサイクルの創出を目指すものである。まず、この

平成28年 7月 6日受理

* システム科学部門 (System Science Division)

** 教育研究支援部 (Technical Division)

*** 総合工学専攻 (Department of Advanced Engineering)

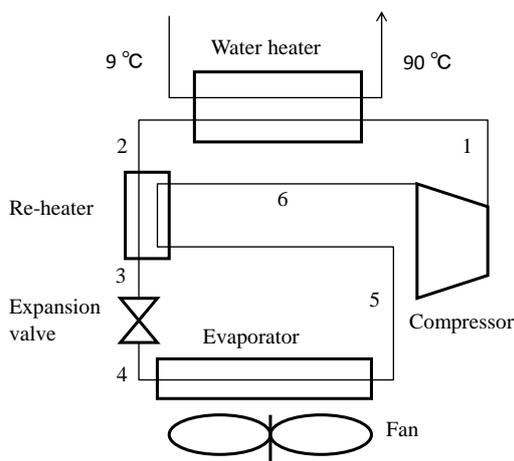


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump cycle

Table 1 Specifications of the heat pump cycle

Heating capacity, kW	4.5
Electricity consumption, kW (for the compressor)	0.98
High pressure, MPa	10.0
Low pressure, MPa	6.40
Working fluid	R744

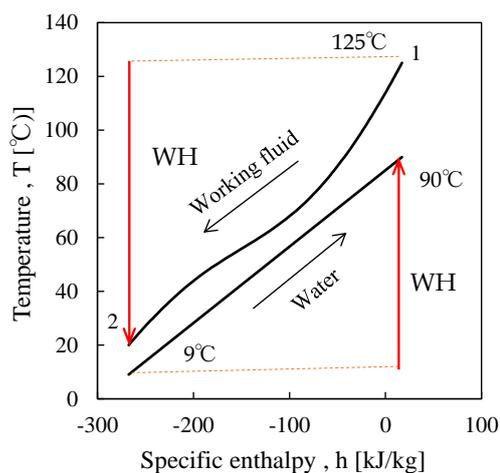
研究の第一歩として、既存のヒートポンプサイクルの循環を高圧ポンプによって反転させた小出力ランキンサイクルの熱力学的な作動条件について考察する。小出力ランキンサイクルを実現させるためには、特に、その主要構成要素である小型タービンの性能を明らかにすることが重要である。そこで、空調機器で利用されている圧縮機をタービンとして転用し、その流体力学的特性を実機試験により明らかにする。これらの結果に立脚して、小出力ランキンサイクルの創出に関する実現可能性とその課題について検討する。

2. 実験装置および測定方法

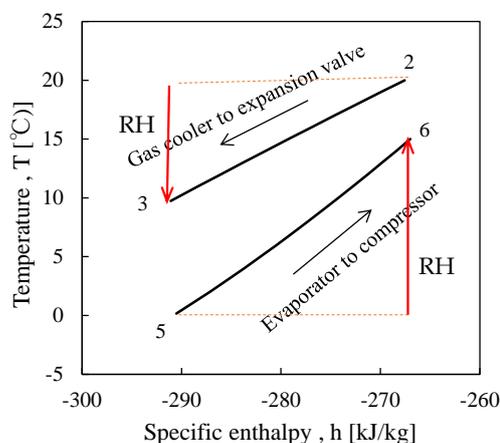
2.1 ヒートポンプサイクル

図1には、基本システムとなるヒートポンプサイクルの概略図が示されている。表1はその構成要素の仕様を整理したものである。このサイクルは、加熱器(1-2)、再生器(2-3)、膨張弁(3-4)、凝縮器(4-5)およびコンプレッサー(6-1)から構成される。コンプレッサーの定格消費電力は0.98kWである。超臨界状態のCO₂でヒートポンプサイクルを構成するために、高圧側の圧力を10.0MPa、低圧側を6.4MPaと仮定した。このヒートポンプサイクルのCOPは4.09である。

図2には、熱交換器のT-h線図が示されている。(a)が加熱器のT-h線図であり、(b)が再生器のものである。作動流体の熱物性値は熱物性データベースPROPATH



(a) Evaporator



(b) Re-heater

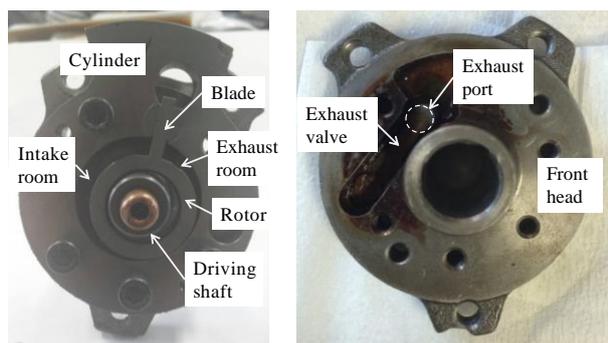
Fig. 2 T-h diagram of the heat exchanger

©によって計算されたものである⁽⁶⁾。ヒートポンプにおける作動流体の温度は、文献⁽⁷⁾⁽⁸⁾を参考にして決定されている。これらの熱交換器の熱移動量がCO₂ランキンサイクルの設計データとして利用される。実機のプレートフィンチューブの冷却性能に関する実機試験では、同図の伝熱性能が概ね得られることを確認している。このとき、熱交換器の加熱量にヒートポンプの定格値4.5kWが与えられると、凝縮器の排熱量は3.4kW、圧縮機の動力は1.1kWとなる。

2.2 容積型タービンの性能試験

図3は容積型圧縮機の外観を示したものである。(a)がヒートポンプサイクルで使用されているロータリーコンプレッサーである。シリンダー容積は3.79ccである。ブレードの左側は吸い込みダクトに接続された膨張室である。ブレードの右側は排出ポートに接続され

小温度差熱源で作動する小出力ランキンサイクルの実現可能性



(a) Rotary type



(b) Scroll type

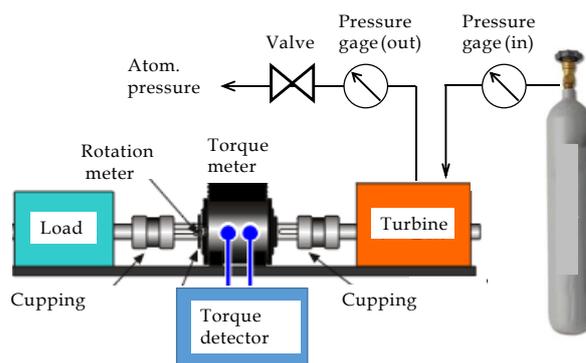
Fig. 3 Volume type compressor

た排出室である。高圧側の作動流体が膨張室に吸い込まれる。駆動軸が偏心回転すると、軸出力が作動流体の膨張による角運動量によって生成される。(b)には軽カーエアコン用のスクロールコンプレッサーが示されている⁽⁹⁾。このコンプレッサーが1回転すると60ccの気体が排出される。

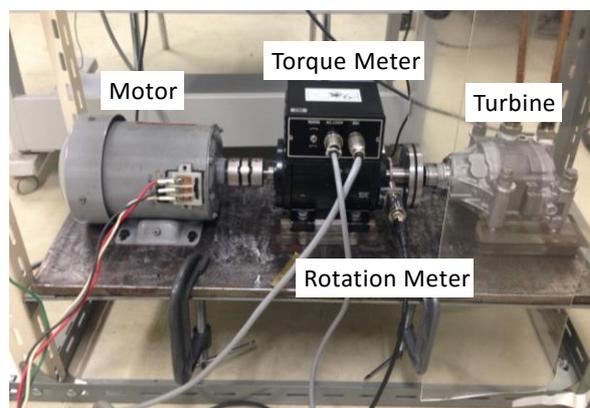
図4はタービン性能の試験方法を示したものである。(a)が試験システムの全体図であり、(b)がそのテストベンチの外観である。タービンの性能試験には高圧の窒素ガスが使用されている。タービン前後の圧力がデジタル圧力計(日本精器, BN-PGD60PL-F1)によって計測される。タービンの軸動力はトルク計(小野測器, SS-020)とトルク検出器(小野測器, TS-2800)によって計測される。駆動軸の回転速度は電磁式回転検出器(小野測器, MP981)で計測される。軸出力に対する反動トルクは三相誘導電動機によって与えられる。タービンの流量 Q 、軸動力 L および効率 η は式(1)によって評価される。

$$Q = NV, L = T\omega, \eta = PQ/L \quad (1)$$

ここで、 N は回転数、 V はタービン容積、 T は軸トルク、 ω は角速度、 P はタービン前後の差圧である。



(a) Total view



(b) Test bench

Fig. 4 Experimental apparatus for the evaluation of the performance of the turbine

3. 結果および考察

3.1 CO₂ ランキンサイクル

図5は、CO₂ ランキンサイクルの構成を示したものである。このサイクルは蒸発器(6-1)、タービン(1-2)、再生器(2-2')、凝縮器(3-4)、高圧ポンプ(4-5)で構成される。温泉熱による熱源を想定して、95℃の温水がこのサイクルの高温熱源として仮定される。タービンから排出された蒸気は再生器で圧縮液と熱交換した後に20℃の周囲空気によって凝縮される。ここでは、圧縮機の機械効率を40%と仮定している。このとき、圧縮機の正味仕事率は392Wになる。シリンダー容積が3.79ccなので、圧縮機的设计流量は6.53L/minになり、その定格回転数は1724rpmになる。

図6には、CO₂ ヒートポンプから転用したロータリータービンについて実験によって測定された出力特性が示されている。図中の凡例はタービン入り口側の基準圧力を示したものである。入力圧力を800kPaに設

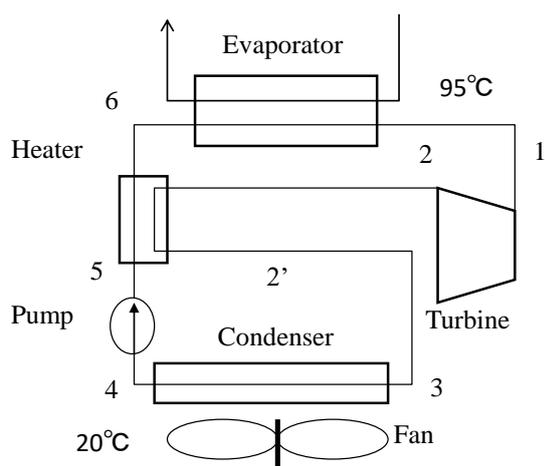


Fig. 5 Schematic diagram of the supercritical CO2 Rankine cycle

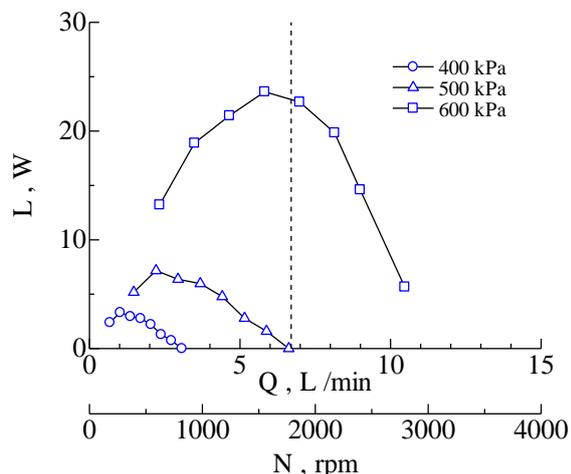


Fig. 6 Characteristics on the shaft power of the rotary turbine

定すると、無負荷のタービンの回転数が 3585rpm となった。この回転数は設計値の 2 倍以上である。本実験装置の構成では機械的な偏心による振動と騒音のため試験が困難になった。入力圧力が 600kPa のとき、最大出力は 24.6W であった。設計点近傍のタービン出力は 23.6W であった。このとき、相似則によって見積もられた設計流量での CO2 ランキンサイクルの出力は 347W になる。このタービン出力の相似性能は、後に図 8 で示されるタービン出力の設計値に近いことがわかる。図 7 はロータリータービンの実測値の効率特性を示したものである。図中の破線は設計点 (6.53 L/min) の流量である。設計点におけるタービンの効率は約 30% になった。

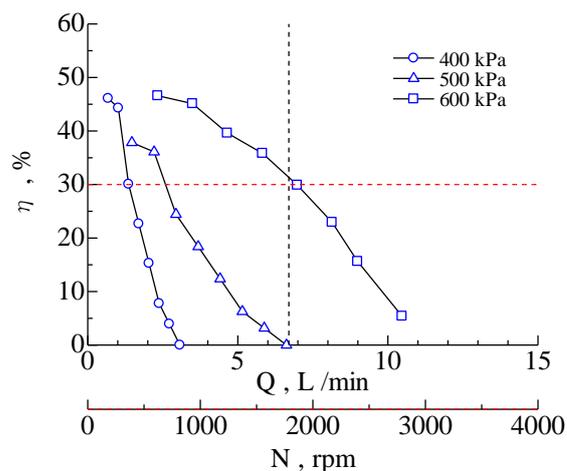


Fig. 7 Characteristics on the efficiency of the rotary turbine

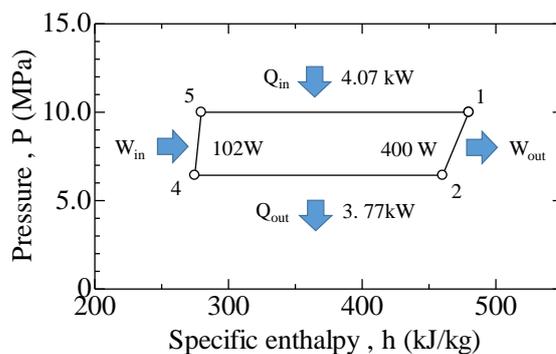


Fig. 8 p-h diagram of the CO2 Rankine cycle

図 8 には、熱物性データベース REFPROP©によって解析された CO2 ランキンサイクルの P-h 線図が示されている。設計流量で CO2 ランキンサイクルが運転されると、蒸発器の高温熱源と冷媒は 4.07kW 熱交換される。このとき、タービンの断熱膨張(1-2)の過程において 400W の出力が得られる。一方、高圧ポンプの圧縮過程(4-5)に必要な動力は 102W なので、熱力学的には 298W の出力を得ることができる。しかし、タービンの効率が約 30%、ポンプの効率が 60%、発電機効率が 95%にそれぞれ仮定されると、ヒートポンプサイクルを基準とした定格の運転状態における CO2 ランキンサイクルの出力は 56W 不足することになる。

3.2 スクロールタービンの性能試験

図 9 はスクロールタービンの圧力比の特性を示したものである。スクロールタービンのシリンダー容積は

小温度差熱源で作動する小出力ランキンサイクルの実現可能性

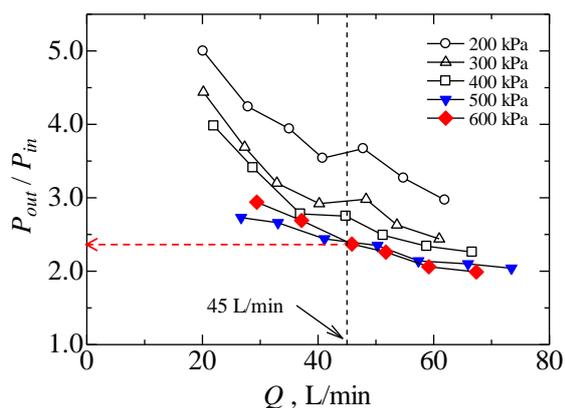


Fig. 9 Characteristics on the pressure ratio of the scroll turbine

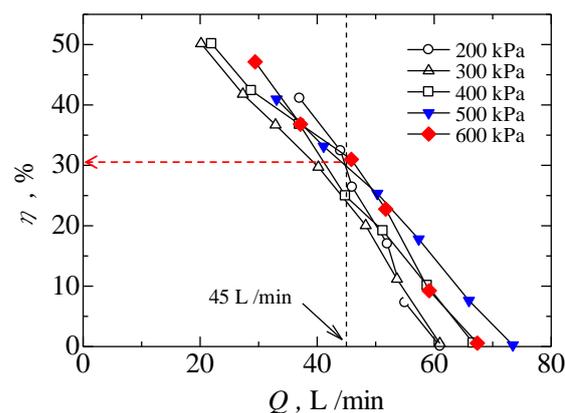


Fig. 11 Characteristics on the efficiency of the scroll turbine

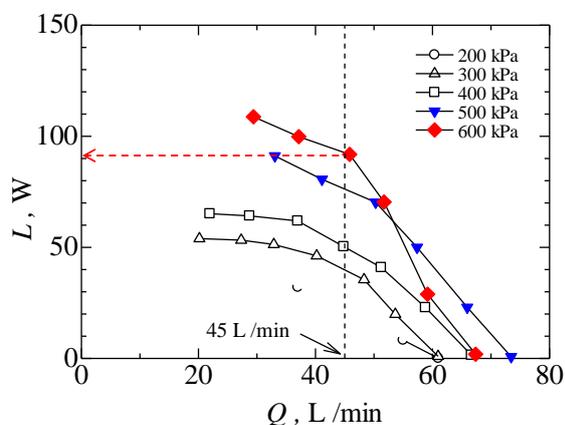


Fig. 10 Characteristics on the shaft power of the scroll turbine

前述のロータリータービンよりも 15 倍大きく、設計上、同じ回転数で 15 倍の出力を得ることができる。圧力比は入口側の圧力と出口側の圧力との比として定義されたものである。入口側の基準圧力が 500kPa を超えると、45L/min 以上の流量では、その圧力比に相似性が表れる。設計点が 45L/min に設定されると、圧力比は約 2.4 になることがわかる。以下の解析では、45L/min が設計流量に設定される。

図 10 には、タービンの軸動力の特性が示されている。軸動力は無拘束条件から 40L/min 近傍まで上昇する。基準圧力 600kPa の設計点での軸動力は約 91.8W であった。基準圧力が 600kPa になると、設計点よりも高流量での出力が低下する。これは、タービン前後の高い差圧によるスクロール内部の漏れに起因するものと考えられる。図 11 はタービン効率の特性を示したものである。タービン入り口圧力 600kPa における設計点近傍の効率は約 30% となった。容積型タービン

Table 2 Summary of the performance of the power cycle

	R134a	R245fa	R32
Evaporator vapor pressure, P_e (MPa)	2.58	0.893	4.04
Condenser vapor pressure, P_c (MPa)	0.665	0.148	1.69
Pressure ratio P_e / P_c	3.88	6.03	2.39
Flow rate, G (L/min)	55.2	96.5	60.7
Pump Power, W_p (W)	204	46.5	305
Turbine Power, W_t (W)	635	470	742
Electric Power, W_e (W)	604	446	705
Net Electric Power, W_e (W)	400		
Cycle Efficiency, η (-)	0.0473	0.0537	0.0312

の効率は火力発電所などで利用される軸流タービンと比較して低いことがわかる。

3.3 実現可能性の検討と今後の課題

表 2 には、有機冷媒と小出力ランキンサイクルの性能の関係がまとめられている。タービンの出力は 400W に設定されている。R245fa による有機ランキンサイクルではタービン入口圧力が 893kPa で最も低くなるとともに、そのポンプ動力も小さくなる。また、3 種類の冷媒物性を比較した範囲では、R245fa によるサイクルの熱効率が 5.37% で最も高くなった。

図 12 は R245fa で作動する有機ランキンサイクルの p-h 線図を示したものである。表 3 には、有機ランキンサイクルの作動条件が整理されている。ORC が R245fa の熱物性値に基づく有機ランキンサイクルの作動条件であり、ORC+ST がスクロールタービンの流体力学的特性を考慮した作動条件である。熱物性値に基づく ORC の作動条件では、高温側と低温側の温度差は 60K、また蒸発器と凝縮器の差圧は 745kPa とな

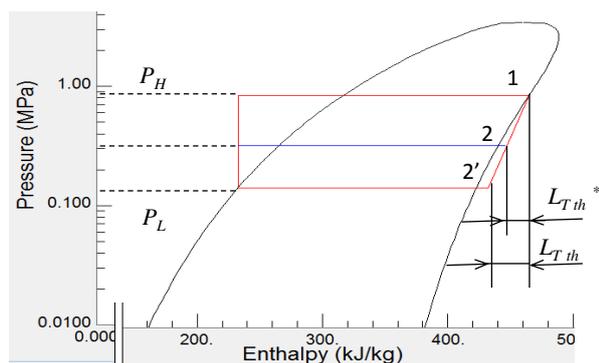


Fig. 12 p-h diagram of the Rankine cycle by the R245fa

Table 3 Summary of the performance of organic Rankine cycle with the scroll turbine

	ORC	ORC + ST
Working Fluid	R245fa	
High Temperature, T_H (K)	358	
Low Temperature, T_L (K)	298	331
Temperature difference, ΔT (K)	60	27
High Pressure, P_H (kPa)	893	
Low Pressure, P_L (kPa)	148	372
Pressure difference, ΔP (kPa)	745	521
Flow Rate, Q (L/min)	45	
Pressure ratio, ϵ	N/A	2.4
Turbine efficiency, η (%)	30.0	
Output, L (W)	214	128

る。設計流量 (45L/min) のとき、タービンの等エントロピー変化による出力は 214W となる(1-2')。しかし、スクロールタービンの試験結果に基づいてタービンの圧力比に 2.4 が与えられると (ORC+ST 参照)、入口圧力 893kPa に対して、出口圧力は 372kPa となる(1-2)。このとき、タービン前後の差圧は 521kPa となり、タービン出力は 128W まで低下する。これは、タービン出口の冷媒を凝縮器に至るまでに等エントロピー膨張させるサイクルとほぼ同等であることを意味する(2-2')。タービンの流体力学的特性を勘案すれば、そのサイクルの出力は熱力学的な考察だけでは見積もることができないことがわかる。

4. おわりに

小温度差熱源によって作動する小出力ランキンサイクルの実現可能性について検討した結果、以下のことがわかった。

(1) ヒートポンプサイクルのロータリーコンプレッ

サーを転用したタービンの機械効率は約 30% であった。ポンプの効率が 60%、発電機効率が 95% にそれぞれ仮定されると、ヒートポンプサイクルの定格運転において CO₂ ランキンサイクルの出力を得ることはできなかった。

- (2) 本研究で利用したスクロールタービンの設計点流量が 45L/min に設定されると、入口側の基準圧力が 500kPa 以上のとき、設計点よりも高流量側の圧力比の特性が相似になった。また、設計流量における同タービンの効率は約 30% になった。
- (3) 三種類の有機冷媒を比較した範囲では、R245fa を作動流体としたランキンサイクルのポンプ動力が最も低くなり、その熱効率は最も高くなった。
- (4) タービン出口側の圧力は容積型タービンの圧力比によって決定される。従って、冷媒物性値に基づく理論的な圧力まで減圧することができず、正味のタービン出力はその圧力比に応じて低下することがわかった。

参考文献

- (1) 例えば、平成 24 年度 小規模地熱発電及び地熱水の多段階利用促進事業の導入課題調査 手引書、エンジニアリング協会、2013.2, pp. 15-21.
- (2) 窪田ひろみ、地熱最新動向、電力中央研究所資料、2015.9, p.4.
- (3) 市川泰久、他 3 名、排熱回収用ランキンサイクルに用いる往復動式膨脹機に関する研究、日本機械学会講演論文集, No. G080012, 2011.9, 5 pages.
- (4) 井上修行、他 2 名、排熱発電装置の開発、日本ガスタービン学会誌, 36(1), 2008.1, pp. 13-18.
- (5) 柴垣徹、分散型小型地熱発電設備の開発、ターボ機械, 44(1), 2016.1, pp.55-59.
- (6) PROPATH Group, Program Packages for Thermophysical Properties of Fluids: PROPATH ver. 13.13.
- (7) R. Yokoyama, et al., Influence of ambient temperatures on performance of a CO₂ heat pump water heating system, Energy, 32, 2007, pp. 388-398.
- (8) Ohkawa, T., et al., Development of Hermetic Swing Compressors for CO₂ Refrigerants, International Compressor Engineering Conference, Paper 1609, 2002, 11 pages.
- (9) 永作英一、他 3 名、スクロールコンプレッサーの開発、デンソーテクニカルレビュー, Vol. 24 No. 2, 1999, 7 pp.15-20.