

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 28 年 6 月 8 日現在

機関番号：17301

研究種目：挑戦的萌芽研究

研究期間：2013～2015

課題番号：25550094

研究課題名(和文) 超臨界CO₂ランキンサイクルを可能にするマイクロスクロールタービンの開発研究課題名(英文) Feasibility study of a small scroll turbine capable of a super critical CO₂ Rankine Cycle

研究代表者

佐々木 壮一 (SASAKI, Soichi)

長崎大学・工学研究科・助教

研究者番号：00304965

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,000,000円

研究成果の概要(和文)：本研究の目的は、小温度差熱源の一つである温泉熱エネルギーによる小出力動力サイクルの創出を目指し、民需用の補助電力となるCO₂ランキンサイクルに関する実現可能性を検討することである。まず、既存のヒートポンプサイクルを高圧ポンプによって反転させたCO₂ランキンサイクルの熱力学的な作動条件をその熱物性値に基づいて解析した。次に、いくつかの容積型圧縮機が膨張機として応用され、それら実機の流体力学的特性が評価されている。これらの結果に立脚して、小出力のCO₂ランキンサイクル創出に関する実現可能性と今後の課題について議論した。

研究成果の概要(英文)：We aimed to create a small power cycle by the small temperature difference such as hot spring thermal energy. The objective of this study is to examine the feasibility of a CO₂ Rankine cycle which becomes the auxiliary power for the civilian demands. First of all, we analyzed the operating conditions of the CO₂ Rankine cycle based on its own thermophysical properties; it composed by a heat pump cycle which was reversed by a high pressure pump. The volume-type compressors are applied as the turbines. The characteristics of the fluid dynamics of the turbine have been evaluated in the test bench composed by the actual turbine. From these results, we discussed feasibility on the creation of the small-power CO₂ Rankine cycle and its future works.

研究分野：流体工学，流体機械工学，空力音響学

キーワード：ターボ機械 流体工学 再生可能エネルギー 流体熱物性 動力サイクル

1. 研究開始当初の背景

日本は世界第三位の地熱資源を有し、地熱エネルギーは日本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。しかし、100kW級のバイナリー発電の初期導入コストの高さがその技術の拡大を阻む要因となっている。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。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。

1987年のモントリオール議定書が採択されて以来、冷凍空調機械の作動流体には自然冷媒が採用されるべきとの考えが提唱されている。CO₂は自然冷媒の中でも地球温暖化に与える影響が極めて小さい。自然冷媒であるCO₂の臨界温度は31℃であるため、地熱エネルギーのような小温度差熱源によって相変化させることができる。一方、その臨界圧力は7.4MPaであるために、大規模な発電プラントでCO₂ランキンサイクルを構成することは困難である。例えば、温泉熱のような小温度差の地熱エネルギーの変換に対して小出力のCO₂ランキンサイクルを構築させることの実現可能性は高く、このことは再生可能エネルギーによる小規模分散型の動力サイクルを提供することにつながる。更に、日本にはCO₂を作動流体としたヒートポンプサイクルに関して世界でも突出した技術がある。このヒートポンプサイクルの要素技術を動力サイクルに応用することができれば、小出力のCO₂ランキンサイクルを創出できる可能性がある。

しかし、これまでの先行研究で小出力のCO₂ランキンサイクルが実用化された事例の報告はない。また、小出力の動力サイクルにおける主要な構成要素である小型タービンに関する研究成果は少なく、そ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。

2. 研究の目的

本研究の目的は、小温度差熱源の一つである温泉熱エネルギーにより民需用の補助的な電力を提供するためのCO₂ランキンサイクルの創出を目指すものである。この目的を達成するために、まず、(1)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CO₂ランキンサイクルの熱力学的な作動条件について検討する。次に、(2)いくつかの容積型圧縮機を膨張機として応用し、それら実機の流体力学的特性を試験する。小出力

のCO₂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。これらの結果に立脚して、(3)小出力のCO₂ランキンサイクル創出に関する実現可能性と今後の課題について検討する。

3. 研究の方法

(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。ロータリーコンプレッサーの消費電力は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、高圧側の圧力が10.0MPa、低圧側が6.4MPaに設定される。圧縮機の機械効率が41%に設定されると、圧縮機内部の作動流体の流量は約6.7L/minとなる。図2には、再生器のT-h線図が示されている。作動流体の熱物性値は熱物性データベースPROPATH©によって解析されたものである。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、同図の再生器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、熱交換器の加熱量は4.5kW、凝縮器の排熱量は3.4kW、圧縮機の動力は1.1kWとなる。

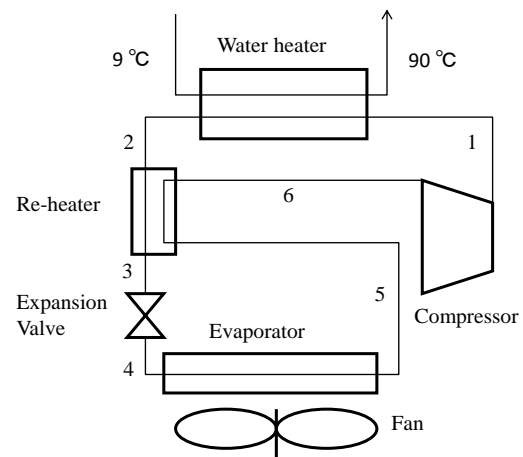


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump cycle

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	6.4
Flow Rate , L / min	6.7
Working Fluid	R744

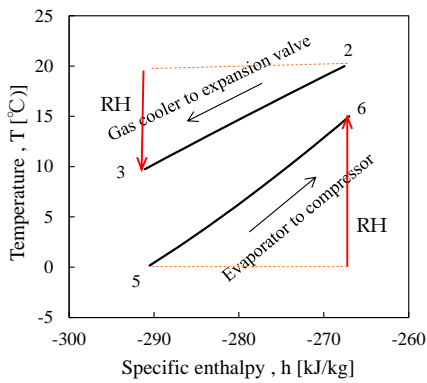


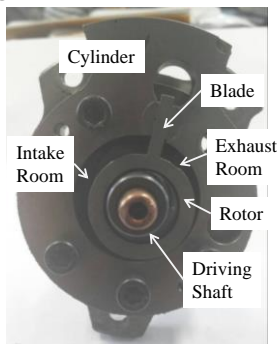
Fig. 2 T-h diagram of the re-heater

(2) 小型タービンの性能試験

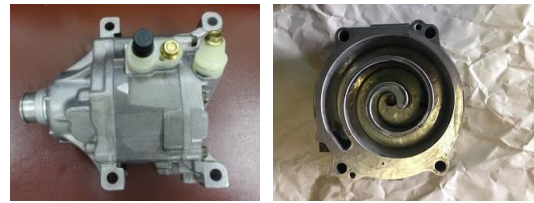
図3は容積型圧縮機の外観を示したものである。(a)がヒートポンプサイクルで使用されているロータリーコンプレッサーである。シリンダーの容積は約4mLである。ブレードの左側は吸い込みダクトに接続された膨張室である。ブレードの右側は排出ポートに接続されている排出室である。高圧側の作動流体が膨張室に吸い込まれる。駆動軸が偏心回転すると、軸出力が作動流体の膨張による角運動量によって生成される。(b)には、スクロールコンプレッサーが示されている。このコンプレッサーが1回転すると60ccの気体が排出される。図4はタービン性能の試験方法を示したものである。タービンの性能試験には高圧の窒素ガスが使用されている。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)によって評価されている。

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

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



(a) Rotary compressor



(b) Scroll compressor

Fig. 3 Volume type compressor

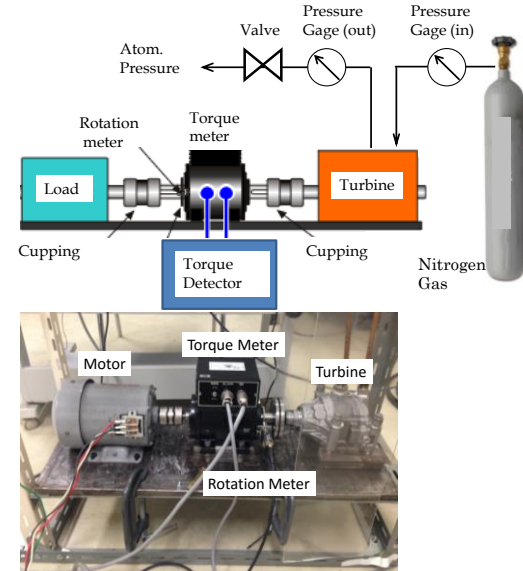


Fig. 4 Experimental apparatus for the evaluation of the performance of the turbine

4. 研究成果

(1) CO₂ ランキンサイクル

図5には、CO₂ ランキンサイクルの構成が示されている。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)、高圧ンプ(4-5)で構成される。温泉熱による熱源を想定して、95°C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20°Cの周囲空気によって凝縮される。図6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(6.7 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。図7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、蒸発器側の高温熱源と冷媒は4.2kW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)で必要な動力は102Wなので、熱力学的には278Wの出力を得ることができる。しかし、タービンの機械効率が約30%、ポンプの機械効率が60%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でのCO₂ ランキンサイクルの出力は56W不足することになる。

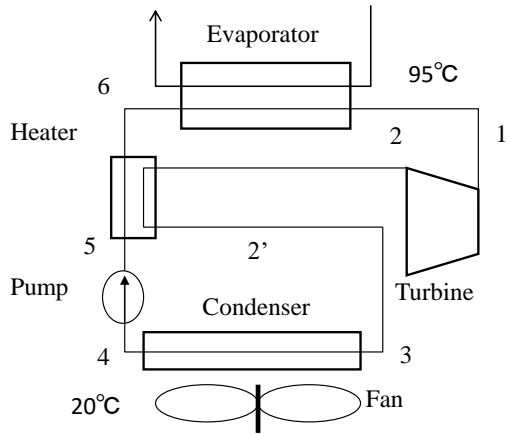


Fig. 5 Schematic diagram of the supercritical CO₂ Rankine cycle

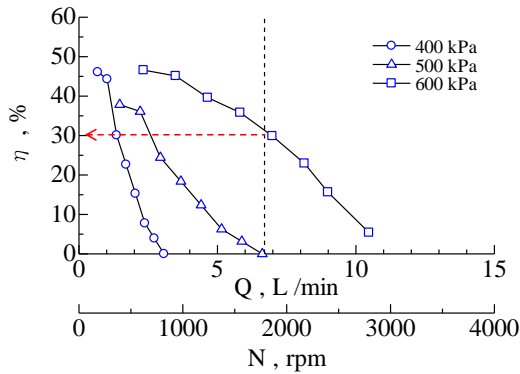


Fig. 6 Characteristics on the efficiency of the rotary turbine

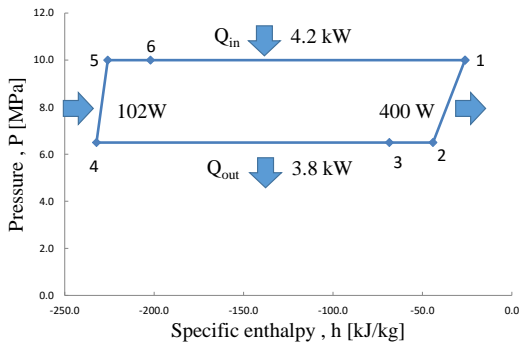


Fig. 7 p-h diagram of the CO₂ Rankine cycle

(2) スクロールタービンの性能試験

被試験装置であるスクロールタービンの容積は前述のロータリータービンよりも 15 倍大きく、設計上、同じ設計流量で 15 倍の出力を得ることができる。図 8 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。図中の凡例はタービン入口側の基準圧力である。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。設計点を 45L/min に設定すると、その圧力比は約 2.4 になる。図 9 には、タービンの軸動力の特性が示されている。タービ

ンの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 10 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。

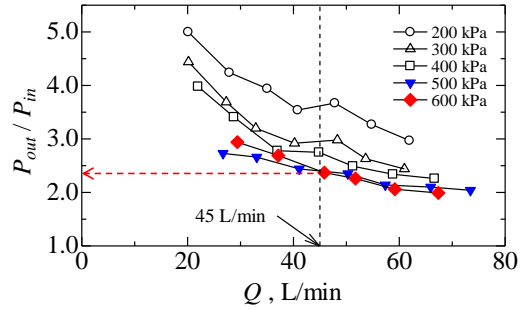


Fig. 8 Characteristics on the pressure ratio of the scroll turbine

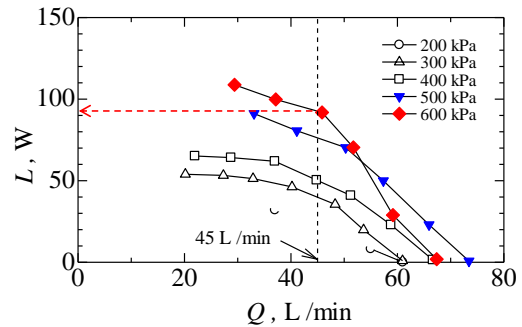


Fig. 9 Characteristics on the shaft power of the scroll turbine

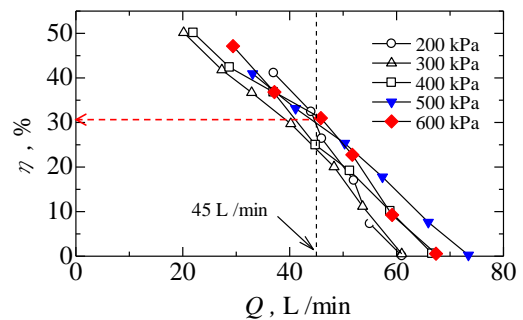


Fig. 10 Characteristics on the efficiency of the scroll turbine

(3) 実現可能性の検討と今後の課題

表 2 には、小出力ランキンサイクルにおける冷媒とその物性値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。CO₂ (R744) で既定の出力を得るためには、ポンプ動力が約 8.1kW、流量が 319L/min 必要になり、その実現可能は低いことがわかる。一方、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 829kPa 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、4 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 5.92% で最も高くなった。図 11 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 744kPa となる。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、入口圧力 892kPa に対して、出口圧力は 371kPa 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が凝縮器に至るまで等エントルピー膨張することを意味する (2-2')。タービンの流体力学的特性を勘案すれば、その出力は熱物性値だけでは見積もることができないことがわかる。この問題を解決するためには、多段式の小型タービンによって圧力を回収するなどの対策が必要になる。

Table 2 Summary of the performance of the power cycle

	R744	R134a	R245fa	R32
Evaporator vapor pressure, P_e (MPa)	10.0	2.93	0.892	4.04
Condenser vapor pressure, P_c (MPa)	6.40	0.665	0.148	1.69
Pressure ratio, P_e / P_c	1.56	4.40	6.02	2.39
Flow rate, G (L/min)	319	24.7	60.0	30.4
Pump Power, W_p (W)	8092	139	27.0	153
Turbine Power, W_t (W)	8492	539	427	552
Electric Power, W_e (W)	400			
Cycle efficiency, η (%)	0.21	4.69	5.92	3.53

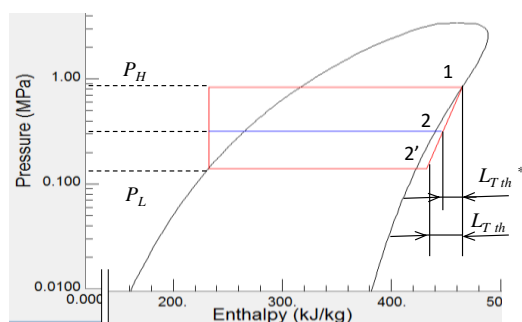


Fig. 11 p-h diagram of the Rankine cycle by the R245fa

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)	892	
Low Pressure, P_L (kPa)	148	371
Pressure difference, ΔP (kPa)	744	521
Flow Rate, Q (L/min)	45	
Pressure ratio, ϵ	N/A	2.4
Turbine efficiency, η (%)	30.0	
Output, L (W)	214	128

5. 主な発表論文等

[雑誌論文] (計 1 件)

(1) Soichi Sasaki, Tomohiko Yamaguchi, Hideshiro Moritaka, and Tomoyuki Yokoyama, Evaluation of Dynamic Performance of a Super Critical CO₂ Rankine Cycle Converted from a Commercial Heat Pump System, Proceedings of the 12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 査読無, 2015, 5 pages.

[学会発表] (計 8 件)

(1) 早崎翔大, 佐々木壮一, 山口朝彦, 小温度差熱源で作動する小型ランキンサイクルの性能に及ぼす冷媒物性の影響, 日本機械学会九州支部第 69 期総会・講演会, 2016.3.15, 熊本大学 (熊本市)

(2) 渡邊耕介, 佐々木壮一, 森高秀四郎, 小温度差熱源で作動する小型ランキンサイクルのスクロールタービンに関する研究, 日本機械学会九州学生会第 47 回卒業研究発表講演会 (優秀講演賞受賞), 2016.3.4, 鹿児島高専 (霧島市)

(3) 早崎翔大, 佐々木壮一, 山口朝彦, 森高秀四郎, 小温度差熱源で作動する CO₂ ランキンサイクルの動力学的特性の評価, 日本機械学会九州支部長崎講演会, 2015.9.25, 長崎大学 (長崎市)

(4) 横山智之, 山口朝彦, 佐々木壮一, 森高秀四郎, 金丸邦康, 桃木悟, 温泉熱源による超臨界 CO₂ ランキンサイクルの可能性評価, 日本機械学会九州支部第 68 期総会講演会, 2015.3.13, 福岡大学 (福岡市)

(5) Tomoyuki Yokoyama, Tomohiko Ymaguchi, Souichi Sasaki, Kuniyasu Kanemaru, Satoru Momoki, Cost Evaluation of Super Critical CO₂ Rankine Cycle Driven by Low Temperature Heat Source like Hot Spring, Joint Symposium of Sister University of Mechanical Engineering, 2014.8.16, Yokohama City Kaiko Kinen Kaikan (横浜市)

(6) 佐々木壮一, 出力 400W の超臨界 CO₂ ラ

ンキンサイクルの開発と展望, 平成 26 年度
小浜温泉バイナリー発電スケール対策実証
事業 (招待講演), 2014.11.28, 小浜公会堂 (雲
仙市)

(7) 佐々木 壮一, 小規模地熱発電を実現する
スクロール膨張機の開発と分散型エネルギ
ーシステムの展望, エネルギー・資源学会「再
生可能エネルギーに関する調査研究」調査委
員会, 2013.11.14, 小浜 E キャンレッジセン
ター (雲仙市)

(8) 佐々木 壮一, オーガニックランキンサイ
クルの開発と分散型バイナリー発電システ
ムの展望, 京都大学・長崎大学合同研究会「再
生可能エネルギーワークショップ」,
2013.9.10, ハイランドしらびそ (飯田市)

6. 研究組織

(1) 研究代表者

佐々木 壮一 (SASAKI, Soichi)
長崎大学・工学研究科・助教
研究者番号: 00304965

(2) 研究分担者

山口 朝彦 (YAMAGUCHI, Tomohiko)
長崎大学・工学研究科・准教授
研究者番号: 00284711

馬越 孝道 (UMAKOSHI, Koudo)
長崎大学・水産・環境科学総合工学研究科
(環境)・准教授
研究者番号: 30232888

(3) 連携研究者

森高 秀四郎 (MORITAKA, Hideshiro)
長崎大学・工学研究科・技術職員
研究者番号: 90315226