

R245fa を作動流体とした小出力有機ランキンサイクルの テストプラントの開発

佐々木壮一*・山口朝彦*・森高秀四郎**・原田瑠偉***

Development of Test Plant for Small Output Organic Rankine Cycle using R245fa as Working Fluid

by

Soichi SASAKI*, Tomohiko YAMAGUCHI*
Hideshiro MORITAKA** and Rui HARADA***

In this study, the test plant of a small output Organic Rankine Cycle (ORC), that is employed R245fa as working fluid, operated by low grade heat source is actually manufactured; the performance is discussed based on its measurement value. The evaporator of the arbitrary heat pump is adapted as the condenser of the test plant; the mass-produced scroll compressor for the automobile-use air conditioner is diverted to the turbine, and the characteristic of the turbine alone was evaluated. To introduce these devices for the ORC contributes for the progress of the feasibility on the own manufacturing. The test plant is designed based on the specification of the condenser. 67.1 W thermodynamic output was obtained in the produced test plant. The measured turbine efficiency at the operating point was about 14.9%. Under the design conditions of the flow rate 59.4 L/min and the turbine differential pressure 268.3 kPa, even if the power consumption of the cooling fan was subtracted, the ORC could generate 20.1 W output.

Key words : *Energy System, Energy Conversion, Renewable Energy, Waste Heat Recovery*

1. はじめに

地熱エネルギーに代表される低温熱源は安定的に発電を行うことが可能なエネルギー源である。その発電システムの開発には時間とコストがかかるため、投資リスクの軽減、送配電網の整備、円滑に導入するための地域と共生した開発が必要となる。この低温熱源の分類は温度レベルによって、低温 (<230 °C)、中温 (230–650 °C)、高温 (>650 °C) に区別される⁽¹⁾。温泉排熱は低温熱源の一つである。現在、多くの温泉では、浴用に利用することができない温水が海や川に捨てられている。しかし、ここ10年、このような小温度差熱源を利用したオーガニックランキンサイクル

(以下、ORC) が実用化されている⁽²⁻⁵⁾。実用化のための ORC の研究では、事業採算性の観点から 20kW 以上のものが多い。この 20kW 以上の ORC の多くは、そのスケールメリットによって有効な出力を提供できることが確認されている。一方、20kW 未満の小出力の ORC はスケールメリットの観点からその実現可能性が低いとされてきた。しかし、近年になって、出力 5kW 未満の ORC の研究成果が報告されるようになってきた⁽⁶⁻⁸⁾。このような小出力 ORC は、発電所の初期投資リスクを緩和し、分散型エネルギーシステムの普及に貢献する。しかし、従来の多くの研究では、小出力 ORC の実現可能性についての検討が十分ではな

平成30年12月12日受理

* システム科学部門 (Division of System Science)

** 教育研究支援部 (Technical Division)

*** 工学部工学科 (School of Engineering)

かった。一方、現在、ヒートポンプが一般家庭に普及していることを考えると、その交換熱量と同等の小出力の動力サイクルを実用化できる可能性はある。

そこで、この研究では、小温度差熱源によって作動するR245faを作動流体とするORCのテストプラントを実際に製作し、ランキンサイクルの性能をその実測値に基づいて議論する。まず、ORCを構成する機器とそのテストプラントの熱力学的な設計法を整理する。このテストプラントの凝縮器には市販のヒートポンプサイクルの蒸発器が転用され、タービンには量産されている自動車用カーエアコンのスクロールコンプレッサーが転用されている。これらの機器をORCに採用することは、小出力ORCの実現可能性の向上に貢献する。さらに、ORCのテストプラントとスクロールタービンの性能を計測した結果に基づいて、小温度差熱源で作動するORCの出力性能とその課題について議論する。

おもな記号

C_p	水の比熱, kJ/(kg · K)
$h_1 \sim h_4$	エンタルピー, kJ/kg
L	パイプ長さ, m
m_R	作動流体の質量流量, kg/s
m_w	水の質量流量, kg/s
Q_c	凝縮器の交換熱量, kW
Q_e	蒸発器の交換熱量, kW
q	熱流束, W/m ²
$s_1 \sim s_4$	エントロピー, kJ/(kg · K)
T_c	低温熱源の温度, K
T_H	高温熱源の温度, K
$T_1 \sim T_4$	温度, K
T	トルク, N m
η	効率
ρ	密度, kg/m ³
ω	回転数, rad/s

2. 実験装置および測定方法

ORCの作動流体には、先行研究⁹⁾に基づいてR245faが使用される。ORCの高温熱源は、長崎の小浜温泉の温水の温度を参考にして95°Cに仮定する。このとき、ピンチ温度 ΔT が10°Cに設定されると、作動流体の最高温度は85°Cになる。低温熱源の温度は5月の平均気温25°Cに仮定される。蒸発器入口のピンチ温度も10°Cとなるように設計する。ORCの熱物性の解析には、REFPROPが利用されている。蒸発器の内部では、作動流体の圧力が480k Paのとき、温水との交換熱量が最大になる。蒸発器の内部で温水と作動流体の交換熱量

Table 1 Summary the specifications of the evaporator

Fluid	Hot water		HFC245fa	
	inlet	outlet	inlet	outlet
Position				
Temperature, °C	95.0	66.9	35.0	85.0
Heat exchange, kW	3.9		3.9	
Pressure, Pa	101.33		480.0	
Mass flow rate, kg/s	0.0171			

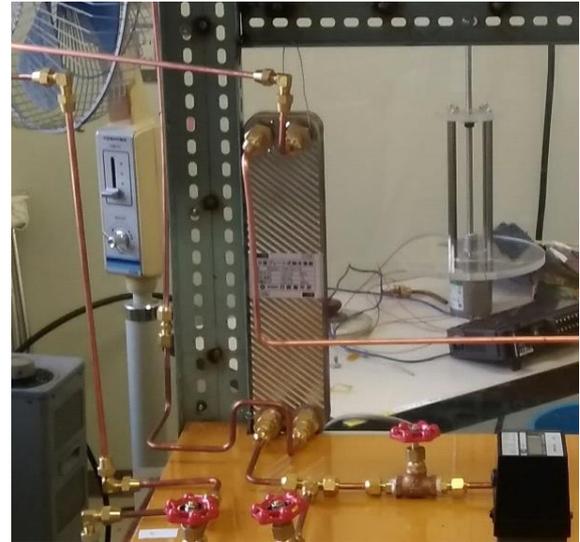


Fig. 1 Evaporator (3.9 kW, 0.0171 kg/s)

が等しいと仮定すると、温水 1kg/s 当たりの作動流体の流量 m_R は式(1)となる。

$$m_R = \frac{m_w C_p \{(T_3 + \Delta T) - (T_2' + \Delta T)\}}{h_3 - h_2'} \quad (1)$$

このとき、温水 1kg/s 当たりの作動流体の流量は約 0.517kg/s となる。温水の流量を 2.0 L/min (0.033 kg/s) に仮定すると、作動流体の流量は 0.0171 kg/s となる。温水の供給熱量と R245fa の受熱量は等しいので、熱交換器出口での温水の温度 T_L は式(2)となる。

$$T_L = T_H - \frac{m_R (h_3 - h_2)}{m_w C_p} \quad (2)$$

このとき、温水の温度は $T_L = 66.9^\circ\text{C}$ となる。高温熱源の流量が 2.0 L/min のときの蒸発器の交換熱量は 3.9kW となる。表 1 は蒸発器の設計仕様をまとめたものである。この仕様に基づいて図 1 の熱交換器が製作されている。

ORCの凝縮器には、システムの実現可能性を向上させるために、図 2 の市販のヒートポンプシステム (DAIKIN, RQW45NV) の蒸発器が転用されている。

R245faを作動流体とした小出力有機ランキンサイクルのテストプラントの開発

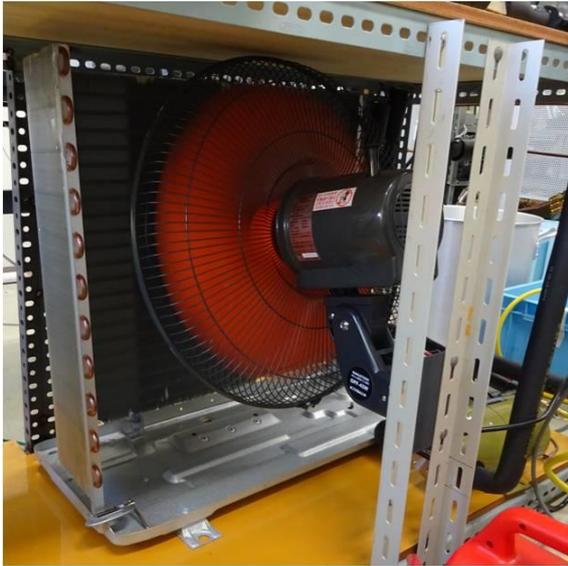


Fig. 2 Condenser (3.6 kW, 0.0152 kg/s)

Table 2 Summary of the performance of the heat pump

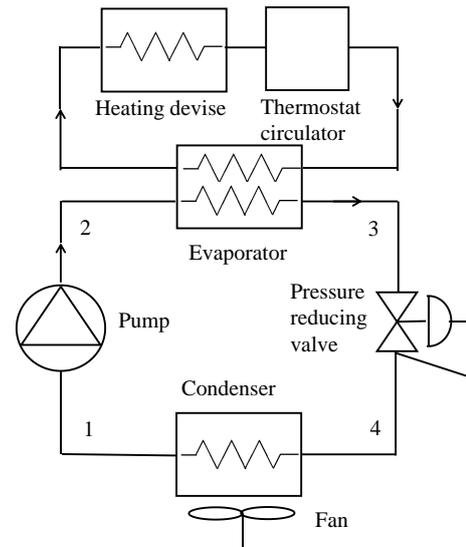
Heat capacity, kW	4.5
Cooling capacity, kW (estimated)	4.0
Electric consumption, kW	0.945
Mass flow rate, kg/s (estimated)	0.0152
Refrigerant	R744
Enclosed capacity, kg	0.9

表2はヒートポンプシステムのカタログの性能をまとめたものである。このヒートポンプユニットの加熱能力は4.5kWである。ヒートポンプサイクルの運転条件から推定される作動流体の流量は0.0152kg/sになる。この流量は表1の蒸発器の設計流量と同程度である。同じ時期に同じ会社から発売されたエアコン（DAIKIN, ECOZEAS80 P45）の暖房使用時の性能が、ヒートポンプユニットと同程度であると仮定する。暖房使用時に4.5kWの加熱能力を有すエアコンは、冷房使用時に4.0kWの冷却能力である。ORCにおける凝縮器の交換熱量 Q_c は式(3)により評価される。

$$Q_c = m_R(h_4 - h_1) \quad (3)$$

このとき、凝縮器の交換熱量は約3.6kWになる。ヒートポンプシステムの凝縮器の交換熱量は4.0kWなので、この凝縮器はORCサイクルの構成要素として有効であることがわかる。

図3は実際に製作されたテストプラントである。95.0°Cの温水が流量2.0L/minで蒸発器に流入すると、その温水は熱交換後に66.9°Cで排出される。そのため、



(a) Schematic view



(b) Overall view

Fig. 3 Test plant of the ORC

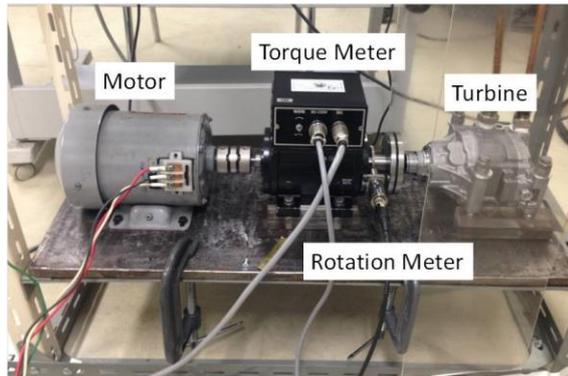
Table 3 Summary the thermophysical properties of the HFC245fa

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	308.1	0.2117	1310.9	245.8	1.157
2	308.3	0.4800	1311.6	246.0	1.157
3	358.2	0.4800	23.85	474.6	1.843
4	336.7	0.2117	10.69	458.2	1.843

この蒸発器で冷却された温水は断熱容器内のヒーターによって再加熱される。ORCを構成する機器前後の計10点の温度が熱電対とデータロガー（GRAPHTECH, GL240）によって計測される。蒸発器を通過した点3の作動流体の相変化の状態を、サイトグラスにより確認することができる。サイクルのタービン部分には、蒸気用減圧弁（YOSHITAKE, GD-30）が代用されている。作動流体の輸送にはギアポンプ（IWAKI, MDG-M4T6B100）が用いられている。ポンプの入口側（点1）



(a) Scroll compressor

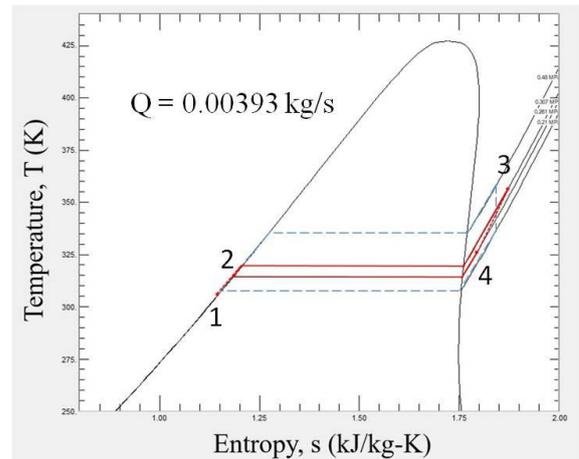


(b) Overall view of the test bench

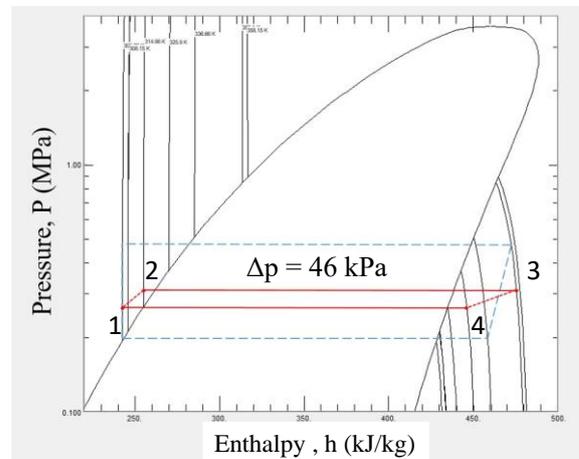
Fig. 4 Measurement method of the turbine performance

にもサイトグラスが取り付けられ、ポンプに流入する作動流体の状態を確認することができる。圧力の測定位置は、ポンプ出口(点2)、蒸発器出口(点3)、減圧弁出口(点4)の3か所である。ファンの消費電力は電力計(HIOKI, PW3360-91)によって計測される。表3はORCの各点における作動流体の物性値を整理したものである。これらの熱物性値が用いられると、サイクルの理論熱効率は約7.1%になる。

図4はタービン性能とその試験装置を示したものである。(a)がスクロールコンプレッサー、(b)がテストベンチの全体図である。この研究では、カーエアコン用のスクロールコンプレッサーがタービンに転用されている。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。このコンプレッサーが一回転すると、60ccの気体が排出される。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。タービン効率 η_t は式(4)によって評価される。



(a) T-s diagram (measurement)



(b) p-h diagram (measurement)

Fig. 5 Steam diagram of the measurement values in the test plant of ORC

$$\eta_t = \frac{T\omega}{(p_{in} - p_{out})Q} \quad (\because Q = NV/60) \quad (4)$$

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。

3. 結果および考察

図5はテストプラントの実測値の蒸気線図を示したものである。(a)が $T-s$ 線図であり、(b)が $p-h$ 線図である。いずれも、破線が設計値であり、実線が実測値である。温水と作動流体の交換熱量から推定される作動流体の流量は0.00393kg/sであった。蒸発器(2-3)の供給熱量は約866.6Wであるのに対して、凝縮器(4-1)の放熱量は799.5Wであった。従って、このテストプラントでは最大67.1Wの仕事率を取り出すことがで

R245faを作動流体とした小出力有機ランキンサイクルのテストプラントの開発

きる。作動流体は蒸発器出口で蒸気となり、凝縮器出口では液相になることが観察されている。設計上のタービン前後の差圧が 268kPa であるのに対して、減圧弁前後の実測値の差圧は 46kPa であった。テストプラントの流量と差圧は、いずれも設計条件を大きく下回る。今後、ORC の熱効率を改善するためには、高性能タービンを開発することなどが必要になる。

図 6 には、スクロールタービンの圧力特性が示されている。(a)がタービン差圧であり、(b)が圧力比である。図中の凡例は、タービン入口側の平均圧力である。ORC におけるタービンの設計流量は 59.4L/min であり、タービン差圧は 268.3kPa である。このとき、設計点での実測値の圧力比は 2.22 となる。

図 7 はスクロールタービンの出力特性を整理したものである。(a)が軸出力であり、(b)がタービン効率である。設計点での軸出力は 38.9W である。このとき、設計点でのタービン効率は 14.9%になる。表 4 は ORC の性能を整理したものである。タービンとポンプ効率を加味した ORC のサイクル効率は式(5)によって評価される。

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) \eta_t}{h_3 - h_2} - \frac{h_2 - h_1}{(h_3 - h_2) \eta_p} \quad (5)$$

ここで、 η_p はポンプ効率である。ここでは、 $\eta_p = 0.6$ が仮定されている。ORC の熱効率は 0.92%になる。冷却ファンの消費電力は 16W を差し引いても、この ORC から 20.1W の正味仕事率を取り出すことができる。

4. おわりに

温泉の温水を高温熱源に設定した小温度差熱源による ORC の実現可能性について検討した。作動流体には、R245fa が採用されている。このテストプラントは、市販のヒートポンプサイクルの凝縮器の仕様を基準として設計された。製作されたテストプラントでは、67.1W の熱力学的な出力を得ることができた。自動車用カーエアコンのスクロールコンプレッサーをタービンに転用し、そのタービン単体の特性を評価した。設計点における実測値のタービン効率は約 14.9%であった。流量 59.4L/min、タービン差圧 268.3kPa の設計条件では、冷却ファンの消費電力が差し引かれても、この ORC は 20.1W の出力を取り出すことができた。

謝辞：本研究は JSPS 科研費 16K00653 の助成を受けたものです。

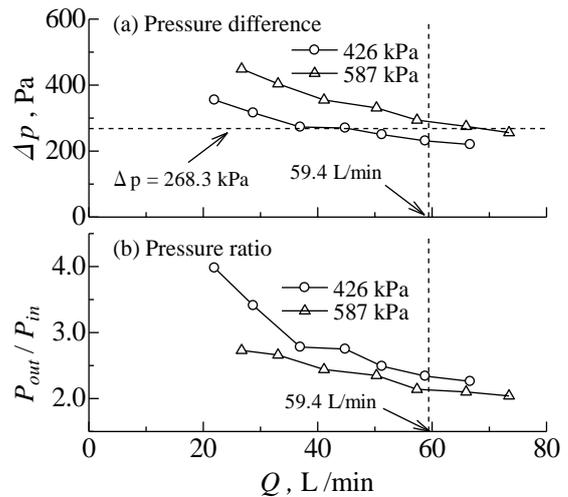


Fig. 6 Pressure characteristics of the scroll turbine

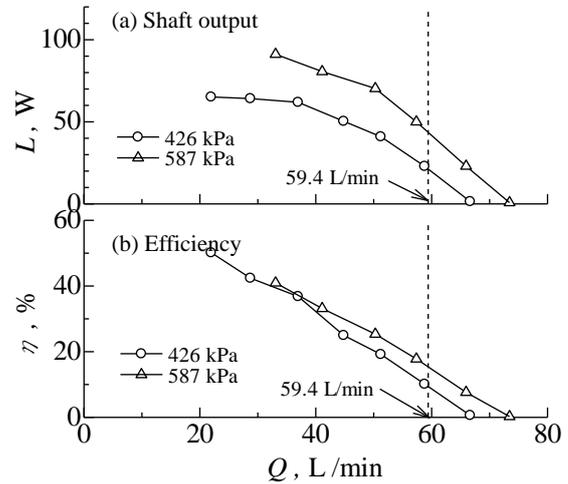


Fig. 7 Output characteristics of the scroll turbine

Table 4 Summary of the ORC performance

Mass flow rate, kg/s	0.0171	
Density, kg/m ³	17.3	
Volume flow rate, m ³ /min	59.4	
Turbine efficiency	0.149	measurement
Pump efficiency	0.6	assumption
Turbine output power, W	280.4	
Pump power, W	3.4	
Theoretical output power, W	277	
Net output power, W	36.1	
Thermal efficiency	0.923	
Theoretical output, W	36.1	
Electric consumption (fan), W	16.0	measurement
ORC output power, W	20.1	

参考文献

- (1) Bertrand F, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (8), pp. 3963-3979, 2011.
- (2) Kuo, C.-R., Hsu, S.-W., Chang, K.-H., Wang, C.-C., Analysis of a 50kW organic Rankine cycle system, *Energy*, 36 (10), pp. 5877-5885, 2011.
- (3) Lee, Y.-R., Kuo, C.-R., Wang, C.-C., Transient response of a 50 kW organic Rankine cycle system”, *Energy*, 48 (1), pp. 532-538, 2012.
- (4) Lee, Y.-R., Kuo, C.-R., Liu, C.-H., Fu, B.-R., Wang, C.-C., Response of a 50 kW organic Rankine cycle system subject to influence of evaporators, *Energy Procedia*, (61), pp. 635-638, 2014.
- (5) Hsieh, J.-C., J.-C., Fu, B.-R., Wang, T.-W., Cheng, Y., Lee, Y.-R., Chang, J.-C., Design and preliminary results of a 20-kW trans-critical organic Rankine cycle with a screw expander for low-grade waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 110, pp. 1120-1127, 2017.
- (6) Muhammad, U., Imran, M., Lee, D.H., Park, B.S., Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam, *Energy Conversion and Management*, 103, pp. 1089-1100, 2015.
- (7) Pu, W., Yue, C., Han, D., He, W., Liu, X., Zhang, Q., Chen, Y., Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, 94, pp. 221-227, 2016.
- (8) Jiang, L., H.T. Lu, L.W. Wang, P. Gao, F.Q. Zhu, R.Z. Wang, A.P. Roskilly, Investigation on a small-scale pumpless Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by the low temperature heat source, *Applied Energy*, 195, pp.478-486, 2017.
- (9) Sasaki, S., Hayasaki, S., Yamaguchi, T. Moritaka, H., Feasibility Study of a Compact Organic Rankine Cycle Based on Performance of a Fluid Machinery, *Proceedings of the 13th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, ISAI13-S-0084, 6 pages, 2017.