温排水を用いたカーリーナサイクルの性能解析 および最適組成に関する研究*

櫛部 光 央^{*1}, 池 上 康 之^{*2}

Performance Analysis on Optimum Mass Fraction of Working Fluid for Kalina Cycle Using Warm Wastewater

Mitsuteru KUSHIBE^{*3} and Yasuyuki Ikegami

^{*3} Technical Department, Xenosys Inc.,
3-12-16 Mita, Minato-ku, Tokyo, 108-8328 Japan

A performance analysis is carried out for Kalina cycle power generation utilizes warm wastewater as a heat source. The Kalina cycle utilizes ammonia/water mixtures as the working fluid. The factors in the performance analysis consists of the inlet and outlet temperatures of warm wastewater, the inlet and outlet temperatures of cooling water, the mass fraction of ammonia and each heat transfer performance of the evaporator, condenser and regenerator. In this analysis, the thermal efficiency of Kalina cycle utilizes warm wastewater is compared with that of the Rankine cycle. Also, effects of these heat transfer performances on the thermal efficiency of Kalina cycle are clarified. The optimum mass fraction which is the highest thermal efficiency for Kalina cycle is found out from heat transfer performance of each heat exchangers.

Key Words: Energy Conversion, Waste Heat Recovery, Thermal Efficiency, Power Plant, Heat Exchanger, Kalina Cycle, Rankine Cycle, Ammonia/Water Mixtures

1. 緒 言

カーリーナサイクルはKalinaによって考案された作動流体にアンモニア/水の混合媒体を用いた発電サイクルである。Kalinaは利用する熱源の種類、温度などに応じたサイクルを十数種類提案している^{(1)~(3)}。カーリーナサイクルのサイクル熱効率、従来のランキンサイクルと比較して低熱源ほどその効果が高いと評されている。

中高温の熱源用のカーリーナサイクルについてはこれまでも多くの解析、設計が行われ、ランキンサイクルと比較してサイクル熱効率が飛躍的に向上することが報告されている^{(4)~(6)}。一方、100°C以下の低温の熱源用のカーリーナサイクル⁽⁷⁾について、上原ら⁽⁸⁾⁽⁹⁾は地熱水および温排水発電と海洋温度差発電において、カーリーナサイクルの特徴である再生器の伝熱性能、タービン入口の蒸気温度および蒸気圧がサイクル熱効率などに与える影響について性能解析を行っている。石

居⁽¹⁰⁾は100°Cの温排水を利用した場合、R11を利用したランキンサイクルに比べ出力が約15%向上すると試算している。これらの報告では、作動流体に混合媒体を用いるサイクルにおいて重要な要素である作動流体の組成の影響については明らかにされていない。

組成がサイクルに与える影響については、伊藤ら⁽¹¹⁾が250~650°Cの排ガスを熱源とした中温排熱用のカーリーナサイクルについて性能解析を行い、各熱源温度についてランキンサイクル、ロレンツサイクルと比較してカーリーナサイクルが優位となる組成について報告している。しかし、中温排熱用のカーリーナサイクルと異なるサイクルの低温熱源用のカーリーナサイクルについては、組成がサイクルに与える影響についての特性は明らかにされていない。

従来のカーリーナサイクルの性能解析では、解析条件として温熱源温度、冷熱源温度などとともに作動流体の蒸気温度や蒸気圧などが与えられている。一方、実プラントにおいて、これらの条件は熱源温度と熱交換器の伝熱性能によって決定される。特に、作動流体に混合媒体を用いた場合、熱交換器の伝熱性能が低下するため^{(12)~(14)}、サイクルの性能解析は伝熱性能を考慮すべきである。しかし、解析条件として作動流体の条件を限定せず、伝熱性能を考慮した性能解析はこれま

* 原稿受付 2004年8月16日。

^{*1} 正員、(株)ゼネシス(〒108-8328 東京都港区三田3-12-16)、佐賀大学大学院工学系研究科(〒840-8502 佐賀市本庄町1)。

^{*2} 正員、佐賀大学海洋エネルギー研究センター。

E-mail: kushibe@xenosys.com

で行われていない。

本報では、熱交換器の伝熱性能および作動流体の組成がサイクルに与える影響を明らかにするため、100°C前後の低温熱源用のカーリーナサイクルに温排水を熱源とした場合について、解析条件に作動流体の条件を限定せず、温排水、冷却水の出入口温度および熱交換器の伝熱性能を与えて性能解析を行う。さらに、カーリーナサイクルがランキンサイクルよりも優位になる作動流体の組成および熱交換器の伝熱性能を明らかにする。

2. おもな記号

A : 伝熱面積 m^2

c_p : 定圧比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

h : エンタルピー kJ/kg

m : 質量流量 kg/s

P : 圧力 MPa

Q : 交換熱量 kW

s : エントロピー $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

T : 温度 $^{\circ}\text{C}$, K

ΔT_m : 対数平均温度差 K

U : 熱通過係数 $\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

W : 温排水 1 kg/s あたりの正味出力 kJ/kg

y : アンモニアの質量組成 kg/kg

η : サイクル熱効率 $\%$

ξ : 分離率

添 字

C : 凝縮器, 凝縮

CS : 冷却水

E : 蒸発器, 蒸発

I : 入口

K : カーリーナサイクル

max : 最大

O : 出口

opt : 最適

R : ランキンサイクル

RG : 再生器

WS : 温排水

1~10: サイクルの状態点

3. サイクルと関係式

3.1 カーリーナサイクル 図1にカーリーナサイクルのフロー線図を示す。サイクルは、蒸発器、タービン、凝縮器、作動流体ポンプ、分離器、再生器、減圧弁および吸収器から構成される。作動流体にはアンモニア/水の混合媒体が用いられる。アンモニア/水の混合

Fig. 1 Schematic diagram of Kalina cycle

Fig. 2 Schematic diagram of Rankine cycle

媒体は作動流体ポンプで再生器を通して蒸発器に送られ、温排水と熱交換をして蒸発し、分離器に入る。分離器で飽和蒸気と飽和液に分離され、飽和蒸気はタービンに送られ仕事をする。一方、飽和液は再生器を通り減圧弁で減圧され吸収器に入る。タービンをした蒸気は吸収器にて減圧された液に吸収された後、凝縮器に入る。そこで冷却水と熱交換を行って凝縮し、再びポンプにて再生器へ送られる。

3.2 ランキンサイクル 図2にランキンサイクルのフロー線図を示す。サイクルは、蒸発器、タービン、凝縮器および作動流体ポンプから構成される。作動流体にはアンモニアが用いられる。アンモニアは作動流体ポンプで蒸発器に送られ、温排水と熱交換して蒸発し飽和蒸気となる。飽和蒸気はタービンに送られ仕事をする。タービンをした蒸気は凝縮器に入り、冷却水と熱交換を行って凝縮し、再びポンプにて蒸発器へ送られる。

3.3 カーリーナサイクルで用いる関係式 カーリーナサイクルの性能解析において以下の仮定を用いた。

(1) 凝縮器出口および減圧弁出口では飽和液

- (2) 分離器では飽和蒸気と飽和液に分離する
 - (3) 作動流体ポンプでの断熱圧縮過程およびタービンでの膨張過程は等エントロピー変化
 - (4) 減圧弁では等エンタルピー変化
 - (5) 配管および熱交換器での圧力損失は作動圧力に比べて小さいため零とする
- 以上の仮定より、以下の関係式が得られる。

凝縮器において熱交換される熱量 Q_C は次式より計算される。

$$Q_C = m_{K1}(h_{K1} - h_{K2}) \dots (1)$$

$$= m_{CS} c_{pCS} (T_{CS0} - T_{CS1}) \dots (2)$$

$$= U_C A_C (\Delta T_m)_C \dots (3)$$

$$(\Delta T_m)_C = \frac{(T_{K1} - T_{CS0}) - (T_{K2} - T_{CS1})}{\ln \frac{(T_{K1} - T_{CS0})}{(T_{K2} - T_{CS1})}} \dots (4)$$

蒸発器において熱交換される熱量 Q_E は次式より計算される。

$$Q_E = m_{K5}(h_{K5} - h_{K4}) \dots (5)$$

$$= m_{WS} c_{pWS} (T_{WS1} - T_{WS0}) \dots (6)$$

$$= U_E A_E (\Delta T_m)_E \dots (7)$$

$$(\Delta T_m)_E = \frac{(T_{WS1} - T_{K5}) - (T_{WS0} - T_{K4'})}{\ln \frac{(T_{WS1} - T_{K5})}{(T_{WS0} - T_{K4'})}} \dots (8)$$

ここで、 $T_{K4'}$ は圧力 P_{K4} および組成 y_{K4} における沸点である。

再生器において熱交換される熱量 Q_{RG} は次式より計算される。

$$Q_{RG} = m_{K4}(h_{K4} - h_{K3}) \dots (9)$$

$$= m_{K7}(h_{K7} - h_{K8}) \dots (10)$$

$$= U_{RG} A_{RG} (\Delta T_m)_{RG} \dots (11)$$

$$(\Delta T_m)_{RG} = \frac{(T_{K7} - T_{K4}) - (T_{K8} - T_{K3})}{\ln \frac{(T_{K7} - T_{K4})}{(T_{K8} - T_{K3})}} \dots (12)$$

タービン内での変化は等エントロピー変化として、

$$s_{K6} = s_{K10} \dots (13)$$

作動流体ポンプ内での変化は等エントロピー変化として、

$$s_{K2} = s_{K3} \dots (14)$$

減圧弁内での変化は等エンタルピー変化として、

$$h_{K8} = h_{K9} \dots (15)$$

凝縮器、蒸発器および再生器での圧力は、

$$P_{K1} = P_{K2} \dots (16)$$

$$P_{K4} = P_{K5} \dots (17)$$

$$P_{K3} = P_{K4} = P_{K7} = P_{K8} \dots (18)$$

分離器での質量バランスは、

$$m_{K5} = m_{K6} + m_{K7} \dots (19)$$

$$y_{K5} m_{K5} = y_{K6} m_{K6} + y_{K7} m_{K7} \dots (20)$$

吸収器での熱バランスは、

$$h_{K1} m_{K1} = h_{K10} m_{K10} + h_{K9} m_{K9} \dots (21)$$

カーナサイクルのサイクル熱効率 η_K は次式で定義される。

$$\eta_K = \frac{m_{K6}(h_{K6} - h_{K10}) - m_{K5}(h_{K3} - h_{K2})}{m_{K5}(h_{K5} - h_{K4})} \dots (22)$$

$$= \frac{\xi(h_{K6} - h_{K10}) - (h_{K3} - h_{K2})}{(h_{K5} - h_{K4})} \dots (23)$$

ここで、 ξ は分離率であり、分離器に入る質量流量 m_{K5} と分離器で分離されてタービンに送られる飽和蒸気の質量流量 m_{K6} との比を表している。 ξ は、式(9)および式(10)を用いて次式で求められる。

$$\xi = \frac{m_{K6}}{m_{K5}} \dots (24)$$

$$= 1 - \frac{m_{K7}}{m_{K5}} \dots (25)$$

$$= 1 - \frac{(h_{K4} - h_{K3})}{(h_{K7} - h_{K8})} \dots (26)$$

3・4 ランキンサイクルで用いる関係式 ランキンサイクルの性能解析においては、カーナサイクルで用いた仮定を考慮し以下の仮定を用いた。

- (1) 凝縮器出口では飽和液
- (2) 作動流体ポンプでの断熱圧縮過程およびタービンでの膨張過程は等エントロピー変化
- (3) 配管および熱交換器での圧力損失は作動圧力に比べて小さいため零とする
- (4) 蒸発器出口は飽和蒸気

ランキンサイクルの関係式はカーナサイクルの関係式と同様に表されるため、紙数の都合上省略する。

以上の仮定および関係式より、ランキンサイクルのサイクル熱効率 η_R は次式で定義される。

$$\eta_R = \frac{(h_{R1} - h_{R2}) - (h_{R4} - h_{R3})}{(h_{R1} - h_{R4})} \dots (27)$$

3・5 温排水 1 kg/s あたりの正味出力 温排水を用いて発電を行う場合、熱源としての温排水の量は制限される場合が多い。そのため、温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W の評価が重要となる。カーナサイクルおよびランキンサイクルの温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W_K および W_R はそれぞれ次式で求まる。

$$W_K = \frac{m_{K6}(h_{K6} - h_{K10}) - m_{K5}(h_{K3} - h_{K2})}{m_{WS}} \dots (28)$$

$$= \eta_K c_{pWS} (T_{WS1} - T_{WS0}) \dots (29)$$

$$W_R = \frac{m_{R1}(h_{R1} - h_{R2}) - m_{R4}(h_{R4} - h_{R3})}{m_{WS}} \dots (30)$$

$$= \eta_R c_{pWS} (T_{WS1} - T_{WS0}) \dots (31)$$

3・6 ランキンサイクルおよびカーナサイクルのサイクル計算方法 ランキンサイクルのサイクル計算では、温排水入口温度 T_{WS1} 、温排水出口温度 T_{WS0} 、

冷却水入口温度 T_{CS1} 、冷却水出口温度 T_{CS0} 、凝縮器の

伝熱性能 $(UA/Q)_c$ および蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ の六つの条件を与えると各点の状態量が決定され、サイクル熱効率 η_K および温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W_R が計算される。

一方、カーリーナサイクルのサイクル計算では、ランキンサイクルの条件に分離器入口の作動流体組成 y_{K5} および再生器の伝熱性能 $(UA/Q)_{RG}$ を加えた八つの条件を与えると式(1)～(21)を用いて各点の状態量が決定され、サイクル熱効率 η_K および温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W_K が計算される。蒸発器では、与えられた温排水入口温度 T_{WSI} および温排水出口温度 T_{WSO} に対して作動流体出口温度 T_{K5} を仮に与えると、式(8)より作動流体入口温度 T_{K4} が求められ圧力 P_{K4} が決まる。 T_{K5} および $P_{K5}(=P_{K4})$ が決まると、気液平衡関係および分離器での質量バランス [式(19)および式(20)] より分離器における各質量流量 m_{K5} , m_{K6} および m_{K7} が求められる。一方、凝縮器では、与えられた冷却水入口温度 T_{CSI} および冷却水出口温度 T_{CSO} に対して作動流体出口圧力 P_{K2} を仮に与えると、飽和温度として作動流体出口温度 T_{K2} が求められ式(4)より作動流体入口温度 T_{K1} が決まる。仮に与えた T_{K5} および P_{K2} は、蒸発器および凝縮器の計算において再生器での熱バランス [式(9)および式(10)] および吸収器での熱バランス [式(21)] が成り立つように決定される。

作動流体の熱力学的物性値は熱物性値プログラムパッケージ PROPATH⁽¹⁵⁾ を用いて計算した。なお、アンモニア/水には M-PROPATH (Ibrahim and Kelein) を、アンモニアには P-PROPATH (Tillner-Roth, Harms-Watzenberg and Baehr) を用いた。比エンタルピーおよび比エントロピーの基準値については、それぞれ 273.15 K での飽和液の状態を基準とし、そのエンタルピーを 200 kJ/kg、そのエントロピーを 1 kJ/(kg・K) とした。

4. 結果および考察

本報では、性能解析の一例として温排水および冷却水の熱源条件が、温排水入口温度 $T_{WSI}=90^\circ\text{C}$ 、温排水出口温度 $T_{WSO}=80^\circ\text{C}$ 、冷却水入口温度 $T_{CSI}=30^\circ\text{C}$ および冷却水出口温度 $T_{CSO}=35^\circ\text{C}$ の場合についての結果を示す。

4.1 作動流体の組成がサイクルに与える影響およびカーリーナサイクルとランキンサイクルとの比較

図3に、作動流体の組成 y_{K5} がサイクル熱効率 η に及ぼす影響およびランキンサイクルとの比較を示す。図3中の各線はカーリーナサイクルの解析結果であり、蒸

Fig. 3 Effect of mass fraction y_{K5} on cycle efficiency η [$(UA/Q)_{RG}=0.05$]

発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ がともに 0.2, 0.3, 0.4 K^{-1} および 0.5 K^{-1} の場合についてそれぞれ示す。なお、再生器の伝熱性能 $(UA/Q)_{RG}$ はいずれも 0.05 K^{-1} である。図3中の $y_{K5}=1.0$ における各記号はランキンサイクルの解析結果を示し、カーリーナサイクルと同様に $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ がともに等しく、カーリーナサイクルと同条件で性能解析を行った結果である。なお、カーリーナサイクルの解析結果において $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ がともに 0.5 K^{-1} の場合 y_{K5} が小さい範囲で結果が示されていないのは、 y_{K5} が小さくなると蒸気圧 P_{K5} が低下し、沸点 T_{K4} が低くなるため、 $(UA/Q)_E$ が一定の条件下では蒸発器出口温度 T_{K5} が温排水入口温度 T_{WSI} よりも高くなるためである。図3より、次のことが明らかとなる。

(1) カーリーナサイクルおよびランキンサイクルともに、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が大きくなるとサイクル熱効率 η は高くなる。

(2) カーリーナサイクルでは、各伝熱性能において y_{K5} が大きくなるとサイクル熱効率 η_K が高くなり、ある y_{K5} で η_K が最大となり、さらに y_{K5} が大きくなると、 η_K は低くなる。

(3) カーリーナサイクルでは、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が大きくなると、ランキンサイクルよりもサイクル熱効率が高くなる y_{K5} が存在する。一方、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ がともに 0.2 K^{-1} の場合は、本解析の範囲においていずれの y_{K5} においてもランキンサイクルよりサイクル熱効率が高くない。

図4に、組成 y_{K5} がタービンでの圧力差 ΔP に及ぼす影響を図3と同じ解析条件について示す。図4中の各線はカーリーナサイクルのタービンでの圧力差 ΔP_K

Fig. 4 Effect of mass fraction y_{K5} on pressure difference of turbine ΔP

Fig. 5 Effect of mass fraction y_{K5} on net power per warm wastewater 1 kg/s W

($=P_{K6}-P_{K10}$)を示し、 $y_{K5}=1.0$ における各記号はランキンサイクルのタービンでの圧力差 $\Delta P_R (=P_{R1}-P_{R2})$ を示す。図4より、次のことが明らかとなる。

(1) カーナサイクルでは、 y_{K5} が大きくなると ΔP_K が大きくなる。これは y_{K5} が大きくなるとタービン入口圧力 P_{K6} およびタービン出口圧力 P_{K10} はともに高くなるが、特に P_{K6} の変化が大きいためである。

(2) 同一の $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ に対して ΔP_R は ΔP_K と比較して大きい。これは、ランキンサイクルでは作動流体に低沸点の純アンモニアを用いるため、タービン入口圧力 P_{R1} がカーナサイクルのタービン入口圧力 P_{K6} より高くなるためである。なお、紙数の都合上示していないが、ランキンサイクルおよびカーナサイクルのタービン出口圧力 P_{R2} および P_{K10} は両者の値に大きな差はなく、 ΔP_R と ΔP_K との差はそれぞれのタービン入口圧力の影響が大きい。

図5に、組成 y_{K5} が温排水 1 kg/s あたりの正味出

Table 1 Fixed parameters and calculation results for the Rankine cycle

$T_{R51}=90.0^{\circ}\text{C}$	$T_{R52}=80.0^{\circ}\text{C}$	$(UA/Q)_E=0.5$
$T_{C51}=30.0^{\circ}\text{C}$	$T_{C52}=35.0^{\circ}\text{C}$	$(UA/Q)_C=0.5$

Point	Temp. $^{\circ}\text{C}$	Pres. MPa	Enthalpy kJ/kg	Entropy $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
1	79.93	4.14	1474.3	4.735
2	35.45	1.37	1343.8	4.735
3	35.45	1.37	368.2	1.574
4	36.26	4.14	373.0	1.574

Table 2 Fixed parameters and calculation results for the Kalina cycle

$T_{R51}=90.0^{\circ}\text{C}$	$T_{R52}=80.0^{\circ}\text{C}$	$T_{C51}=30.0^{\circ}\text{C}$	$T_{C52}=35.0^{\circ}\text{C}$
$y_{K5}=0.96$	$(UA/Q)_E=0.5$	$(UA/Q)_C=0.5$	$(UA/Q)_R=0.05$

Point	Temp. $^{\circ}\text{C}$	Pres. MPa	Mass fraction of ammonia kg/kg	Enthalpy kJ/kg	Entropy $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	Ratio of mass flow rate kg/kg
1	36.68	1.20	0.9600	1191.0	4.358	1.000
2	32.36	1.20	0.9600	323.9	1.530	1.000
3	33.06	3.73	0.9600	328.1	1.530	1.000
4	41.78	3.73	0.9600	370.6	1.667	1.000
5	88.35	3.73	0.9600	1353.0	4.480	1.000
6	88.35	3.73	0.9966	1537.7	4.954	0.825
7	88.35	3.73	0.7873	480.8	2.239	0.175
8	39.24	3.73	0.7873	237.4	1.516	0.175
9	39.53	1.20	0.7873	237.4	1.528	0.175
10	32.36	1.20	0.9966	1393.3	4.954	0.825

力 W に与える影響を図3と同じ解析条件について示す。

図5に示される解析結果の傾向は、図3に示される結果と同様である。これは、式(29)および式(31)から明らかのように、熱源の温度条件が固定された場合においては温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W はサイクル熱効率 η に依存するためである。本報の性能解析においては、サイクル熱効率 η が最大となる条件において温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W も最大となる。なお、伊藤ら⁽¹¹⁾は温熱源 1 kg/s あたりの正味出力でサイクル評価を行ったが、本報ではカーナサイクルとランキンサイクルのサイクル特性の比較を主目的とするためサイクル熱効率を用いて性能評価を行う。

表1および表2に、ランキンサイクルおよびカーナサイクルの解析条件およびその条件におけるサイクルの各状態点の一例を示す。解析条件は、ランキンサイクルおよびカーナサイクルともに、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ がともに 0.5 K^{-1} の場合である。カーナサイクルでは $(UA/Q)_R$ が 0.05 K^{-1} の場合である。なお、表2に示すカーナサイクルの組成 y_{K5} は、この条件においてサイクル熱効率 η_K が最大となる組成 $y_{K5}=0.96$ とした。本報では、与えられた熱源の温度および熱交換器の伝熱性能に対してカーナサイクルのサイクル熱効率 η_K が最大となる組成 y_{K5} を最適

 Fig. 6 Effect of mass fraction y_{K5} on enthalpy of evaporator inlet h_{K4} and outlet h_{K5}

 Fig. 7 Effect of mass fraction y_{K5} on enthalpy of turbine inlet h_{K6} and outlet h_{K10} , on separated ratio ξ

組成 y_{K5opt} とし、そのときのサイクル熱効率を η_{Kmax} と定義する。表1および表2より、次のことが明らかとなる。

- (1) カーナサイクルでは、タービン出口温度 T_{K10} が凝縮器入口温度 T_{K1} より約 4.3°C 低い。
- (2) カーナサイクルのタービン入口温度 T_{K5} はランキンサイクルのタービン入口温度 T_{R1} に比べて高い。一方、カーナサイクルのタービン入口圧力 P_{K5} は作動流体に混合媒体を用いているためランキンサイクルのタービン入口圧力 P_{R1} に比べて低く、本解析条件では P_{K5} は P_{R1} に比べて約 0.4 MPa 低い。そのため発電システムにカーナサイクルを適用すると、ランキンサイクルよりもシステムの設計圧力を低くできることが確認される。
- (3) カーナサイクルでは、分離器入口にて気液二相状態での組成 $y_{K5}=0.96$ の作動流体は、分離器にて組成 $y_{K6}=0.9966$ の飽和蒸気と組成 $y_{K7}=0.7873$

 Fig. 8 Effect of mass fraction y_{K5} on cycle efficiency η_K , $(h_{K5}-h_{K4})$ and $\xi(h_{K6}-h_{K10})-(h_{K3}-h_{K2})$

の飽和液に分離される。このとき、分離器入口の質量流量 m_{K5} に対して、飽和蒸気の質量流量比 m_{K6}/m_{K5} は 0.825 、飽和液の質量流量比 m_{K7}/m_{K5} は 0.175 である。

(4) 表1の解析条件において、ランキンサイクルではサイクル熱効率 $\eta_R=11.41\%$ および温排水 1 kg/s あたりの正味出力 $W_R=4.78\text{ kJ/kg}$ である。表2の解析条件において、カーナサイクルでは $\eta_K=11.70\%$ および $W_K=4.90\text{ kJ/kg}$ である。

4.2 カーナサイクルのサイクル熱効率に及ぼす作動流体組成の影響

図6および図7に、カーナサイクルにおいて作動流体の組成 y_{K5} がサイクル熱効率に及ぼす影響を明らかにするため、 y_{K5} がサイクル熱効率 η_K の導出 [式(23)] において用いるパラメータ、蒸発器の出口および入口でのエンタルピー (h_{K5} , h_{K4})、タービンの入口および出口でのエンタルピー (h_{K6} , h_{K10}) および分離率 ξ に与える影響を示す。解析条件は、蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ がともに 0.5 K^{-1} 、再生器の伝熱性能 $(UA/Q)_{RG}$ が 0.05 K^{-1} の場合である。なお、作動流体ポンプの出口および入口でのエンタルピー (h_{K3} , h_{K2}) は、その差が蒸発器およびタービンでのエンタルピー差と比較して小さいため図中では省略する。図6より、蒸発器では y_{K5} が大きくなると出口でのエンタルピー h_{K5} は高くなるが、入口でのエンタルピー h_{K4} はほとんど変化しない。図7より、タービンでは y_{K5} が大きくなると入口でのエンタルピー h_{K6} および出口でのエンタルピー h_{K10} はともに小さくなるが、その差である $(h_{K6}-h_{K10})$ は y_{K5} の影響を大きく受けない。一方、 ξ は y_{K5} が大きくなると増加する。よって、 y_{K5} が大きくなるとタービンでの熱落差

(a) Effect of mass fraction y_{K5} on cycle efficiency η [$(UA/Q)_{RG}=0.07$]

(b) Effect of mass fraction y_{K5} on cycle efficiency η [$(UA/Q)_{RG}=0.09$]

Fig. 9

$\xi(h_{K6}-h_{K10})$ は大きくなる。

図8に、組成 y_{K5} がサイクル熱効率を導出する式(23)の分母である $(h_{K5}-h_{K4})$ および分子である $\xi(h_{K6}-h_{K10})-(h_{K3}-h_{K2})$ に与える影響をサイクル熱効率 η_K とともに示す。図8より、 y_{K5} が高くなると $(h_{K5}-h_{K4})$ および $\xi(h_{K6}-h_{K10})-(h_{K3}-h_{K2})$ はともに大きくなることからわかる。 $\xi(h_{K6}-h_{K10})-(h_{K3}-h_{K2})$ の変化の割合はほぼ一定であるのに対し、 $(h_{K5}-h_{K4})$ の変化の割合は y_{K5} が高くなると次第に大きくなり、サイクル熱効率 η_K が最大となる y_{K5opt} が存在する。

4.3 カーナサイクルにおける再生器の伝熱性能の影響 図9(a)および図9(b)に、カーナサイクルにおいて再生器の伝熱性能 $(UA/Q)_{RG}$ がサイクル熱効率 η_K に与える影響を明らかにするため、図3における解析条件のうち $(UA/Q)_{RG}$ のみが異なる $(UA/Q)_{RG}=0.07\text{ K}^{-1}$ および $(UA/Q)_{RG}=0.09\text{ K}^{-1}$ の場合についてそれぞれ示す。 $(UA/Q)_{RG}$ の影響は、

Fig. 10 Optimum mass fraction y_{K5opt} for each heat transfer performance

Fig. 11 Effect of each heat transfer performance on ratio of cycle efficiency η_{Kmax}/η_R

$(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ の影響と異なり、その値が大きくなるほど η_K が高くなるとは限らないことがわかる。一方、同一条件のサイクルにおいて、それぞれの $(UA/Q)_{RG}$ に対して最適組成 y_{K5opt} が異なることが確認できる。

4.4 カーナサイクルの最適組成に及ぼす熱交換器の伝熱性能の影響 図10に、蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ が、最適組成 y_{K5opt} に与える影響を示す。解析条件は $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ はともに等しく、再生器の伝熱性能 $(UA/Q)_{RG}$ が $0.05, 0.06, 0.07, 0.08\text{ K}^{-1}$ および 0.09 K^{-1} の場合についてそれぞれ示す。

$(UA/Q)_{RG}$ が一定の場合、 $(UA/Q)_{RG}$ が 0.05 K^{-1} の場合を除いて $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が大きくなると y_{K5opt} は低くなる。一方、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が一定の場合、 $(UA/Q)_{RG}$ が小さくなると y_{K5opt} は低くなる。 $(UA/Q)_{RG}$ が 0.05 K^{-1} の場合、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が 0.5 K^{-1} より小さい場

合には $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が大きくなると y_{K5opt} は高くなり、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が 0.5 K^{-1} より大きい場合には他の条件と同様に y_{K5opt} は低くなる。

温排水を用いた発電サイクルにカーナサイクルを適用する際、使用する各熱交換器の伝熱性能がわかると、与えられた熱源条件に対する図 10 の結果よりサイクル熱効率が最大となる作動流体の最適組成 y_{K5opt} を複雑なサイクル計算を行うことなく求めることができる。

4・5 カーナサイクルがランキンサイクルと比較して優位になる熱交換器の伝熱性能 図 11 に、カーナサイクルのサイクル熱効率がランキンサイクルと比較して高くなる蒸発器、凝縮器および再生器の伝熱性能を明らかにするため、与えられた熱源条件および伝熱性能に対するカーナサイクルの最大サイクル熱効率 η_{Kmax} とランキンサイクルのサイクル熱効率 η_R の比 η_{Kmax}/η_R の値を、蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ に対して示す。図 11 中の各線は、再生器の伝熱性能 $(UA/Q)_{RG}$ が $0.05, 0.06, 0.07, 0.08 \text{ K}^{-1}$ および 0.09 K^{-1} の場合についてそれぞれ示す。

$(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が 0.2 K^{-1} より小さい場合、 η_{Kmax}/η_R は 1 より大きくならない。一方、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が 0.3 K^{-1} より大きい場合、 η_{Kmax}/η_R は 1 より大きくなる。温排水を用いた発電プラントにカーナサイクルを適用する場合、本解析条件では蒸発器および凝縮器の伝熱性能が 0.3 K^{-1} 以上の熱交換器を用いなければ、カーナサイクルの特性を十分に生かせないことが確認される。

$(UA/Q)_{RG}$ が η_{Kmax}/η_R に及ぼす影響は、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が 0.2 K^{-1} より小さい場合、 $(UA/Q)_{RG}$ が大きいほど η_{Kmax}/η_R は高くなる。一方、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ が 0.8 K^{-1} より大きい場合、 $(UA/Q)_{RG}$ が小さいほど η_{Kmax}/η_R は高くなる。図 11 より、 $(UA/Q)_E$ および $(UA/Q)_C$ がともに 0.95 K^{-1} 、 $(UA/Q)_{RG}$ が 0.05 K^{-1} のとき、 η_{Kmax}/η_R は約 1.05 である。

5. 結 言

温排水を用いた発電システムにおいて、カーナサ

イクルおよびランキンサイクルを適用した場合について伝熱性能を考慮した性能解析を行い、次のことが明らかになった。

(1) カーナサイクルおよびランキンサイクルともに、蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ が大きくなるとサイクル熱効率 η は高くなる。

(2) カーナサイクルでは、サイクル熱効率 η_K および温排水 1 kg/s あたりの正味出力 W_K が最大となる作動流体組成 y_{K5opt} が存在する。

(3) カーナサイクルは、蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ を大きくすると、作動流体の組成 y_{K5} によりランキンサイクルよりもサイクル熱効率が高くなる。

(4) カーナサイクルでは、使用する蒸発器および凝縮器の伝熱性能によりサイクル熱効率を高くするために必要な再生器の伝熱性能が異なる。

(5) 発電システムにカーナサイクルを用いる場合、使用する蒸発器の伝熱性能 $(UA/Q)_E$ および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_C$ はある一定以上の伝熱性能を有しなければ、ランキンサイクルよりもサイクル熱効率 η_K が高くない。

文 献

- (1) Kalina, A. I. *Proc. Int. Symp. Ocean Technol.*, Imari, (1994-11), 3-22.
- (2) 井坂信一, 紙パ技協誌, **53**-11 (1999), 1447-1453.
- (3) 森豊・元屋和則, 産業機械, **560** (1997), 6-10.
- (4) Kalina, A. I. and Leibowitz, H. M., *ASME Paper*, 87-GT-35 (1987), 1-6.
- (5) Kalina, A. I. and Leibowitz, H. M., *ASME Paper*, 89-GT-140 (1989), 2-7.
- (6) Marston, C. H., *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, **112**-1 (1990), 107-115.
- (7) 日本国特許庁, 特許広報 (B 2), 昭 62-39660, (1987).
- (8) 上原春男・ほか 3 名, 火力原子力発電, **45**-11 (1994), 1318-1325.
- (9) 上原春男・ほか 3 名, 機論, **60**-578, B (1994), 3519-3525.
- (10) 石居宏志, 冷凍, **74**-864 (1999), 856-860.
- (11) 伊藤猛宏・山口朝彦, 火力原子力発電, **51**-4 (2000), 482-490.
- (12) 有馬博史・ほか 3 名, 機論, **67**-663, B (2001), 2768-2775.
- (13) Kushibe, M. and Ikegami, Y., *Proc. Int. Conf. Coastal Ocean Thec.* (2003-12), 365-371.
- (14) 五島正雄・ほか 4 名, 機論, **61**-587, B (1995), 231-238.
- (15) PROPATH グループ, PROPATH, <http://propath.kyushu-u.ac.jp>