

水バイナリー温泉発電

東京海洋大学大学院 刑部真弘

Water binary power generation system for hot spring

By Masahiro OSAKABE

蒸気を用いたバイナリー発電タービンでは、蒸発器ピンチ温度の制約を受けるため、熱源である温泉水等を低温度まで熱回収できない。作動蒸気圧力を下げることで低温度までの回収が可能となる。この場合、サイクル効率は減少するが温泉水 1kg あたりの発電量が増加する。また、蒸気ではなく、飽和水や湿り蒸気でタービンを駆動しても、この制約を緩和することができる。一方、代替フロン等の使用制限に対応するため、作動流体として水を用いることが切望されている。ところが、水を用いたバイナリー発電システムの十分な検討が行われていない。このため、蒸気表を用いて低压ランキンサイクルの検討を行い、作動蒸気圧力およびタービン入口湿り度の影響を明らかにした。

キーワード： 蒸発器ピンチ温度、水バイナリー発電、飽和水、湿り蒸気、熱源水温度

1. はじめに

2010 年における地熱発電容量は、大型原発 0.5 基分である 500MW 程度であるが、今後 23.5 基分が開発可能との環境省等の試算がある⁽¹⁾。この大型の地熱開発は国立公園内または近傍で行われることが多く、環境保全との両立が重要である。また、近傍には温泉利用施設等がすでにある場合が多く、開発によって温泉枯れが生じる恐れもある。このため、開発に当たって地元の合意が得られない場合がある。

しかし、日本各地の温泉で廃棄している低温熱を発電に利用できることになれば、その量は莫大なものとなる。例えば 100℃の源泉がある場合、我々の入浴温度である 40℃にするために大量の熱を捨てている。不安定な太陽光や風力のバックアップとして、従来のように大型地熱電所に期待するのではなく、現状でも捨てている温泉廃熱を利用した小地熱発電に注目すべきである。小さくても数あれば大量になる。

例えば、日本一湧出量が多い大分の別府温泉の湯量は 1 日当たり 137,040 キロリットルもある。単純に計算すると、別府温泉の熱量は 1 時間当たり 571MWh となる。我々の入浴温度にするために半分の熱を捨て、効率 10% の発電機を用いると発電量は 29MW にもなる。現存する大型地熱発電の総電力量の 1/20 にも相当する。一般家庭の平均電力を 0.4kW とすると 7 万軒分である。別府温泉地域を超えて大分県全世帯の約 1/8 の電力が得られる。

なお、日本で二番目の湧出量の温泉もやはり大分県にあり、湯布院温泉である。別府温泉の 70% 程度の湧出量を誇る。三番目は、奥飛騨温泉で 50% 程度、四番目は草津温泉で 35% 程度、そして五番目は伊東温泉で 30% 程度である。我が国には 3,000 以上の温泉があるが、これらの平均湧出量が別府温泉の 10% だとすると 8,500MW もの発電が可能となる。大型原発 8.5 基分である⁽²⁾。環境省による大型地熱の開発余地が 23.5 基であるので足すと、大型原発 32 基相当もの地熱発電が可能となる。

図 1 は、蒸気または二相タービンの加熱・蒸発器熱伝達の違いである。横軸をエンタルピーとし縦軸を温度とすると、熱源である温泉水と作動流体のエンタル

ピー変化幅は同じになる。しかも比熱がほぼ一定の温泉水の温度変化は直線となる。このため蒸発器がある蒸気タービンでは、温泉水と作動流体の温度差が最小になるピンチ点による制約によって、温泉水等の熱を低温まで利用できない。一般的に、このピンチ点は沸騰開始点と一致する。ところが、例えばタービン入口を飽和水とした二相タービンではピンチ点がなくなり、温泉水等の熱を低温まで利用可能となる⁽³⁾⁽⁴⁾。このような低温まで回収可能な方法について以下で検討した。

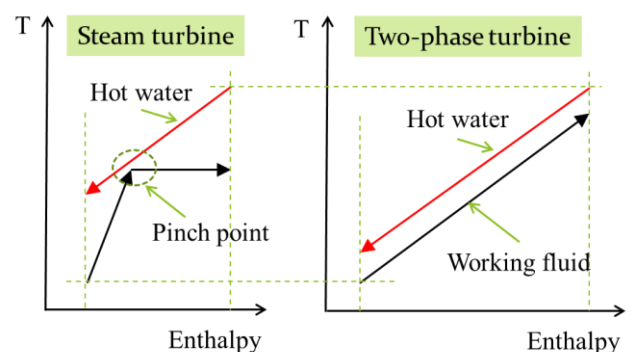


図 1 ピンチ温度による制約

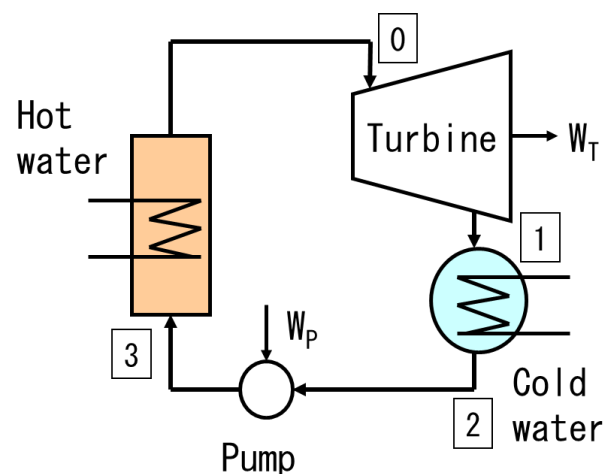


図 2 ランキンサイクル

2. 蒸気表による検討

ランキンサイクル (Rankine cycle) ⁽⁵⁾は、蒸気タービンシステムの基本サイクルであり、図2に概念図を示した。温泉水蒸発器で蒸気を作り、その蒸気でタービン羽根を回転させ、出てきた蒸気を冷水凝縮器で飽和水に変え、給水ポンプで再びボイラに送り込み 1 サイクルが完了する。

ここでは、蒸気表を直接用いてサイクル計算を行う。タービン入口圧力 P_0 、タービン出口圧力 P_1 、凝縮器出口圧力 P_2 、ポンプ出口圧力 P_3 と定義する。主な計算条件を表1に示した。熱交換器での最低温度差であるピンチ点温度差は 3K とした。

凝縮器での冷却水出口温度 25°C とし、熱交換器ピンチ温度差 3K とするとタービン出口温度は 28°C になる。この温度での飽和圧力をタービン出口圧力とした。

国際蒸気状態式および補間式を用いて、タービン出口圧力 P_1 における物性値を以下のように計算する。エントロピーは

$$s_1 = x_1 s_{Gs} + (1 - x_1) s_{Ls} \quad (1)$$

ここで x_1 はクオリティ、 s_{Gs} 、 s_{Ls} は出口圧力でのそれぞれ飽和蒸気および飽和水のエントロピーである。断熱変化であると考え、このエントロピーは、入口でのエントロピー s_0 と等しいので、クオリティは

$$x_1 = \frac{s_0 - s_{Ls}}{s_{Gs} - s_{Ls}} \quad (2)$$

と求めることができる。この結果、エンタルピーを次の式から求めることができる。

$$h_1 = x_1 h_{Gs} + (1 - x_1) h_{Ls} \quad (3)$$

ここで h_{Gs} 、 h_{Ls} は、それぞれ出口圧力での飽和水および飽和蒸気のエントロピーである。よって断熱変化時の熱落差は

$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (4)$$

実際のタービンでの熱落差は、タービン効率 η_T とすると

$$\Delta h_T = \eta_T \Delta h \quad (5)$$

よって出口エンタルピーは

$$h_1 = h_0 - \eta_T \Delta h \quad (6)$$

この場合の出口クオリティは

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{Ls}}{h_{Gs} - h_{Ls}} \quad (7)$$

この実際のクオリティを用いて式(1)でエントロピーも計算できる。

ポンプ入口圧力 P_2 は、タービン出口圧力 P_1 から凝縮器圧力損失を引いたものとして求め、ポンプ出口圧力 P_3 はタービン入口圧力 P_0 から蒸発器圧力損失を加えたものとして求めた。ポンプでのエンタルピー上昇は、ポンプ効率 η_P とすると

$$\Delta h_p = V_2 (P_3 - P_2) / \eta_P \quad (8)$$

このエンタルピー上昇に等しくなるようにポンプ出口温度を決めた。ただし、この上昇は小さく、ポンプ効率を変えても全体効率に大きな違いは無かった。

タービンでのエンタルピー落差に機械効率をかけたものを発電量

$$W_T = \eta_M \Delta h_T \quad (9)$$

ポンプでのエンタルピー上昇に機械効率で割ったものを電力需要

$$W_P = \frac{\Delta h_p}{\eta_M} \quad (10)$$

とし、この差を発電量とした。発電サイクル効率は

$$\eta = \frac{W_T - W_P}{h_0 - h_3} \quad (11)$$

上式の分母は、温泉水蒸発器での受熱量である。

なお、以上は作動流体 1kg 当たりのサイクル計算であるが、発電量を 20kW にするには、作動流体流量 m_C は、

$$m_C = \frac{20}{W_T - W_P} \quad (12)$$

図3に示したのは、タービン入口圧力 $P_0=30.2\text{kPa}$ におけるサイクルのエンタルピーおよびエントロピー線図である。点0がタービン入口であり、点1がタービン出口である。タービンを出た蒸気は凝縮器で冷却され水となり点2、さらにポンプで加圧され点3に至る。加圧された水は蒸発器で蒸気となり再び点0となる。

表1 計算条件

発電量	20kW
温泉水入口温度	85 °C
復水器冷却水入口温度	15 °C
復水器冷却水出口温度	25 °C
ピンチ温度差	3 K
温泉水蒸発器圧力損失	5 kPa
冷水凝縮器圧力損失	0.6 kPa
タービン効率 η_T	0.8
ポンプ効率 η_P	0.4
機械効率	0.92

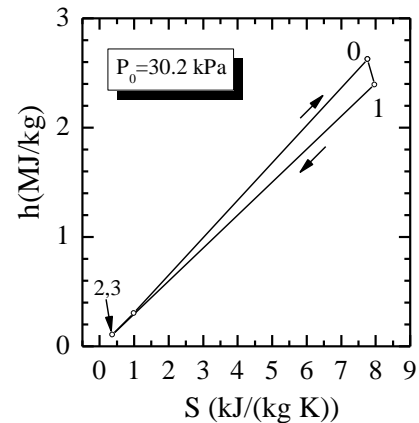


図3 エンタルピーおよびエントロピー線図

図4に示したのは、タービン入口圧力 $P_0=30.2\text{kPa}$ におけるサイクルの温度およびエントロピー線図で

ある。この図にすると沸騰開始点が示され、蒸発器内で温度がほぼ一定で蒸発することが示される。

図5に示したのは、タービン入口蒸気圧力 $P_0=30.2\text{kPa}$ におけるサイクルの温度およびエンタルピー線図である。この図には、蒸発器で加熱する温泉水と、凝縮器で冷却する冷水の温度変化を示したが、水の比熱はほぼ一定であるので直線となる。温泉水の温度降下はピンチ点における制限を受けるので、この場合だと 75°C 以下に下げることができない。

3. 検討結果

温泉水の温度をより低くするためにはタービン入口蒸気圧力を下げればよい。図6に示したのは、タービン入口蒸気圧力 $P_0=30.2$ と 20kPa の比較である。圧力を下げることによって、ピンチ点温度が低くなるので温

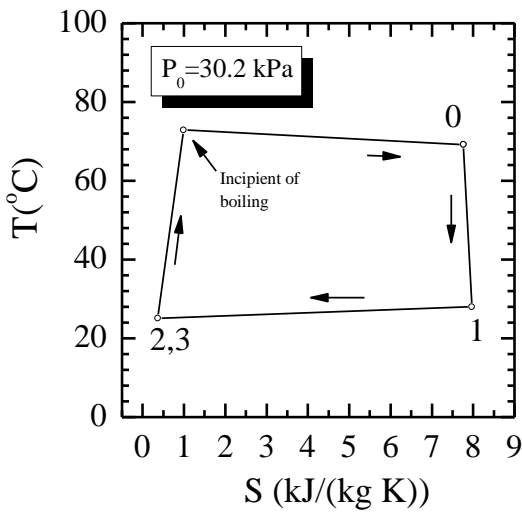


図4 温度およびエントロピー線図

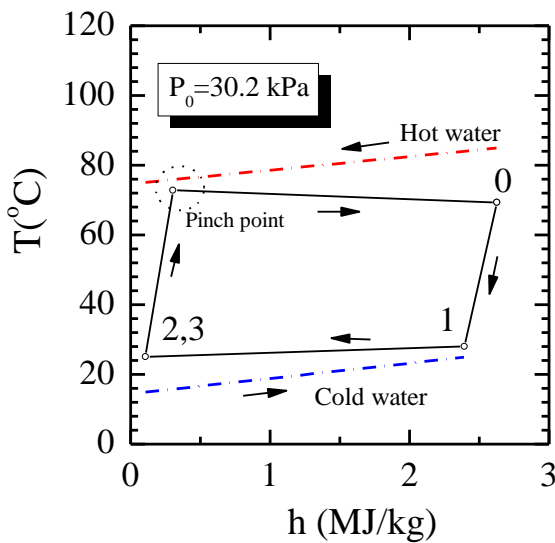


図5 温度およびエンタルピー線図

泉水温度勾配が急になり、出口温泉水温度を低くすることが可能となる。

温泉水流量は、温泉水蒸発器での熱バランスにより

$$m_H = \frac{m_C(h_0 - h_3)}{\Delta h_H} \quad (13)$$

上式の分母は、温泉水の出入口エンタルピー差である。

図7に示したのは、温泉水出口温度および流量へのタービン入口蒸気圧力の影響である。蒸気圧力の低下とともに温泉水出口温度 T_{out} が減っていくことが示されている。温泉水出口温度の減少とともに流量 m_H が減っていくが、圧力 15kPa 程度で最低値を取る。最低値以下の上昇域では、より大量の熱が必要となっていることが示唆される。

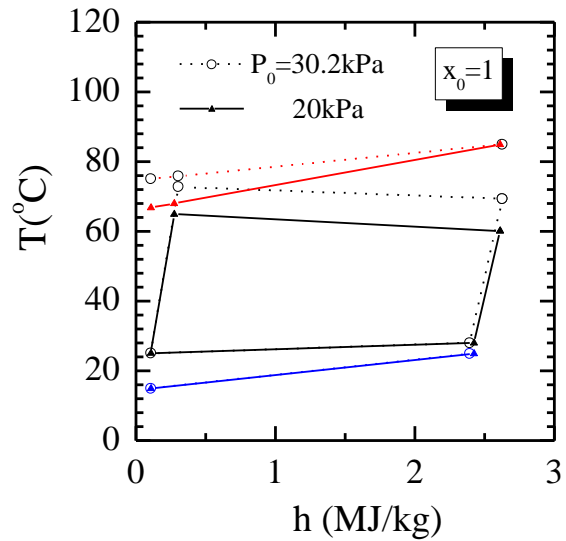


図6 タービン入口蒸気圧力の影響

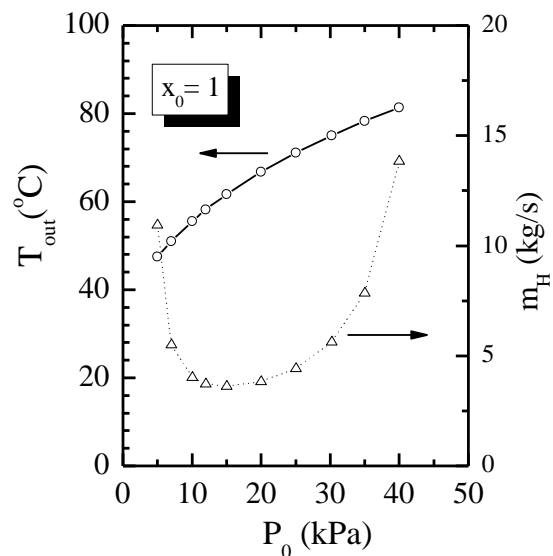


図7 タービン入口蒸気圧力の影響

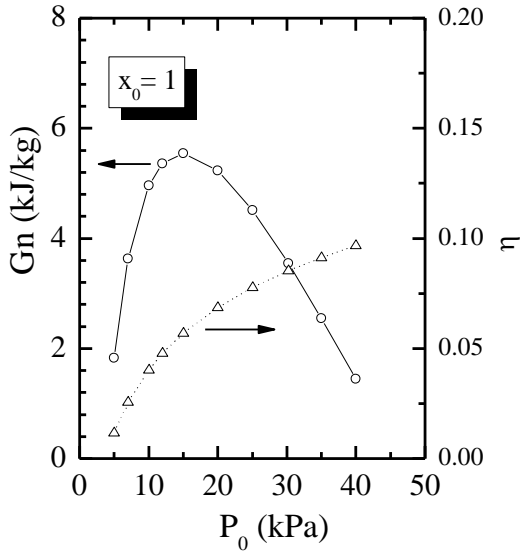


図8 タービン入口蒸気圧力の影響

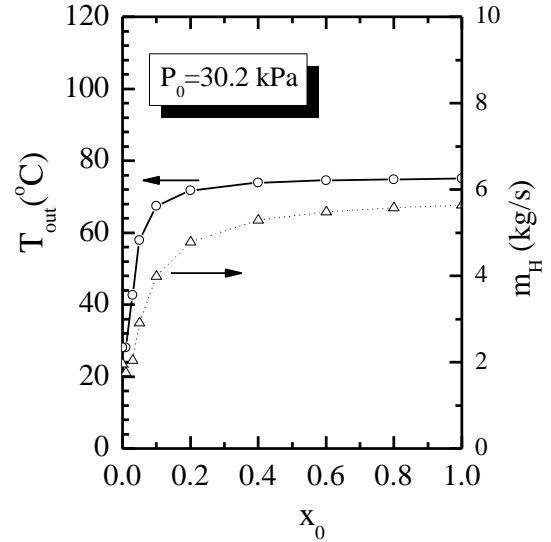


図10 タービン入口クオリティの影響

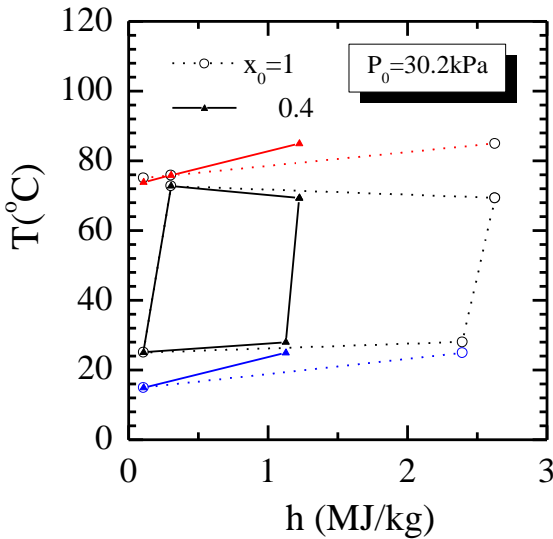


図9 タービン入口クオリティの影響

ここで、温泉水流量 1kg/s あたりの発電量を

$$Gn = \frac{20}{m_H} \quad (kJ/kg) \quad (14)$$

とする。式中の 20 は、本計算での発電量(kW)である。

図8に示したのは、 Gn およびサイクル効率へのタービン入口蒸気圧力の影響である。蒸気圧力の低下とともに温泉水出口温度は単調に低下し、必要な温泉水流量を減らそうとするが、一方でサイクル効率が減少していくのが分かる。効率の低下とともに多くの熱が必要となり、温泉水流量 m_H は圧力 15kPa 程度で最低値を取る。このため、温泉水 1kg あたりの発電量 Gn は、圧力 15kPa 程度でピークをとる。この圧力での温泉水保有熱量が最も多く発電に使われることになる。

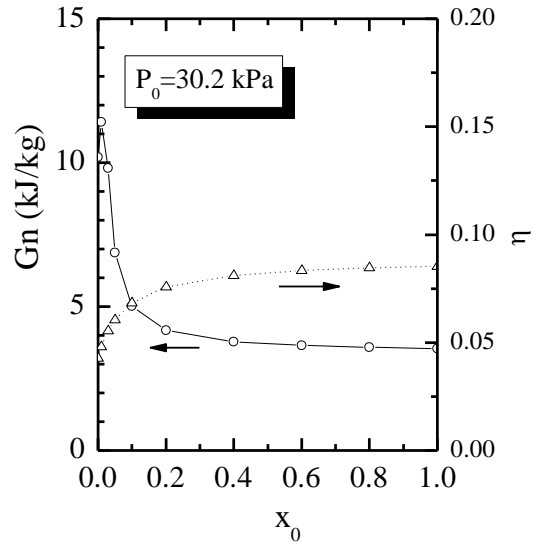


図11 タービン入口クオリティの影響

温泉水の出口温度をより低くするためのもう一つの方法として、タービン入口蒸気のクオリティ(乾き度)を下げる事が挙げられる。この場合はピンチ点温度の低下ではなく蒸発器エンタルピー差を小さくし、すなわちエンタルピーあたりの温泉水温度勾配を大きくし出口温度を下げる。

クオリティ 0 ではピンチ点による制限がなくなるので、冷却水入り口温度にピンチ温度差(3°C)を足した温度まで温泉水温度を低下させることが可能となる。

タービン入口の蒸気中の水割合を増やすと、蒸気だけでなく水でもタービンを駆動することになる。この場合、水の増加とともにタービン入口流速が小さくなるので回転数も減少していくことが想定される。また、蒸気中の水割合増加によりタービン効率も減少する

ことが予想⁽⁴⁾されるが、ここでの計算では考慮しないことにした。

図9に示したのは、タービン入口クオリティ $x_0=1$ と 0.4 の比較である。クオリティを下げることによって温泉水温度勾配が急になり出口温度を低くすることが示されている。

図10に示したのは、温泉水出口温度および流量へのタービン入口クオリティの影響である。クオリティの低下とともに温泉水出口温度 T_{out} が多少減るので流量 m_H もゆっくりと減っていく。クオリティ 0.2 付近から急激に温泉水出口温度および流量が減少するのが示されている。クオリティ 0 では、ピンチ点による制限がなくなるので、これまでの減少傾向と異なり m_H は多少増加する。

図11に示したのは、 G_n およびサイクル効率へのタービン入口クオリティの影響である。クオリティを低下させると、0.2 付近から急激に効率が減少するが、温泉水出口温度減少の方が大きいので、温泉水流量 m_H は最低値を取らないで減少していく。このため、温泉水 1kg あたりの発電量 G_n は増加し、クオリティ 0 になる直前でピークをとることが示されている。このピークは、クオリティ 0 でピンチ点による制限がなくなり m_H が多少増加することによって生じたものである。

現在、多くのバイナリー発電では、水の代わりに高分子有機媒体を作動流体としているものが多い。これらの有機媒体の中には膨張させると加熱蒸気になるものもあって、タービン内での湿り蒸気損失が無いので高いタービン効率が達成できる。ただし、この場合タービン出口温度が、有機媒体が凝縮をする飽和温度よりも高いので、適切な再生熱交換器を設置する必要がある。一般的に、これらの有機媒体の温暖化係数(二酸化炭素に比べて)は 1000 倍以上もあるため、温暖化に影響のない水を用いたバイナリー発電が切望されている。

4. 結論

(1) 温泉水をより低い温度まで熱回収するためにはタービン入口蒸気圧力を下げればよい。圧力を下げることによってピンチ点温度が低くなるので温泉水出口温度を低くすることが可能となる。蒸気圧力の低下とともに温泉水出口温度は単調に低下し、必要な温泉水流量を減らそうとするが、一方でサイクル効率が減少していく。効率の低下とともにより多くの熱が必要となり、温泉水流量が最低値を取る。このため、温泉水 1kg あたりの発電量は、ある圧力でピークをとる。この圧力で温泉水保有熱量が最も多く発電に使われるこ

とになる。

- (2) 温泉水をより低い温度まで熱回収するためのもう一つの方法として、タービン入口蒸気のクオリティ(乾き度)を下げる事が挙げられる。タービン入口の蒸気中水割合を増やし、蒸気だけでなく水でもタービンを駆動する。クオリティを下げることによって温泉水温度勾配が急になり出口温度を低くすることが可能となる。温泉水 1kg あたりの発電量は増加しクオリティ 0 付近でピークをとる。
- (3) タービン入口蒸気圧力やクオリティを低下させると、効率は減少するが温泉水 1kg あたりの発電量が増加しピークをとる。限られた温泉水の有効利用を考えるのであれば、従来の効率よりも温泉水 1kg あたりの発電量に注目すべきである。ただし、今回の検討ではタービン効率を一定としたため、今後の実験的な検証が待たれる。
- (4) 従来のサイクル効率重視の方法では、温泉水温度を低くすることができないため、発電後の温泉水を入浴や温室等で用いる 2 次利用のために冷却が必要だった。本報告で示した方法は、温泉水を 2 次利用で有効に使うのに好都合である。
- (5) 現在、多くのバイナリー発電では、水の代わりに高分子有機媒体を作動流体としているものが多い。一般的に、これらの有機媒体の温暖化係数(二酸化炭素に比べて)は 1000 倍以上もあるため、温暖化に影響のない水を用いたバイナリー発電が望ましいと考えられる。
- (6) 本システムの実証試験が行われつつあるが、2017 年末までには、東京海洋大にて実証機を用いた運転やメンテナンスに関連した研究が行われる予定となっている。

文献

- (1) 環境省,平成22年度再生可能エネルギー導入ポテンシャル調査 (2011), p204.
- (2) 刑部真弘, エネルギー専攻教授の憂鬱, kindle 版, (2014)
- (3) Welch Phil, Boyle Patrick, New turbines to enable efficient geothermal power plants, Trans Geothermal Resources Council, Vol.33 (2009), pp765-772.
- (4) 田中千加夫, 河村匠, 伊東次衛, 井上二三男, 堀木幸代, 刑部真弘, 二相ノズルおよびタービンに関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.847 (2017).
- (5) 刑部真弘, ターボ動力工学, 海文堂 (2001), pp108-125.