

## 1. 発電利用実証試験

昨年度までに引き続き、沖縄県海洋深層水研究所（以下「研究所」という。）の敷地内にある海洋温度差発電実証試験設備（以下「実証設備」という。）を用いて、海洋温度差発電技術の実用化に向け、技術の向上への寄与を目的として実証試験及び検討を行なった。

### 1.1 天候、気温、海水温の変化に応じた運転状態および発電出力等、性能検証に必要なデータの計測及び記録

#### 1.1.1 海水温度と流量

昨年度までと同様に、海水（表層海水、深層海水とも）は、研究所および周辺企業を優先した利用を行なっている。ただし、平成 27 年度春から研究所内で開始した一般社団法人水産土木建設技術センターによるサンゴ増殖研究等、研究所内での表層海水使用量が増加しているため、本設備で利用できる表層海水量は減少傾向にあり、今年度は平成 25 年度の運転開始以降、最低の流量となっている。

また平成 30 年 1 月から、研究所の表層水タンクのメンテナンス開始に伴い、実証設備には最低限の海水流量（約 30m<sup>3</sup>/h）を定流量で用いる運転とした。

深層水については、冬季に研究所および周辺企業での使用量が低下し、実証設備に流入する深層水量が、表層水量に比べて過大となる。そこで今年度は、11 月 1 日から翌 3 月 30 日の間、深層水取水ポンプ（50%(270m<sup>3</sup>/h)×2 台)のうち 1 台を停止して運転を行った。

図 1-1 に本年度の表層海水温の推移、図 1-2 に同じく深層海水温の推移、図 1-3 に本実証試験に使用した表層・深層海水流量の推移を示す。また添付資料①に月別の測定データを示す。

#### 1.1.2 実証設備運転時間

これまでと同様、メンテナンス時以外を除いて、24 時間無人連続運転を実施している。今年度は大きな故障はなく、後述の 4～6 月にかけての NEDO 実証試験への貸与期間中の試験のための複数回の運転・停止はあるものの、基本的に常時運転を行っている。ただし前項で述べた通り、冬季には表層水温度が低く温度差が小さい上に、使用できる海水量が少ないため、Unit-A、Unit-Bのうち Unit-Bのタービン発電機を停止して、タービンの失速によるトラブルリスクを回避した<sup>1</sup>。

図 1-4 に、本年度の実証設備累積運転時間の推移を示す。

---

<sup>1</sup> Unit-B 側は NEDO 共同研究により新設されたタービンであるため、昨年度までこの問題は起こっていない。

### 1.1.3 熱交換器性能

熱交換器の性能は、これまでの傾向と同様に、理論値（シミュレーション計算） $\pm 20\%$ 以内程度で推移した。図 1-5 に本年度の蒸発器性能の推移、図 1-6 に凝縮器性能の推移（一時間平均データを基に算定）を示す。

ここで、グラフに見られる性能のバラツキの原因は、流量や水温の変動によって、作動流体系統の追従によるタイムラグや、計測センサーの収束時間の差による計測誤差が発生しているためと考えられる。例えば 6～8 月の激しい表層水量変動とともに蒸発器性能のバラツキも大きくなり、表層水量を一定とした 1 月中旬～3 月にはバラツキが小さくなっている点や、深層水系統において下流側となる Unit-B 側凝縮器の性能のバラツキが大きくなっている点に、それが表れている。

なお、理論値のシミュレーション計算には、昨年度までの運転結果を反映した性能近似式を用いた。ただし、2016 年 9 月に NEDO 研究（1.1.5 節にて後述）により交換した Unit-B 側蒸発器および凝縮器について、Unit-A 側との性能の差異はシミュレーション計算には反映していない。このため、性能が顕著に改良されている Unit-B 凝縮器については、Unit-A と比較して実績値が上側に外れた結果となっている。

### 1.1.4 発電サイクルの熱効率

図 1-7 に、本年度の発電サイクルの熱効率（通年で運転モードを変更していない Unit-A 側）の推移を示す。熱効率は概ね理論値比 $\pm 5\%$ 以内に収まる安定した運転となっている。

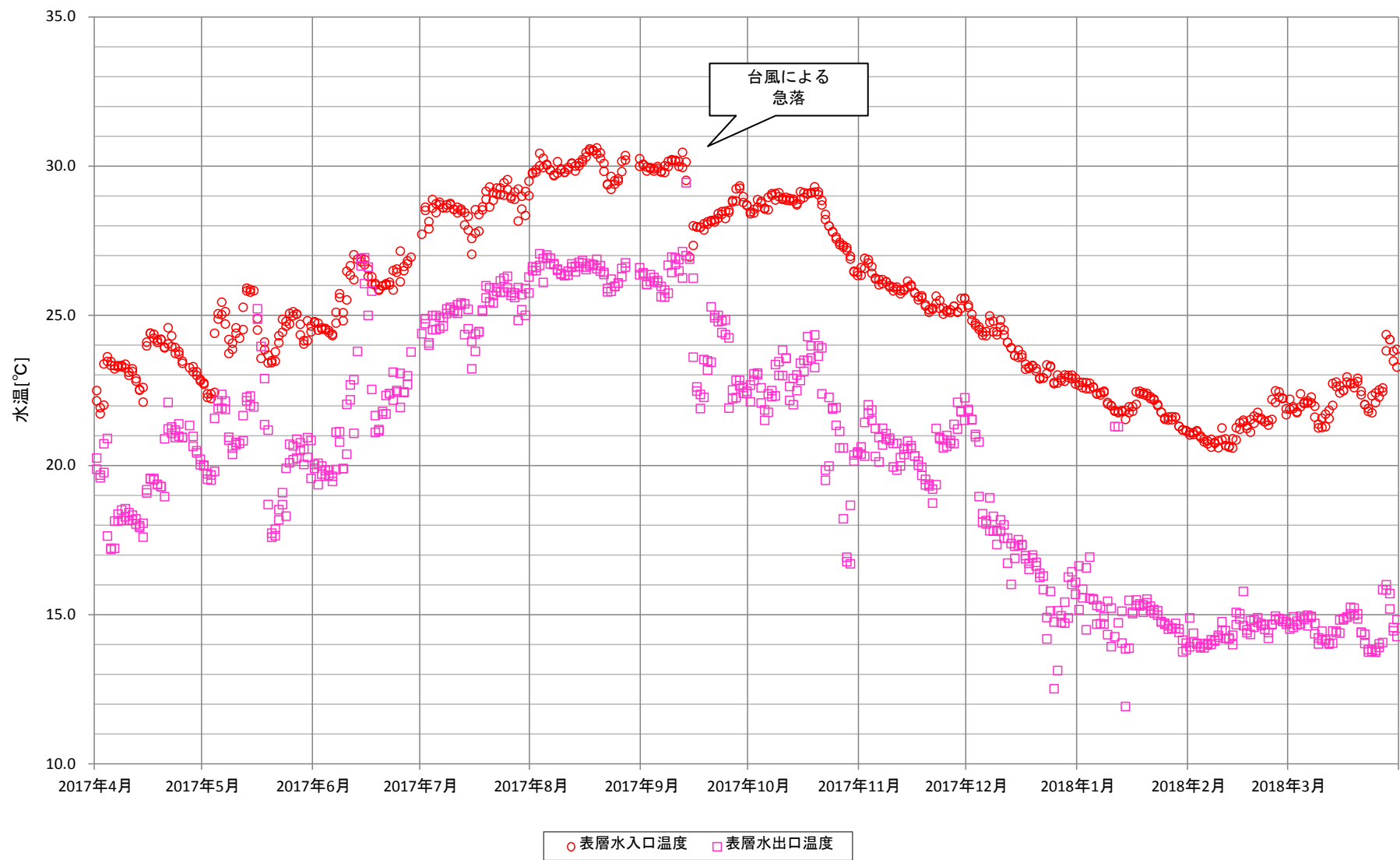


図 1-1 表層海水温の推移(12 時間平均値)

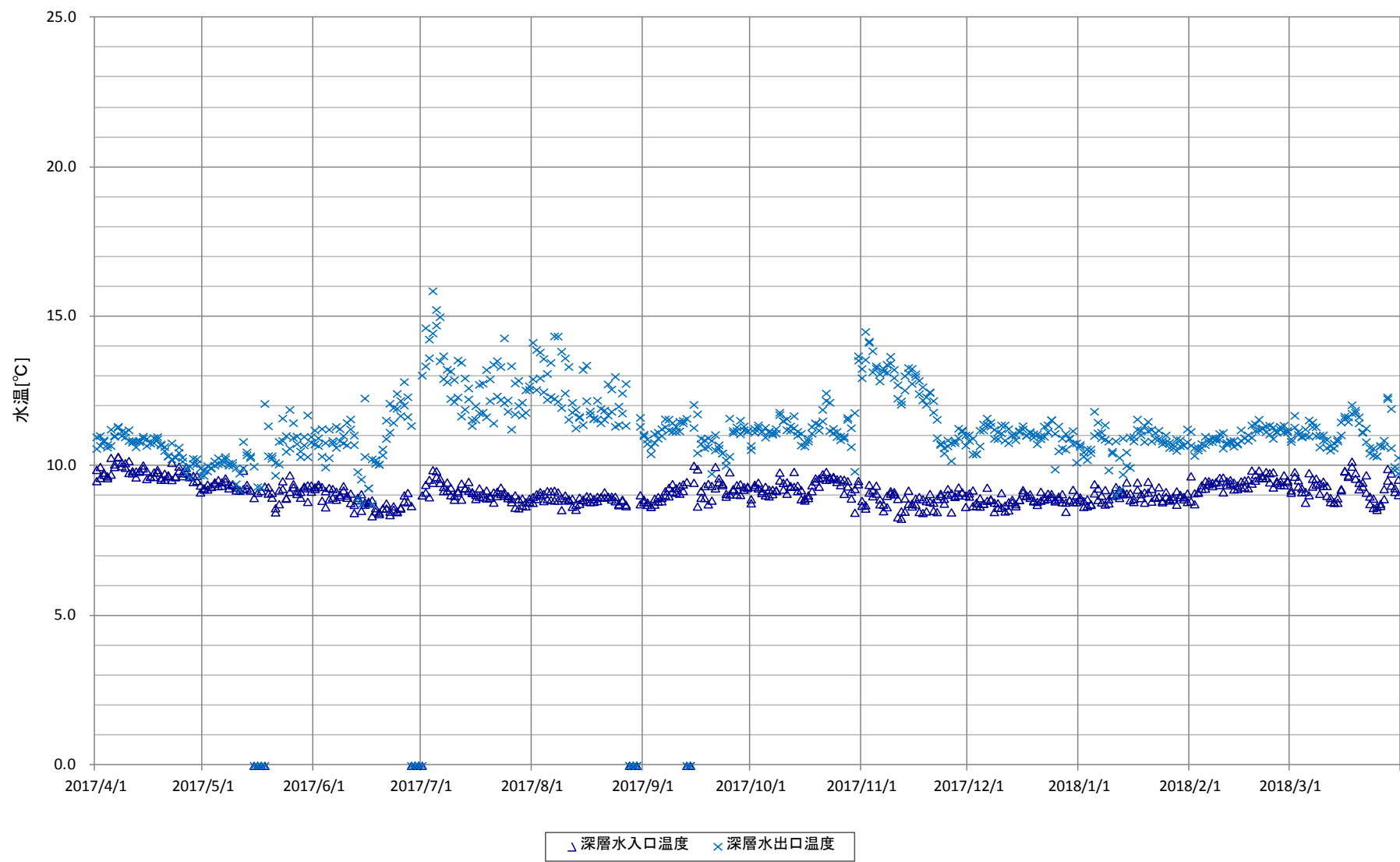


図 1-2 深層海水温の推移(12 時間平均値)

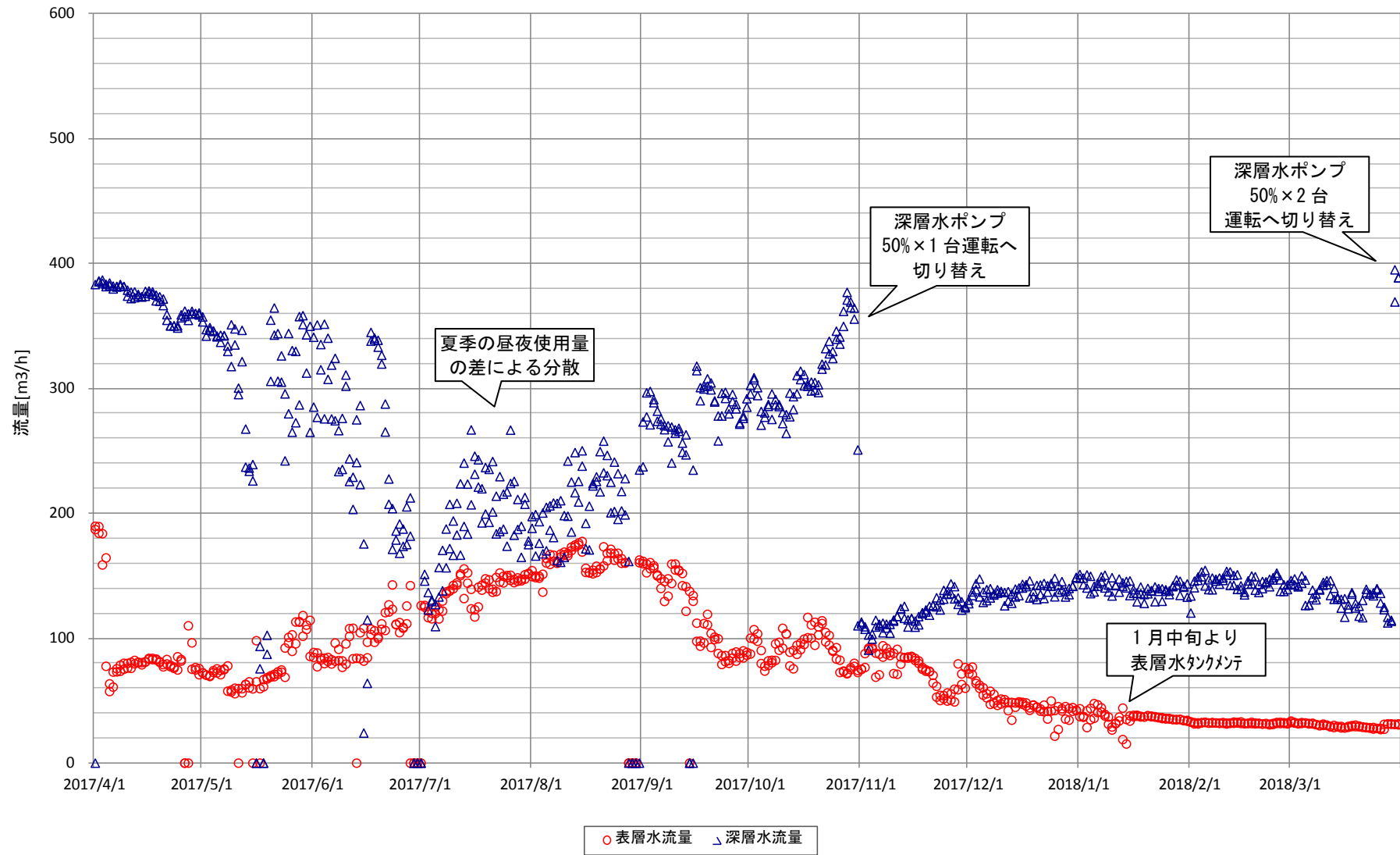


図 1-3 本実証試験に使用した表層・深層海水流量の推移 (12 時間平均値)

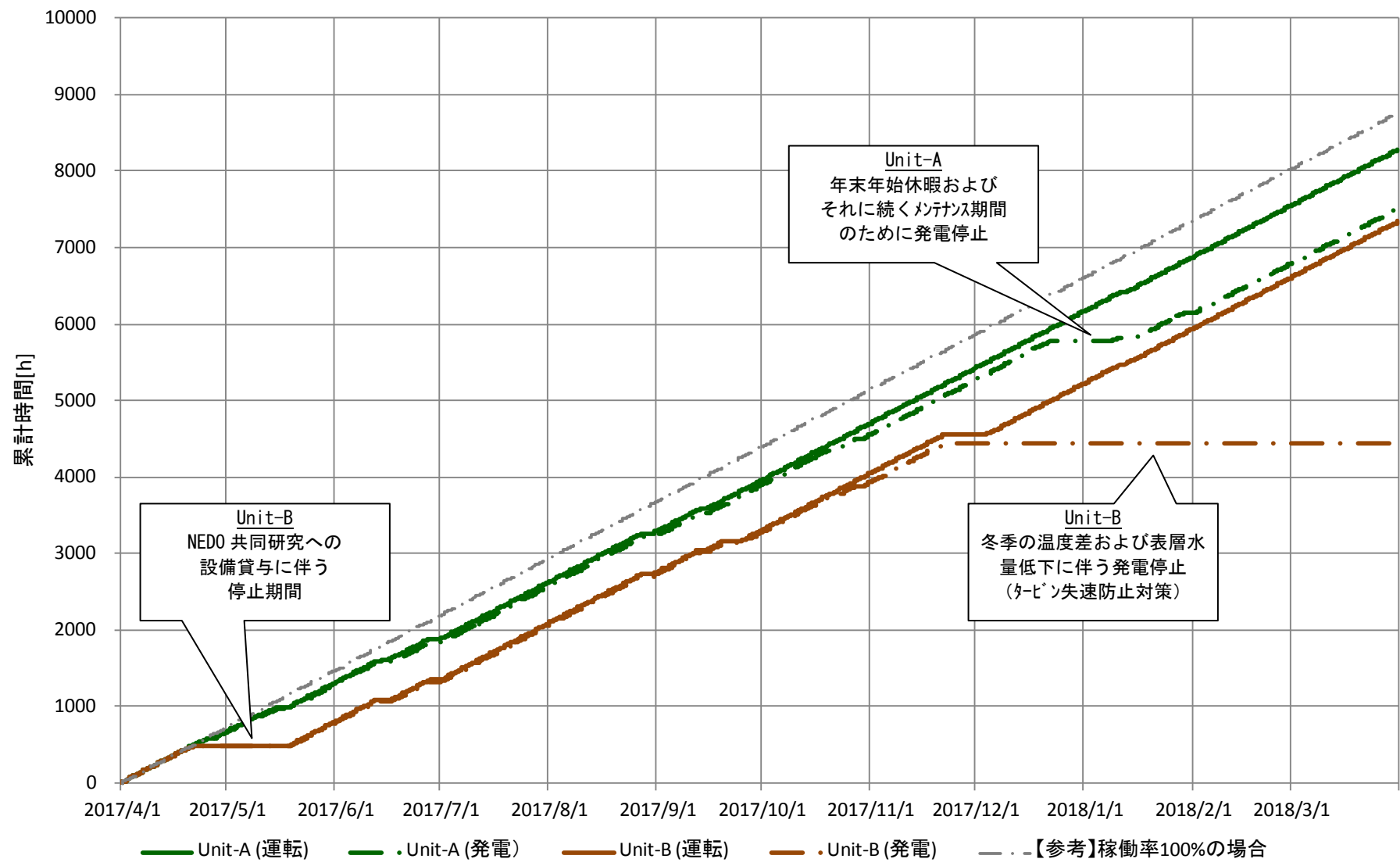


図 1-4 実証設備累積運転時間の推移

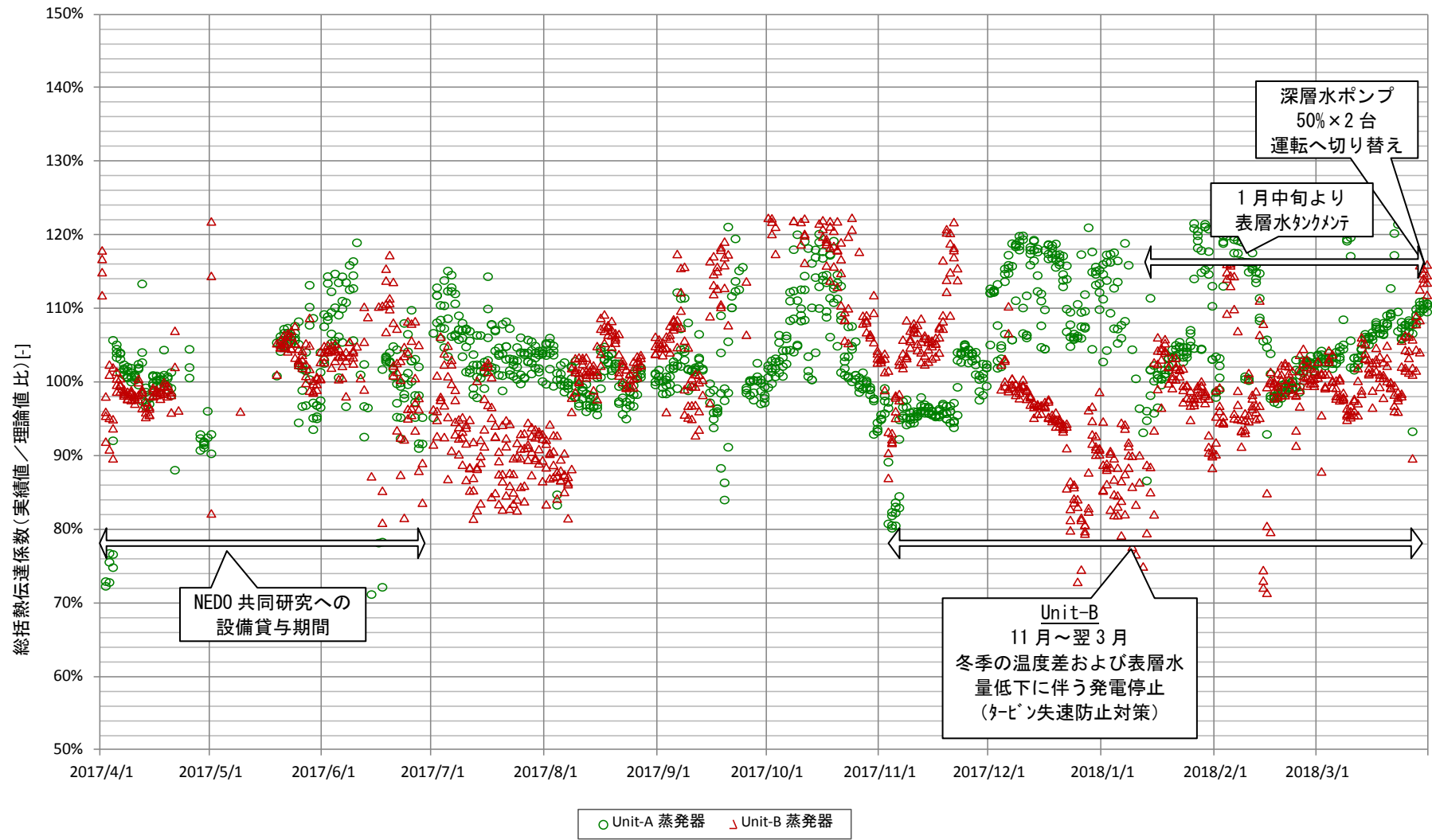


図 1-5 蒸発器性能の推移(対理論値)

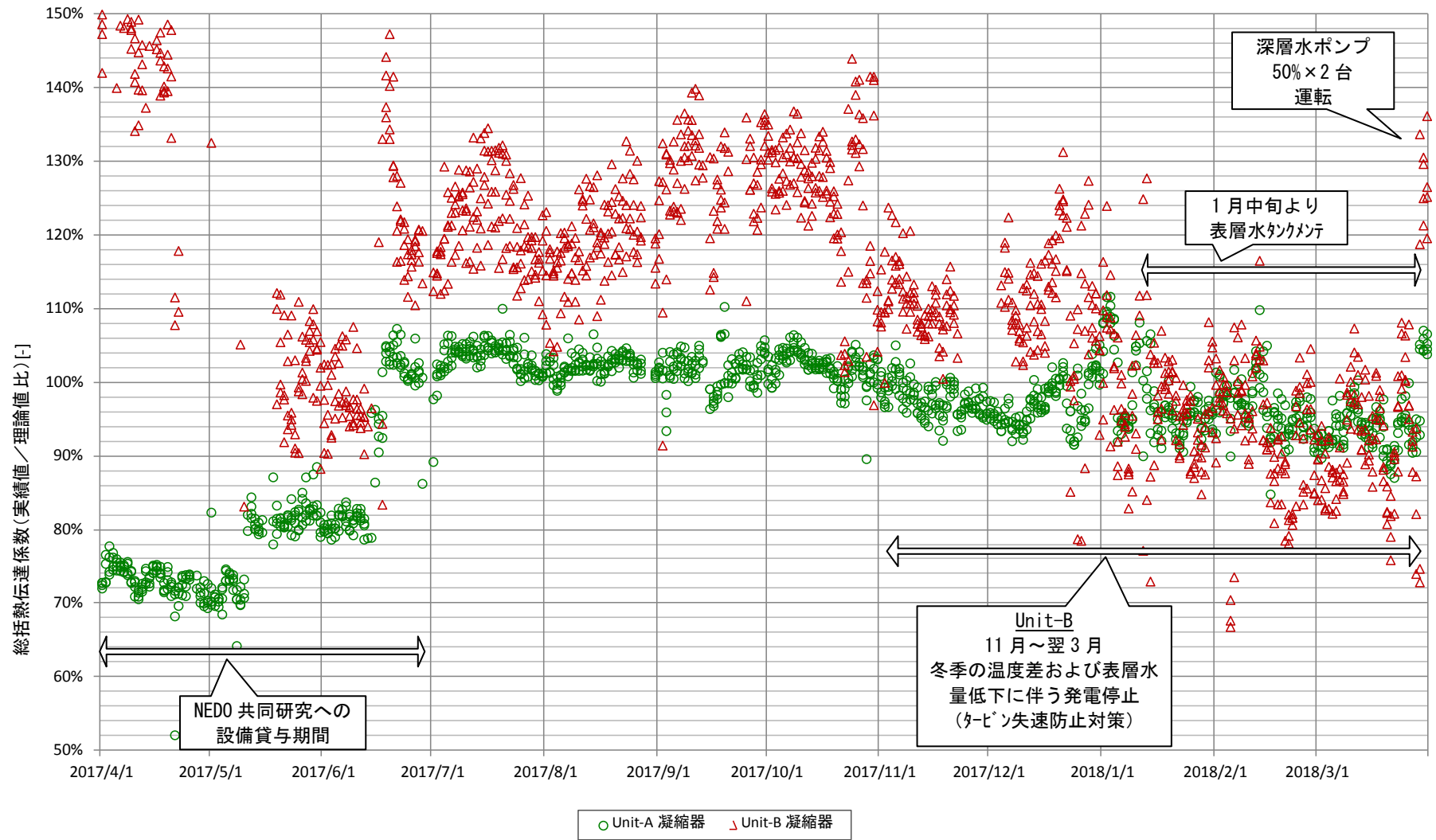


図 1-6 凝縮器性能の推移(対理論値比)



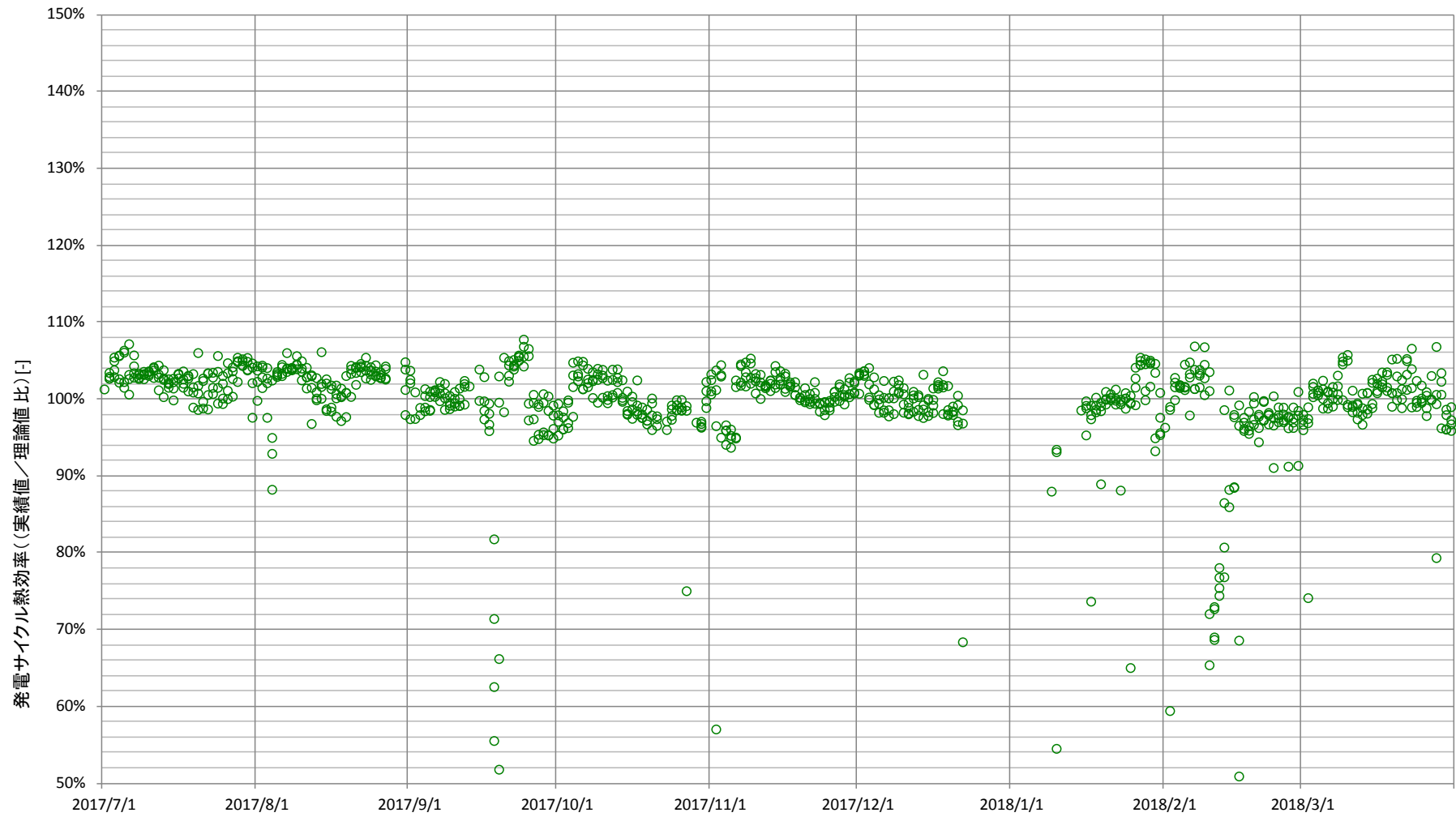


図 1-7 熱効率の推移(対理論値比)

### 1.1.5 その他の特記事項

昨年度9月から今年度6月まで、実証設備の一部を使用する形でNEDO共同研究「風力等自然エネルギー技術開発/海洋エネルギー技術研究開発」海洋エネルギー発電システム実証研究/海洋温度差発電（ジャパン マリンユナイテッド株式会社・国立大学法人 佐賀大学）における実海域実証運転が実施された。参考情報として、主に本事業と関連する部分のみ概要を記す。

#### (1) 目標と成果<sup>2</sup>

##### (a) 目標

「次世代海洋エネルギー発電技術研究開発（海洋温度差発電）」（平成23年度～26年度）（以下「次世代研究開発」）で確立した2段ランキンサイクル及び高効率熱交換器の要素技術を基に、沖縄県久米島で実海域実証試験を行い、「事業化時の試算で発電コスト40円/kWh以下」を見通せる海洋温度差発電システムを確立することを目的とする。更に、設備利用率が高く経済性に工場するとされる大型浮体式プラントについて、浮体の動揺による作動流体流量の変動を実証試験の中で模擬し、得られた結果より大型発電設備の概念設計を行っている。

##### (b) 成果

「次世代研究開発」の開発成果を用いた熱交換器、およびタービン発電機を、沖縄県海洋温度差発電試験施設（沖縄県久米島町 海洋再生可能エネルギー実証フィールド内）に設置して、実海水を用いた熱交換器および2段ランキンサイクルの実証試験を実施した。

また、浮体に関する検討も実施し、上記実証試験成果と併せて事業化時の発電コストを試算した。

#### (2) 本設備への追設・換装内容<sup>3</sup>

本設備のUnit-B側蒸発器および凝縮器の換装（NEDOの先行研究で開発した新型伝熱促進熱交換器（図1-9）<sup>4</sup>）およびUnit-Bへのタービン発電機の追加が行われた（図1-8）。

<sup>2</sup> 出典：平成29年度 NEDO「平成29年度 NEDO 新エネルギー成果報告会」海洋エネルギー分野発表資料 p2

<sup>3</sup> 出典：平成29年度 NEDO「平成29年度 NEDO 新エネルギー成果報告会」海洋エネルギー分野発表資料 p12

<sup>4</sup> 出典：平成27年度 NEDO「平成27年度 NEDO 新エネルギー成果報告会」海洋エネルギー分野発表資料 p14

沖縄県試験設備の一部換装・追設により試験を実施する。

- ① (換装) 「次世代」で開発した熱交換器 (蒸発器および凝縮器)
- ② (追設) タービン発電機 (2段ランキンサイクル化)

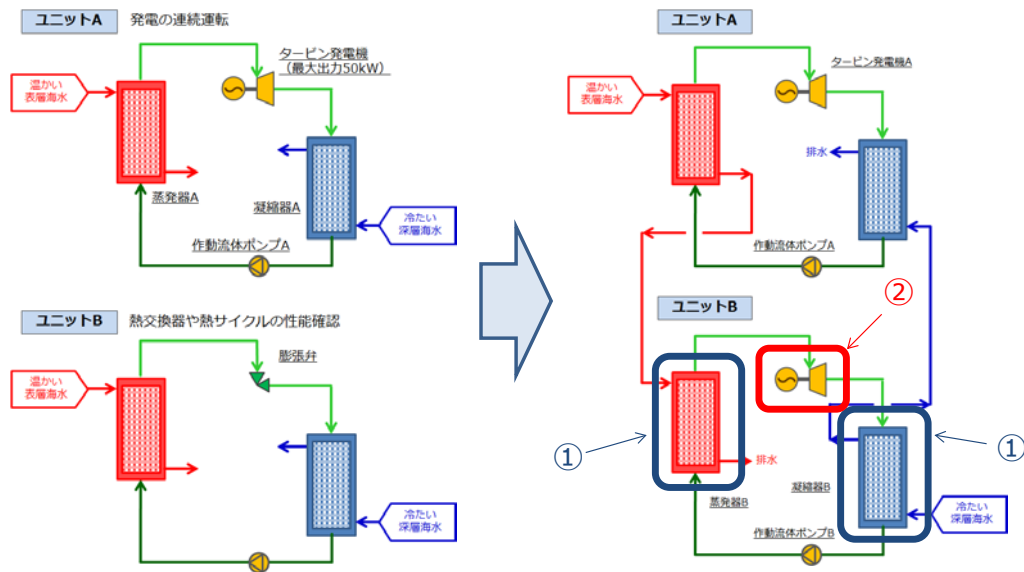
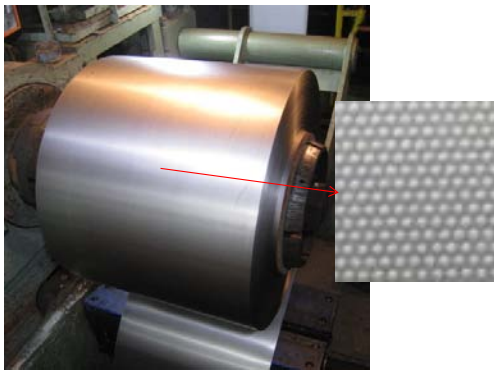


図 1-8 NEDO 事業による追設・換装内容(出典: 本文参照)

### 蒸発用水玉型凹凸

材質: 純チタンASTMG2(耐力280MPa級)  
板厚: 0.5mm×板幅: ~800mm×Coil



### 凝縮用 ヘリンボーン型凹凸

材質: 純チタン ASTMG2  
板厚: 0.5mm×板幅: ~800mm×Coil

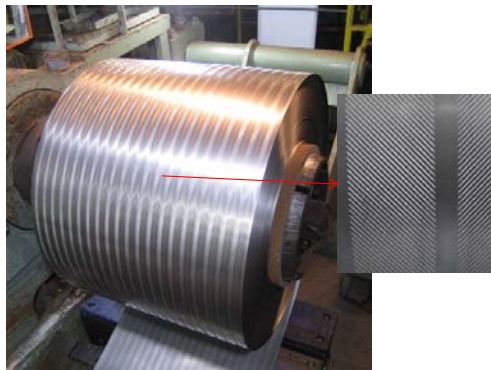


図 1-9 NEDO 事業による換装分の熱交換器に使用された新型伝熱促進チタンプレート(出典: 本文参照)

### (3) 試験実施内容<sup>5</sup>

- (a) 2段同時運転の通常起動・停止方法確立のための運転試験
- (b) 2段同時運転の緊急停止・機器故障等を想定した運転試験

<sup>5</sup> 出典: 平成 29 年度 NEDO 「平成 29 年度 NEDO 新エネルギー成果報告会」 海洋エネルギー分野発表資料 p14

- (c) 実海域における 2 段同時連続運転試験（のべ 2 ヶ月）
- (d) 海水流量設定による定常時性能試験
- (e) 動的応答試験
- (f) 熱交換器の生物等付着状況の確認

## 1.2 前節の性能検証を踏まえた発電効率の向上に向けた方法

### 1.2.1 昨年度までに得られた発電効率向上に関連する知見

本検討の前提として、これまで「発電効率向上」の観点でタービン発電機に関して実施した検討について以下に概要を述べる。

#### (1) 平成 27 年度：タービン発電機の可変ピッチノズルによる出力向上検討

表層海水および深層海水の、温度および流量といった環境条件が与えられ、熱交換器の性能および容量が定まっても、なお熱サイクルは様々な運転状態を取り得る。図 1-10 に示す通り、同図中央の条件に対して、発電効率を犠牲にして海水の温度をより多く使い入熱量を増やす運転状態（図左）、反対に発電効率を上げて入熱量を減らす運転状態（図右）がある。

この運転状態を定めるのが、海洋温度差発電の一般的な設計においては、タービンの流量－差圧特性である。すなわち、タービンにどれだけの流量が流れた際に、タービン前後にどれだけの差圧が付くか、の指標である。

流量に対して差圧が小さいタービンでは、熱交換器での交換熱量（ほぼタービン流量に比例）すなわち海水の出入口温度差を大きくとっても蒸発－凝縮間の圧力差（ほぼ温度差に比例）が小さいため、運転状態としては図 1-10 の左側の運転状態を取る。逆に流量に対して差圧が小さいタービンでは、同図の右側の運転状態を取ることになる。

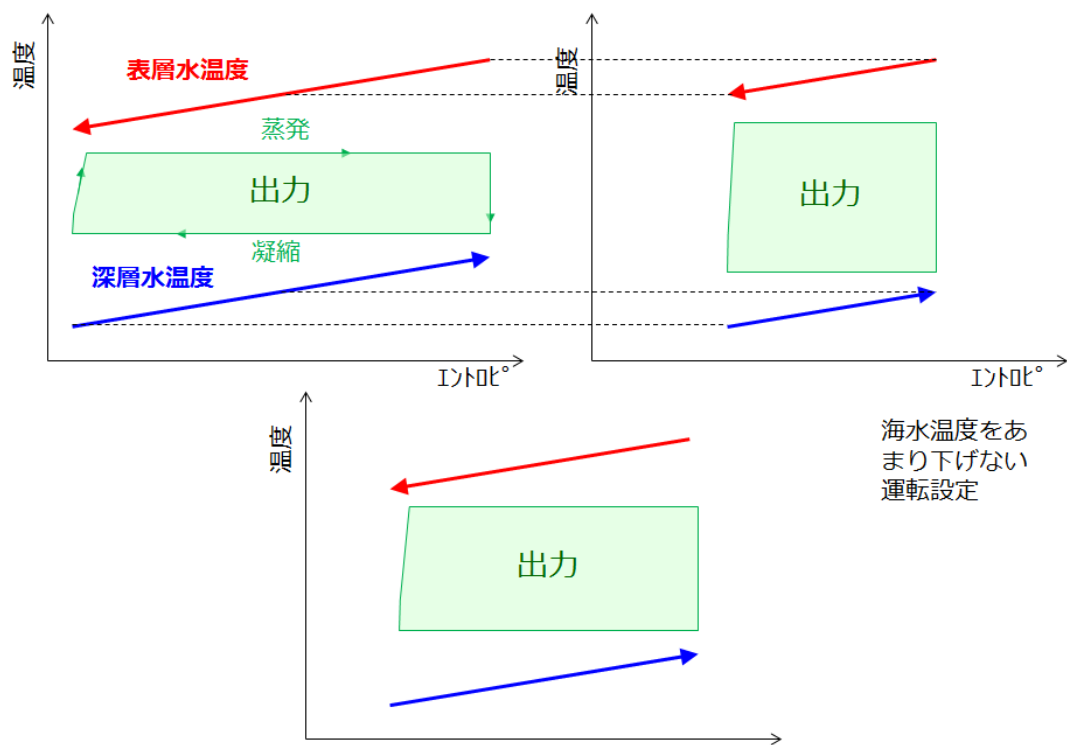


図 1-10 タービン特性(流量-差圧特性)による出力の違い(平成 27 年度報告書より再掲)

このタービン特性を変化させることが出来る機構が可変ピッチノズルである。ラジアルタービン入口における固定翼（ラジアルタービンにおけるノズル）の角度（ピッチ）を変化させることで、作動流体のガスの圧力エネルギーを運動エネルギーに変換する特性を変化させるのである。これに伴い、タービンの流量-差圧特性が変化する。

タービン特性は、季節変動（表層水温度の季節変動）の影響の受けやすさにも関係する。図 1-11 に示す通り、熱効率が小さく海水温度差を大きく取った熱サイクルは、表層水温度の低下（表層水-深層水間の温度差の低下）の影響を受けやすい。

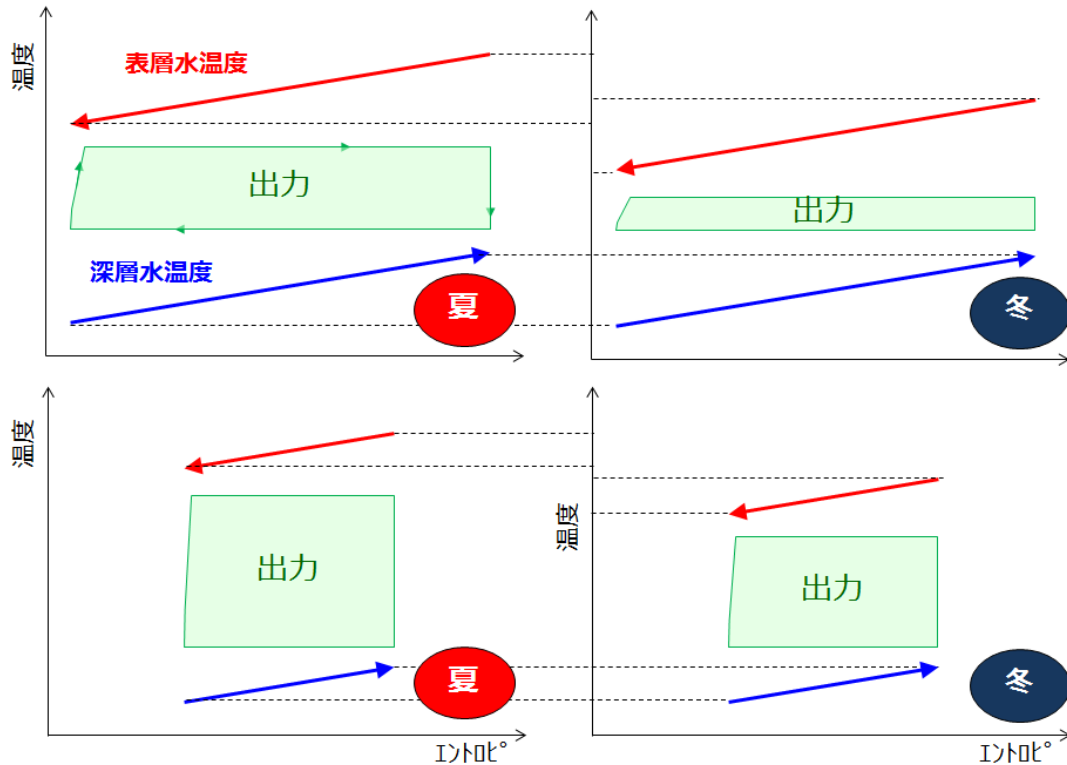
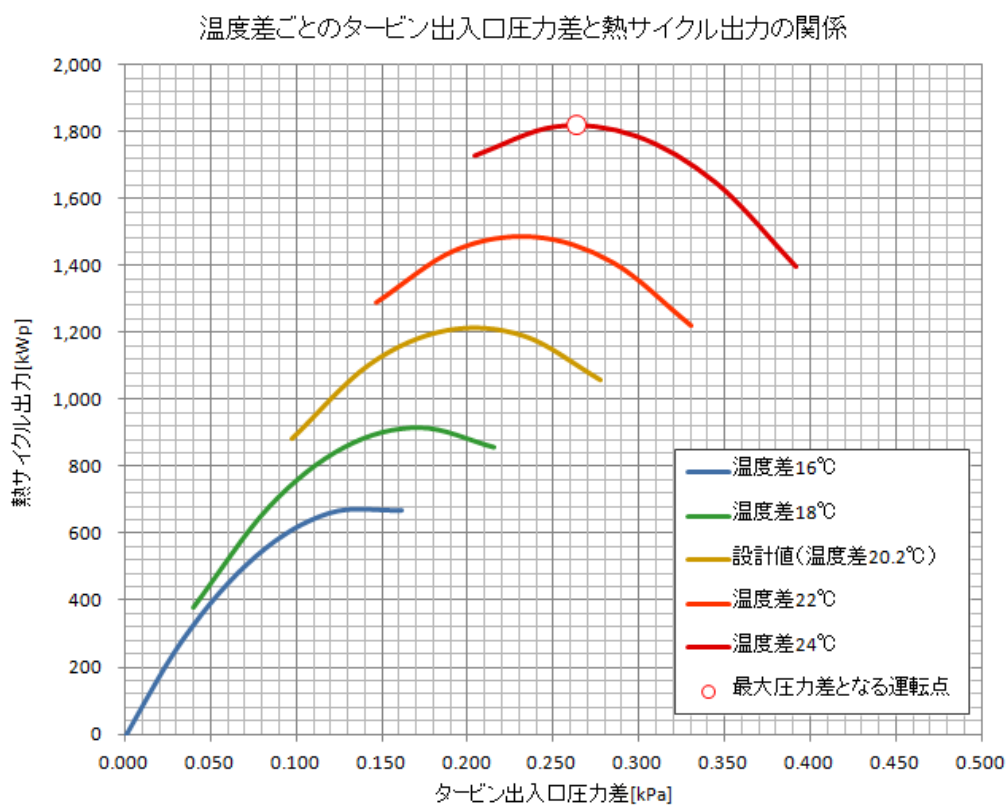
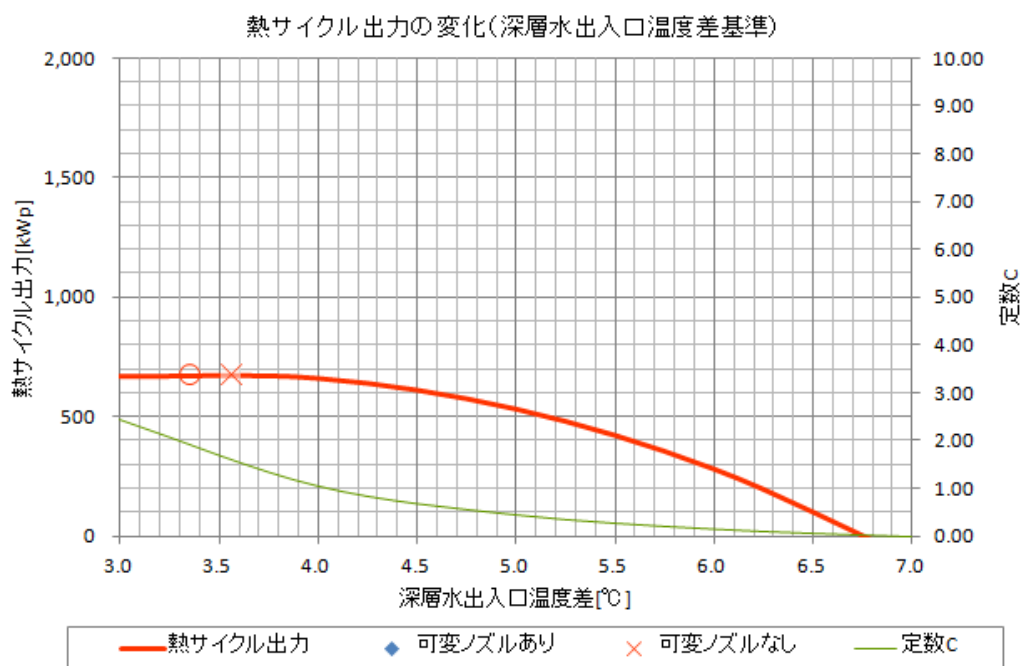


図 1-11 海水条件を同じとした場合の出力の季節差(平成 27 年度報告書より再掲)

そこで平成 27 年度は、可変ピッチノズルを採用した場合、しない場合ののそれぞれについて、熱サイクルの出力の変化を表層-深層の温度差ごとにグラフ化し、比較を行なった。その結果、設計条件から温度差が離れるほど、出力の差異が大きくなる傾向があるものの、出力向上に対する効果はほとんどないことが明らかとなった。本実証試験では、可変ピッチノズルを装備していないが、出力の面では次プロジェクトでこれを採用しても、出力の大きな増加は見込めないことが確認された(図 1-12)。

ただし大型のタービンでは、出入口差圧が一定値を下回ると、失速を防ぐために自動停止してしまう仕様を採用している。一方、出力最大点におけるタービンの出入口差圧が夏季と冬季とで大きく違い(図 1-13)、上記の自動停止に至ってしまうと考えられることから、単段ランキンサイクルを採用する場合は、可変ピッチノズルの採用が必要となると結論付けた。



## (2) 平成 28 年度：タービンの特性を考慮した効率向上

平成 27 年度の検討においては、タービンの流量－出入口差圧（膨張比）を変化させることにより、熱サイクル出力がどの程度向上できるかを検討した。一方で、実際のタービン出力はタービン効率と熱サイクル出力との積として与えられることから、タービン効率への影響も検討する必要がある。タービン効率は、式 1-a で与えられる速度比に対して機器固有の関数となる（図 1-14）。

$$\text{速度比} = U/C_0 \dots\dots\dots \text{(式 1-a)}$$

where:

U : タービン周速

$C_0$  : 作動流体ガスの仮想流速 =  $\sqrt{\Delta H}$

$\Delta H$  : タービン出入口でのエンタルピー落差

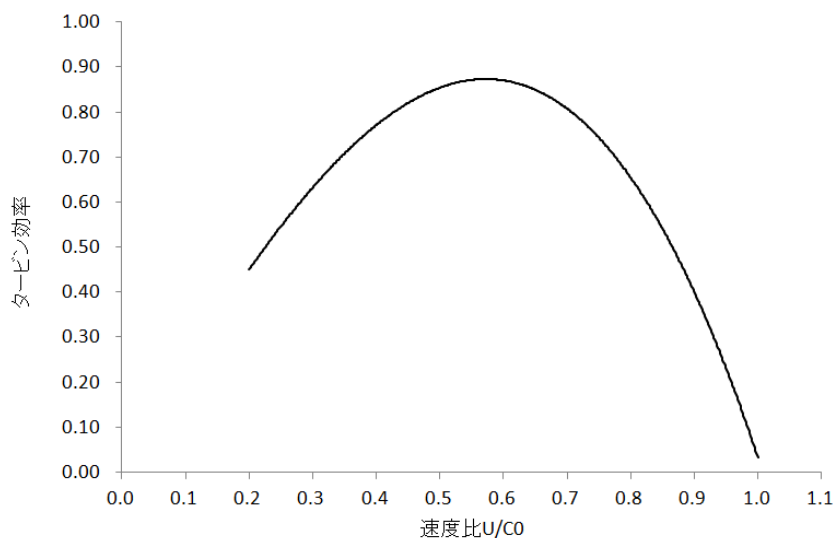


図 1-14 速度比とタービン効率(イメージ)

表層－深層の温度差ごとのデータを作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係、タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係としてまとめると、それぞれ図 1-15、図 1-16 となる。



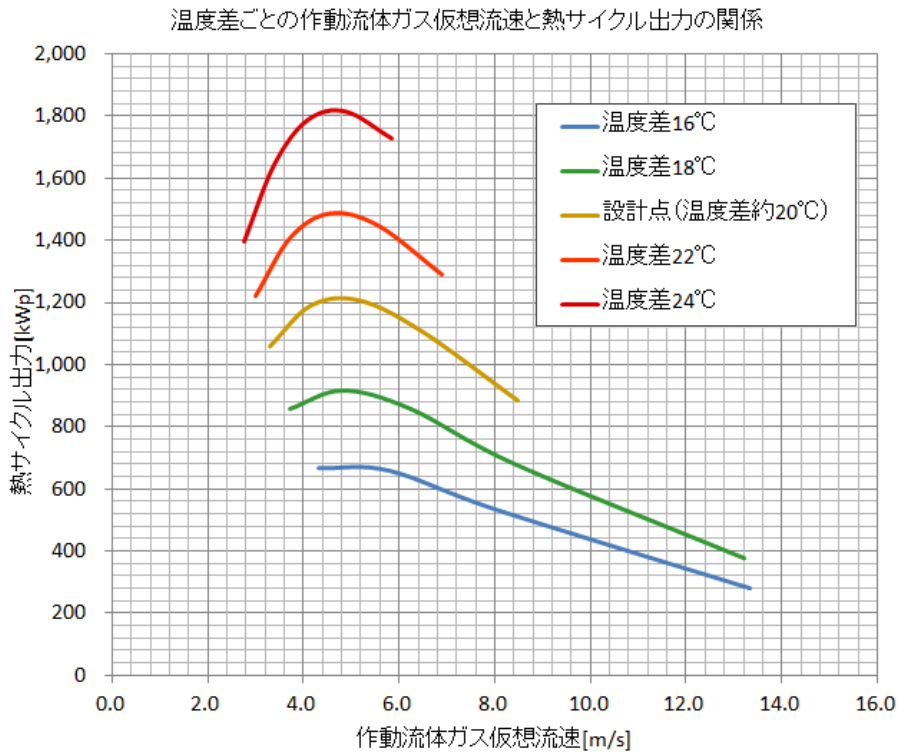


図 1-15 作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係

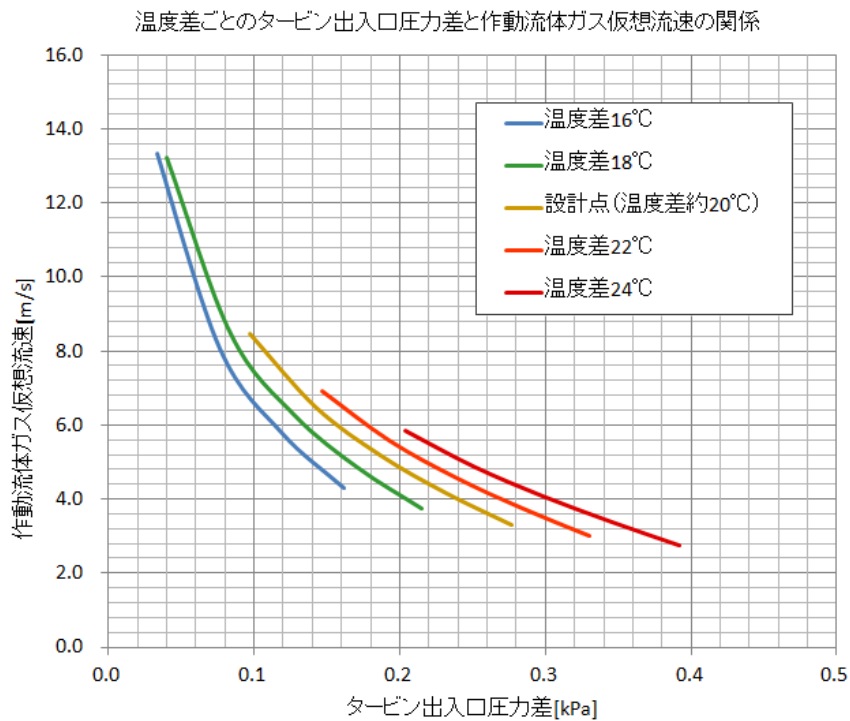


図 1-16 タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係

図 1-13 および、図 1-16 タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係から、①の通り圧力差を調整して運転した場合、作動流体ガス仮想流速は近い数値（4.0～6.0 程度）となる。図 1-15 作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係を含めて考えると、いずれのケースでも比較的最大出力に近い運転点を達成できることが分かる。

### 1.2.2 今年度の検討：タービン発電機の回転数、トルクと発電効率の相関を考慮した出力向上検討

#### (1) タービン発電機の回転数、トルクと発電効率との相関関係

昨年度までの検討においては、タービンにおける周速、ガス仮想流速、タービン効率、タービン膨張比（前後差圧）、タービン特性等について考察した。一方、タービンが接続される発電機においては、原理的に回転数（周速に比例）は電圧に、トルクは電流にほぼ比例する。図 1-17 に、周速—回転数を媒介したタービンと発電機との相関について示す。

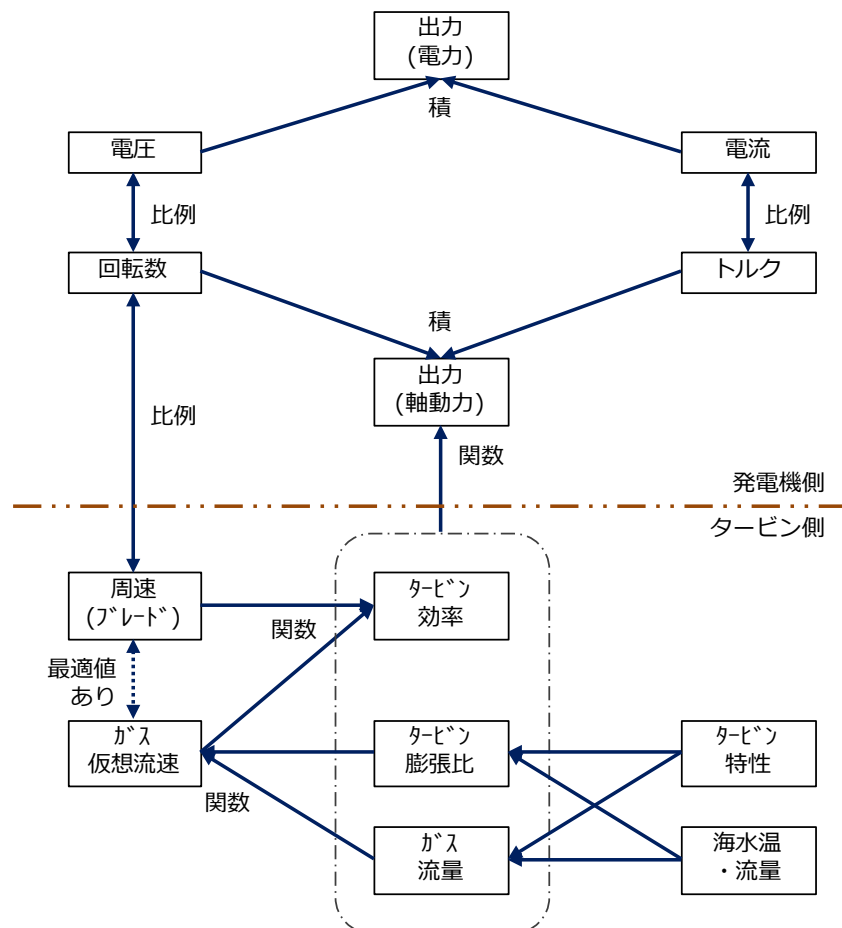


図 1-17 タービンと発電機におけるパラメータの相関関係

ここで、前項で述べた通り、周速／ガス仮想流速には、タービン効率を最大にするための最適

比が存在するため、発電機－タービンはその最適化を考慮した設計が必要となる。

## (2) タービン発電機の回転数とトルクに注目した今年度の運転状況

本設備では、ユニット A 側に 2012 年建設当時から設置されているタービン発電機 A（回転数は PCS（Power Control System）で制御）と、2016 年に NEDO 共同研究（ジャパン・マリンユナイテッド株式会社および国立大学法人 佐賀大学）により設置されたタービン発電機 B（回転数は抵抗負荷量によって決定）とが運転を行っている。

ここでは、制御方式の異なる 2 つのタービン発電機について、回転数とタービン発電機効率、および発電機出力電流（トルクに比例）の三者の関係をまとめた（図 1-18～図 1-20）。タービン発電機総合効率については約 65%にとどまっているが、これは海水流量や温度の制約により定格出力に比べて格段に小さい出力での運転となっていることが原因と考えられる。

なお Unit-B に関しては、負荷抵抗値を変化させることができるため、高負荷運転と低負荷運転の 2 種の試験を実施した。

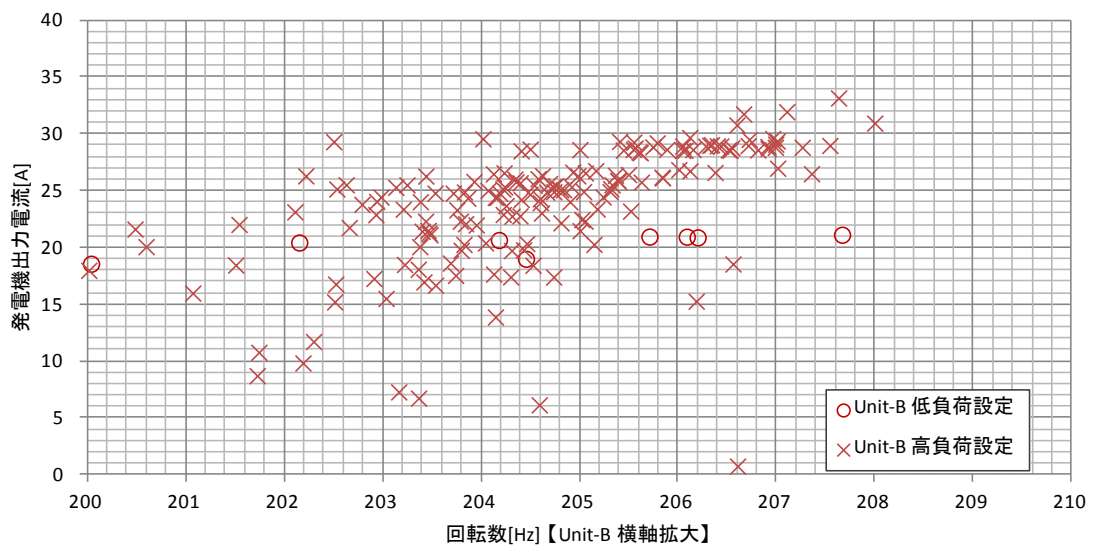
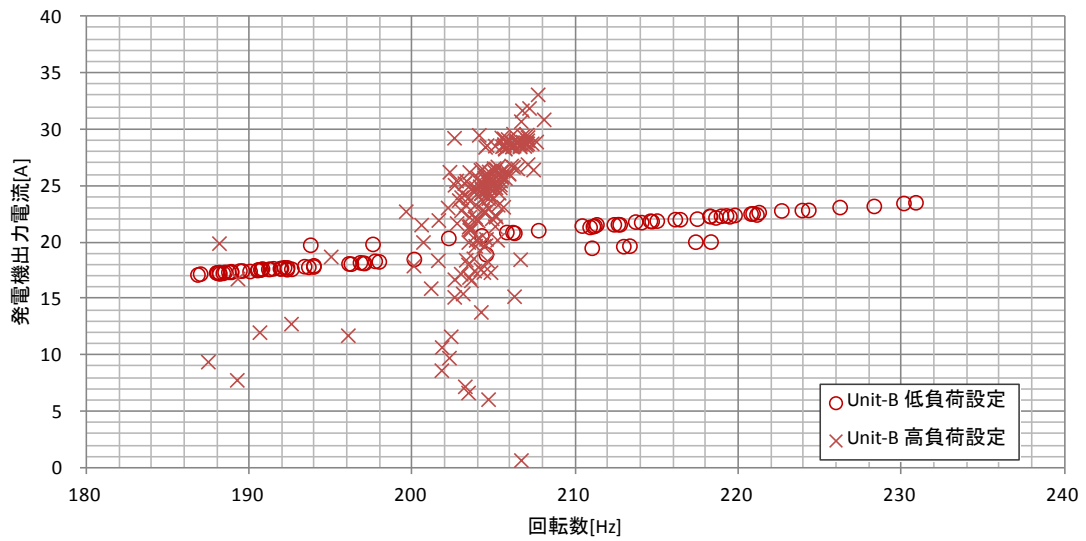
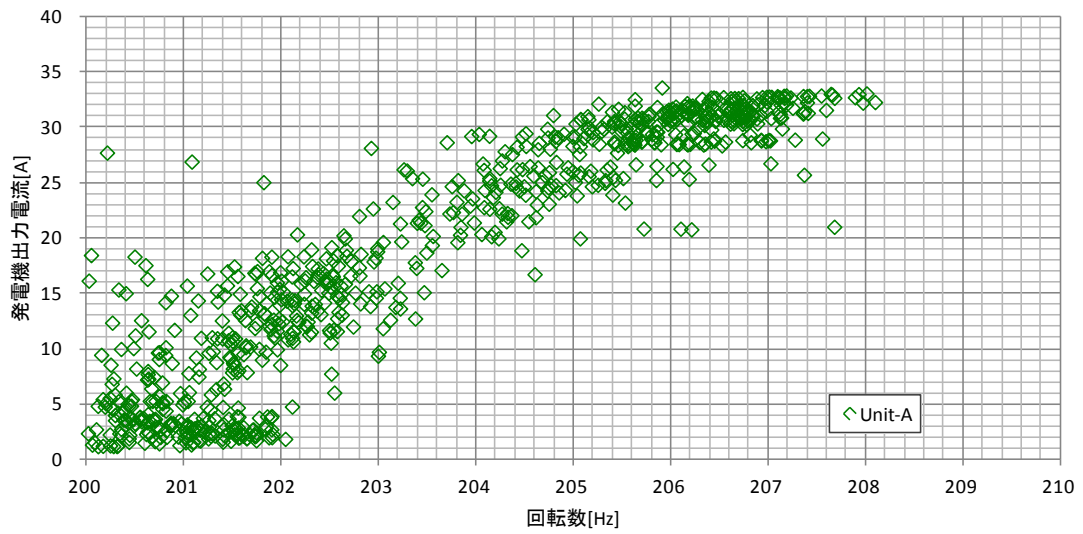


図 1-18 回転数と発電機出力電流(トルクに比例)

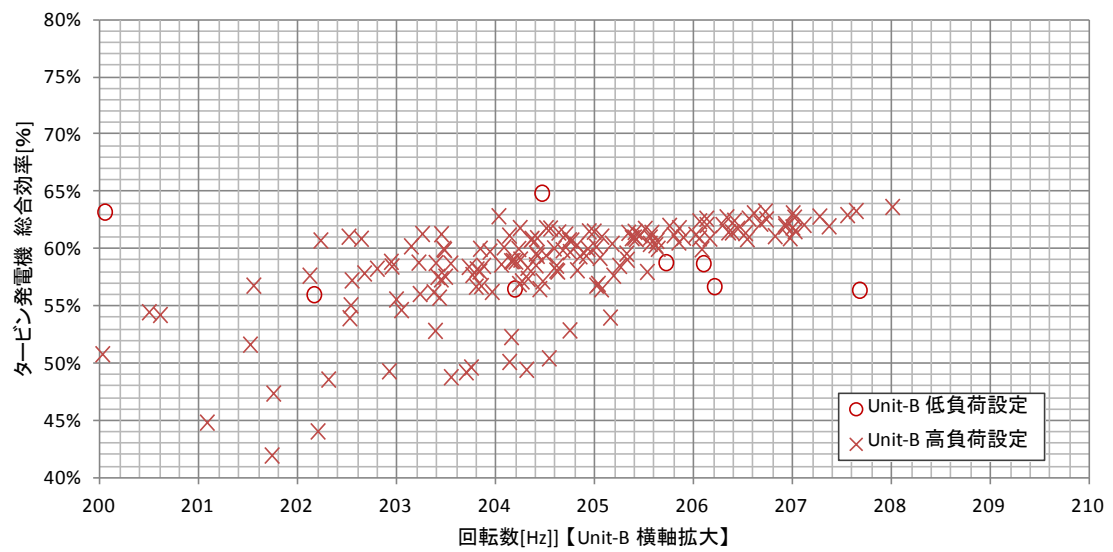
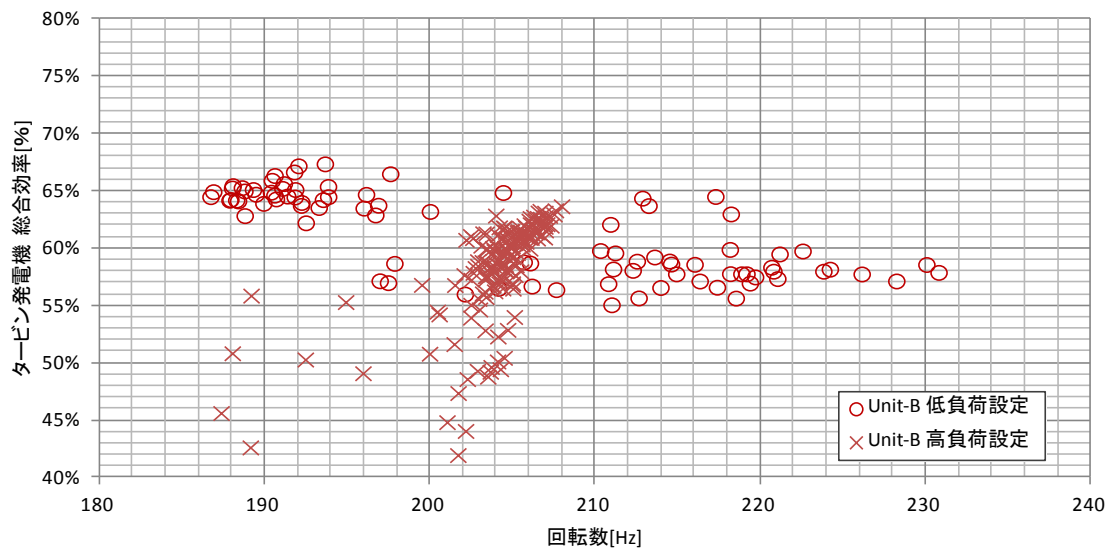
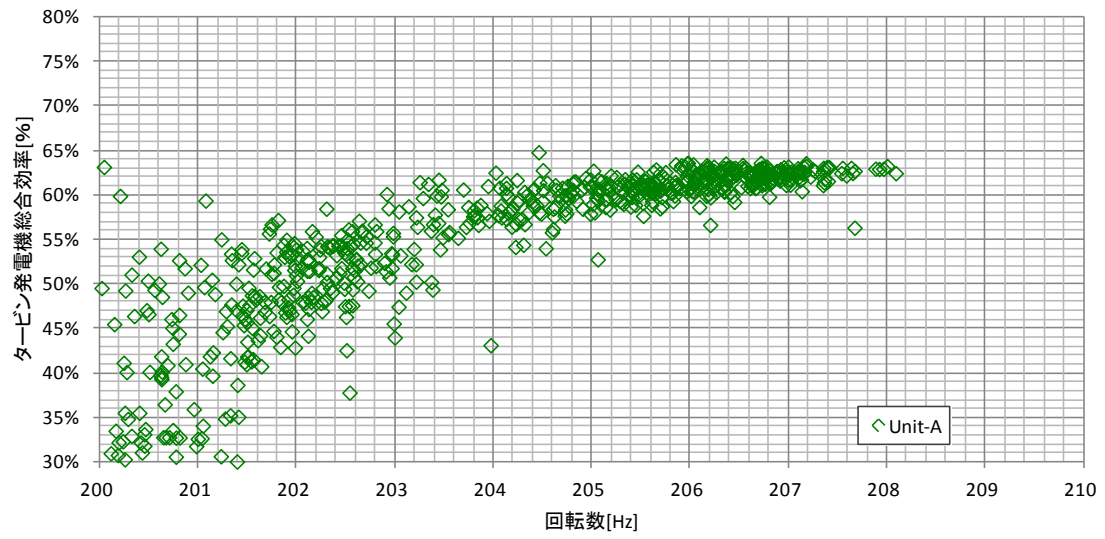


図 1-19 回転数とタービン発電機効率

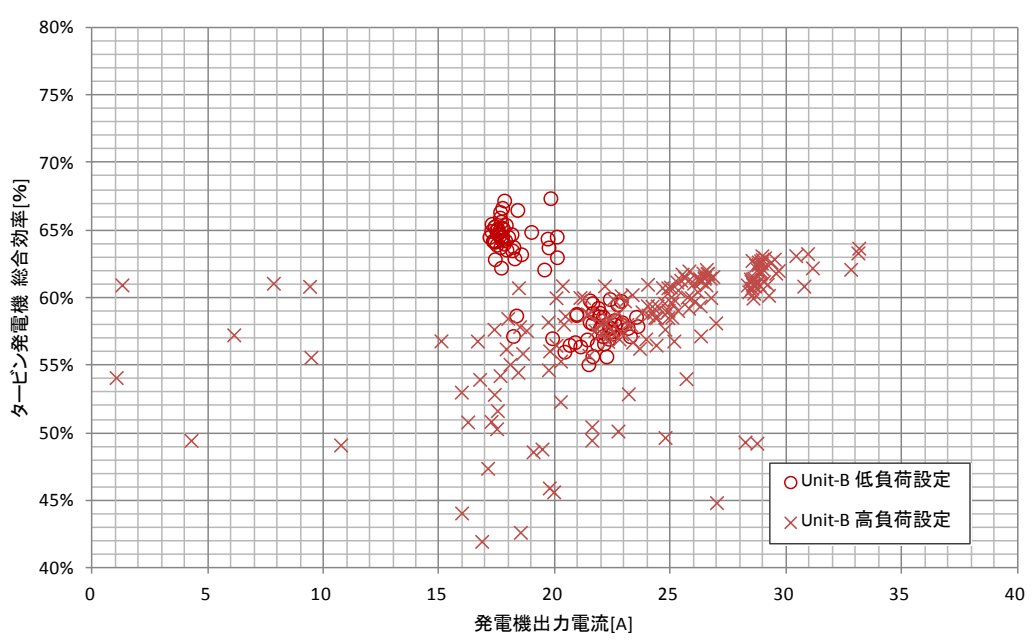
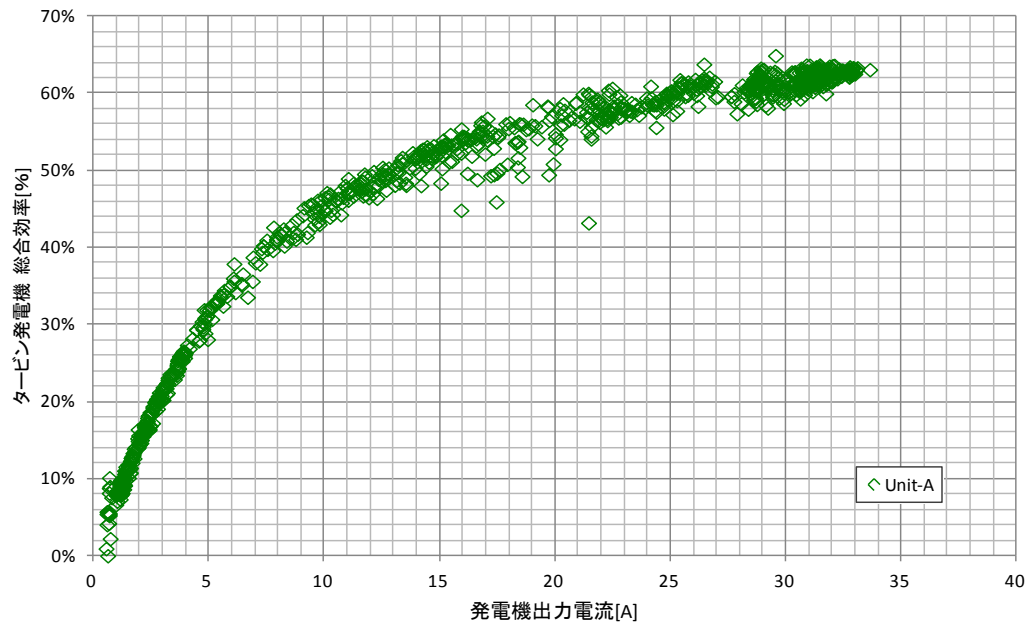


図 1-20 発電機出力電流(トルクに比例)とタービン発電機効率

### (3) 大規模ユニット（回転数固定発電機）における最適制御方法の考察

一般的に、出力 1MW を超える OTEC においては、回転数固定の発電機が用いられる。この場合、「タービンの周速」（発電機の回転数）は固定値であるため、「海水温」（および流量）の変化に対して「タービン効率」を最大化するために「ガス仮想流速」を変化させる必要がある。したがって運転時には「タービン特性」（膨張比と流量との関係）操作することによりガス仮想流速を制御する（図 1-21）。このため大規模ユニットでは、タービン特性（膨張比と流量との関係）を変化させることが可能な可変ピッチノズルが必須となる。これにより、タービン効率あるいはタービン出力が最大となる運転点を定めることが出来る。

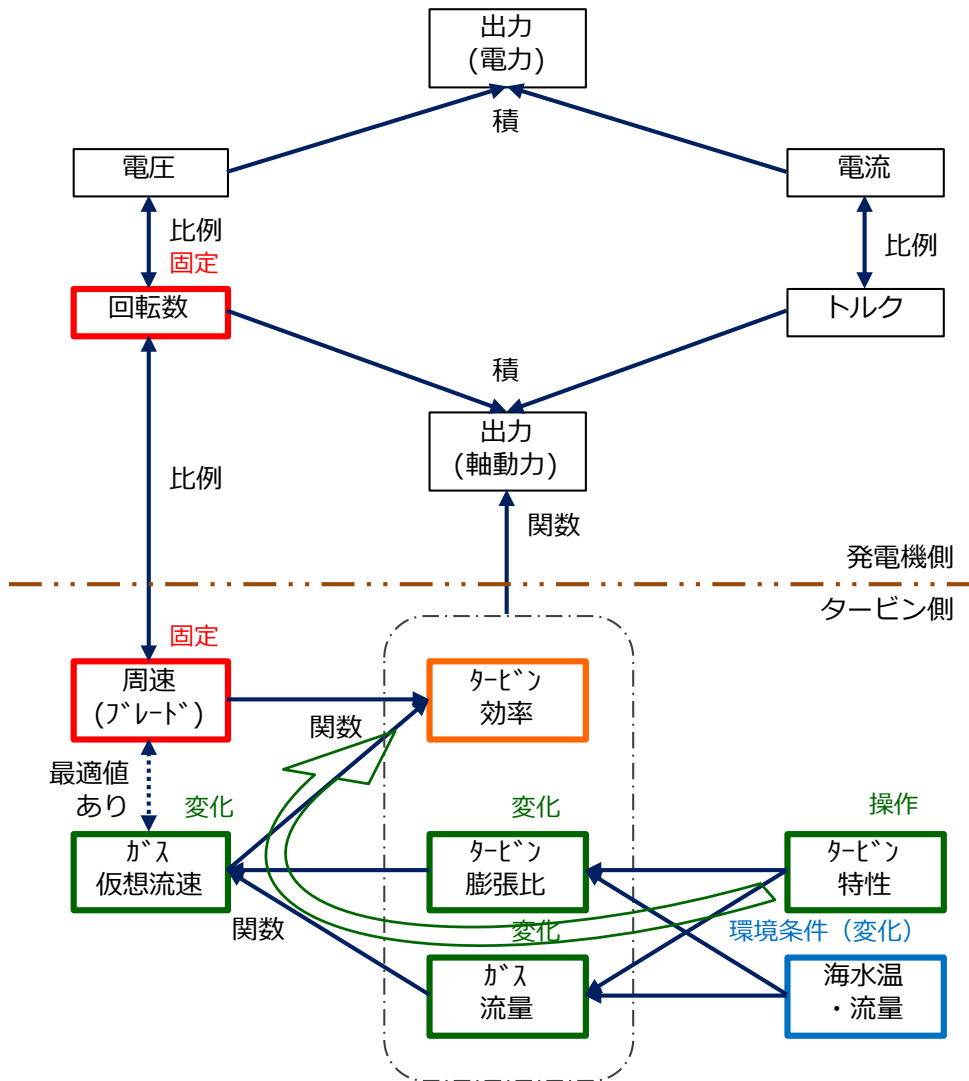


図 1-21 最適制御の流れ(回転数固定発電機・可変ピッチノズルあり)

#### (4) 小規模ユニット（回転数可変発電機）における最適制御方法の考察

本設備を含めて小型の上記タービンにおいては、回転数可変の発電機が用いられることが多い。発電した電力を使用する際には、PCS（Power Control System：逆変換装置）を用いて、商用電力の周波数に変換することとなる。

この場合、「タービンの周速」（発電機の回転数）は可変かつ操作可能であるため、「海水温」（および流量）の変化に対して「タービン効率」を最大化する回転数となるよう、運転前あるいは運転中に設定を行うことができる。1.2.1.項の考察と併せて考えると、回転数可変発電機を備える小規模ユニットでは可変ピッチノズルを装備する必要はなく、PCSで最適制御を行うことが出来ることが分かる。

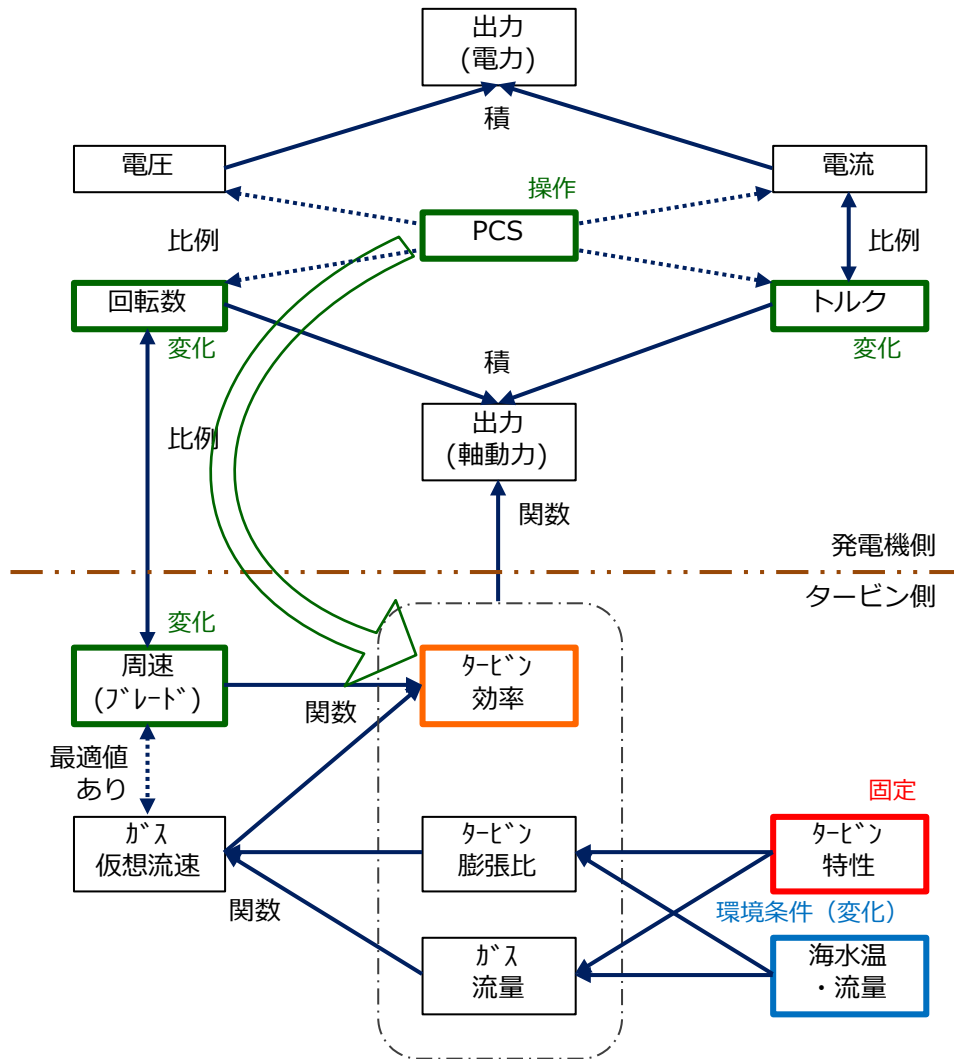


図 1-22 最適制御の流れ(回転数可変発電機・可変ピッチノズルなし)