

## 2.4.2 要素技術試験（ユニットB）

ユニット B は、要素技術運転試験として、可能な限りの連続運転による熱交換器等の性能の継時変化観察と、次項以降に示す特殊条件を模した試験を実施した。運転時間は本格稼働を開始した平成 25 年 4 月 15 日～平成 26 年 2 月末までの 11.5 ヶ月間で 4966 時間、平成 26 年度（平成 26 年 4 月 1 日～平成 27 年 3 月末）の 12 ヶ月間で 6877 時間である。各年度の累積運転時間の推移をそれぞれ図 2-33、図 2-34 に示す。

### (1) 熱交換器性能及び圧力損失の経時変化と逆洗効果の検証

海水を通水する熱交換器は、海水内の生物汚れの付着により、短期間で伝熱性能の低下や圧力損失の増加が懸念されることから頻繁な清掃が必要であることが知られている。一方、本実証設備が設置された沖縄県海洋深層水研究所では、清浄性が高く汚れが付きにくいとされる深層水だけではなく、表層水を用いた熱交換器も開所以来 14 年間以上清掃を行わずに順調に稼働させている。

そこで、伝熱性能及び圧力損失について、自動運転を開始した平成 6 月中旬以降の継時変化を記録し、汚れによる性能低下を観察した。平成 25 年度の結果を図 2-35～図 2-38、平成 26 年度の結果を図 2-39～図 2-41 に示す。なお、平成 26 年度はほぼ一年を通して蒸発器の海水を逆流させて試験を実施したため、海水側圧力損失のデータは得られなかった。この点については、次項に平成 26 年 3 月と平成 27 年 3 月のデータを比較することで性能劣化の程度を評価することとした。また、凝縮器については平成 26 年 4 月～8 月の間、海水側に空気が混入したと思われ、これにより総括熱伝達係数が正しく評価されていない。よって伝熱性能のグラフからは、この期間の数値を除く。

なお、本設備においては海水流量が常に変動するため、これに伴った伝熱性能及び圧力損失の変動も存在する。そこでこれらのグラフでは、シミュレーションによる計算値との比率（実測値／シミュレーション値）をプロットすることによって、海水流量の変動を無視できるようにしている。また、使用したデータは、2 時間毎のデータから、極端な条件（海水の流量変動がある、作動流体蒸気の乾き度が 5°C 以上ある等）を省いたものである。

なお、逆洗の効果検証のために数回逆洗操作を行なっているが、顕著な変化は見られなかった。

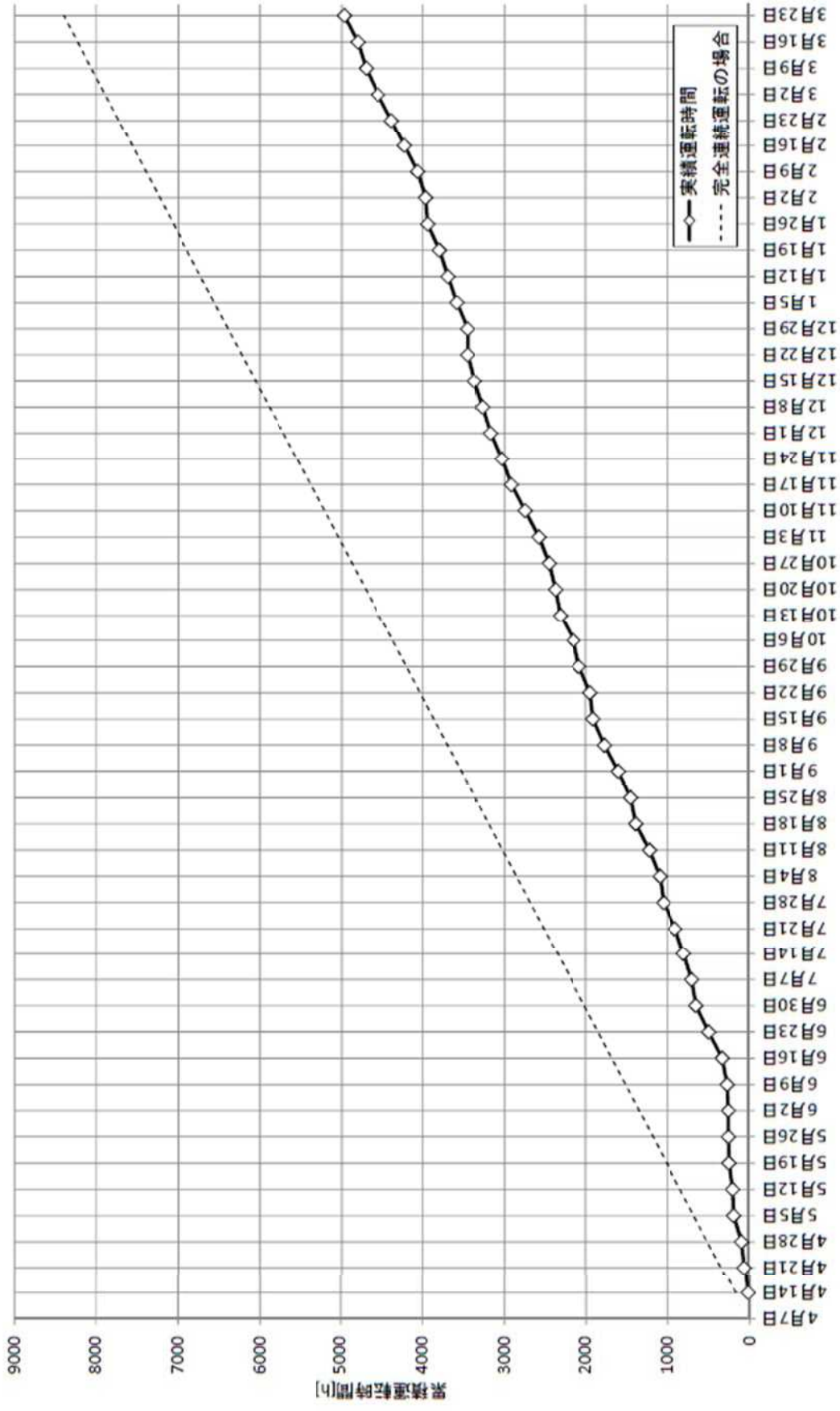


図 2-33 ユニット B 累積運転時間(平成 25 年度)

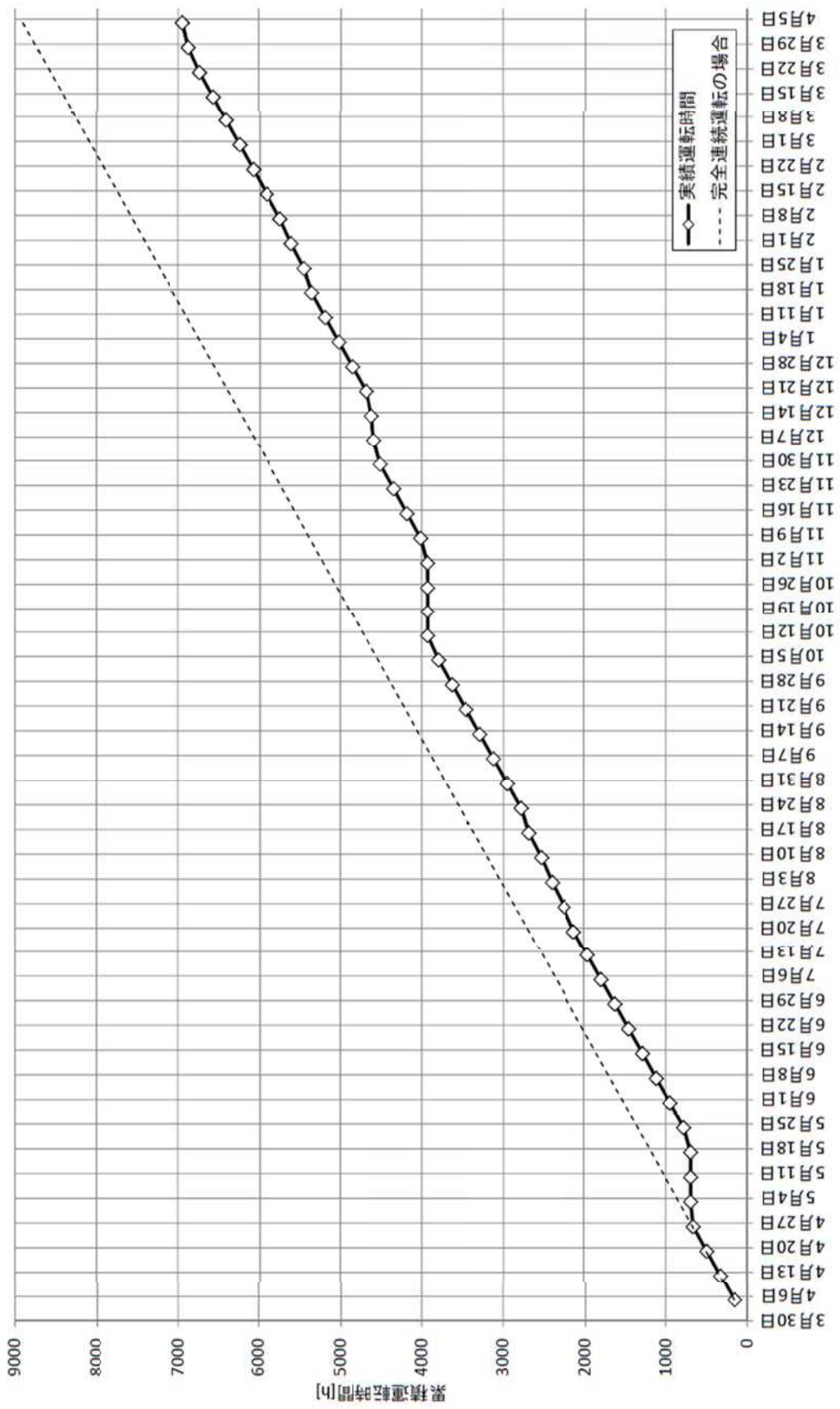


図 2-34 ユニット B 累積運転時間(平成 26 年度)

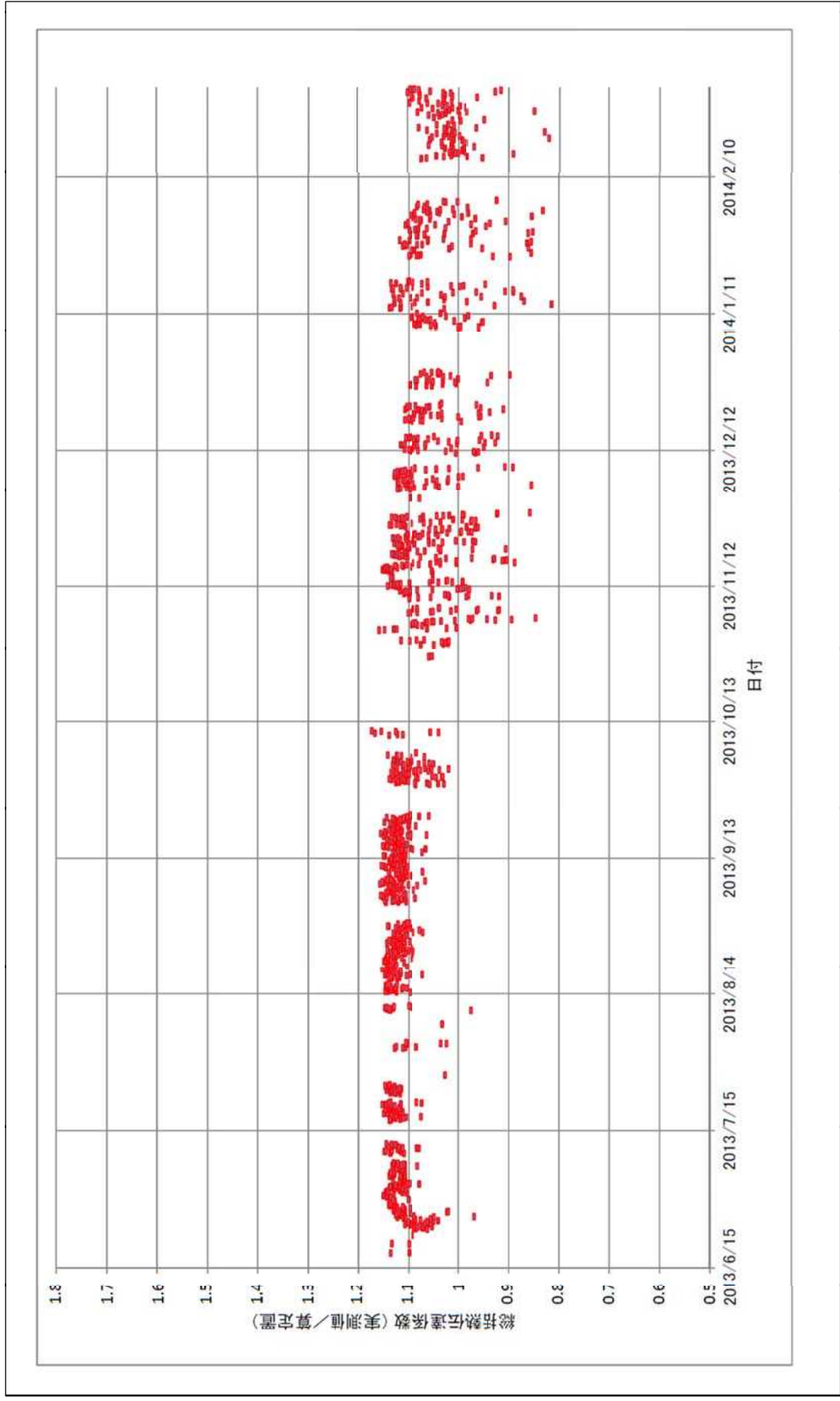


図 2-35 蒸気炉伝熱性能(総括熱伝達係数: シミュレーション値との比較)継続データ(平成 25 年度)

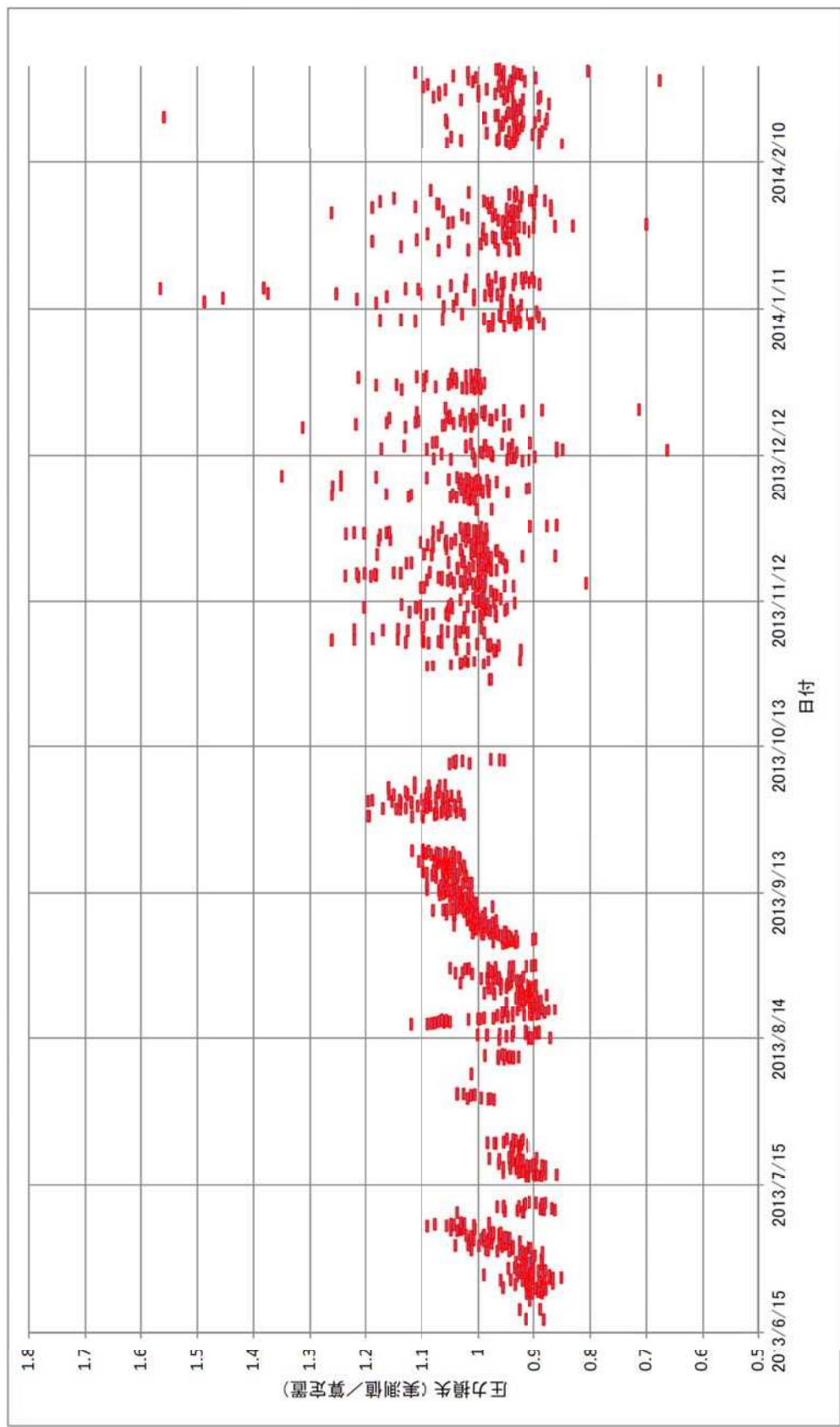


図 2-36 蒸発器海水側圧力損失(総括熱伝達係数・シミュレーション値との比較)継続データ(平成 25 年度)

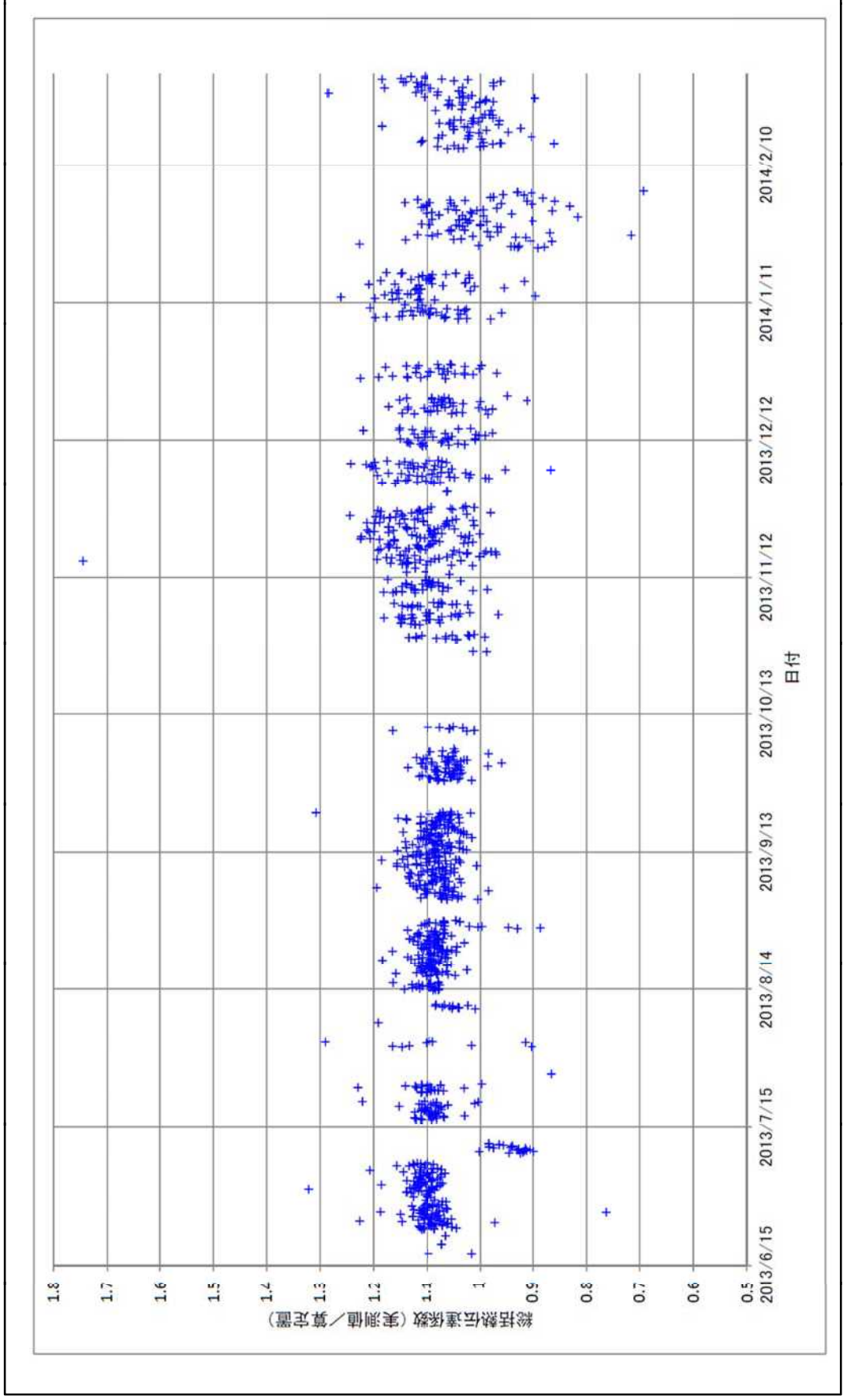


図 2-37 凝縮器伝熱性能(総括熱伝達係数: シミュレーション値との比較) 継続データ(平成 25 年度)

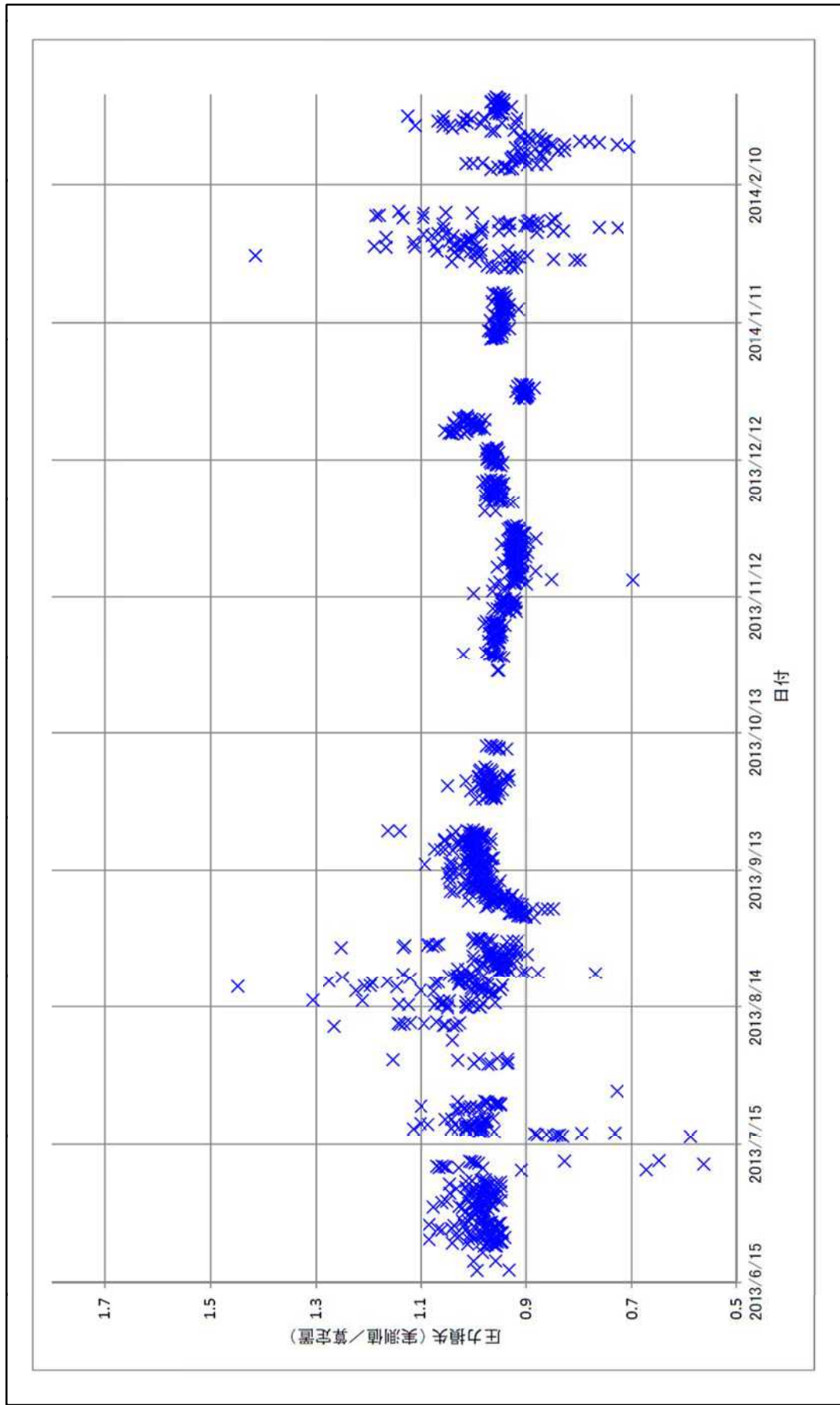


図 2-38 凝縮器海水側圧力損失(総括熱伝達係数・シミュレーション値との比較)継続データ(平成 25 年度)

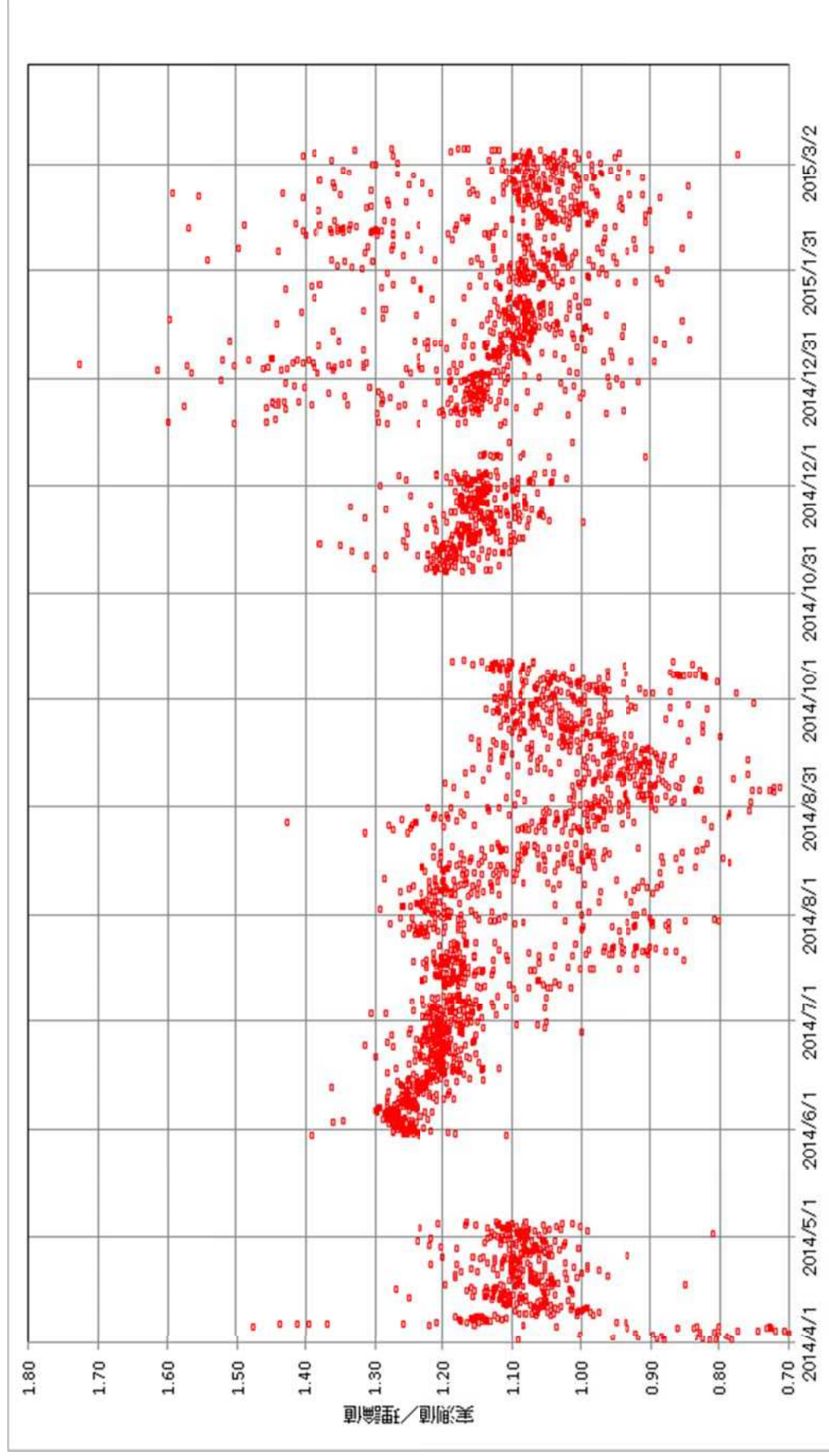


図 2-39 蒸発器伝熱性能(総括熱伝達係数: シミュレーション値との比較)継続データ(平成 26 年度)



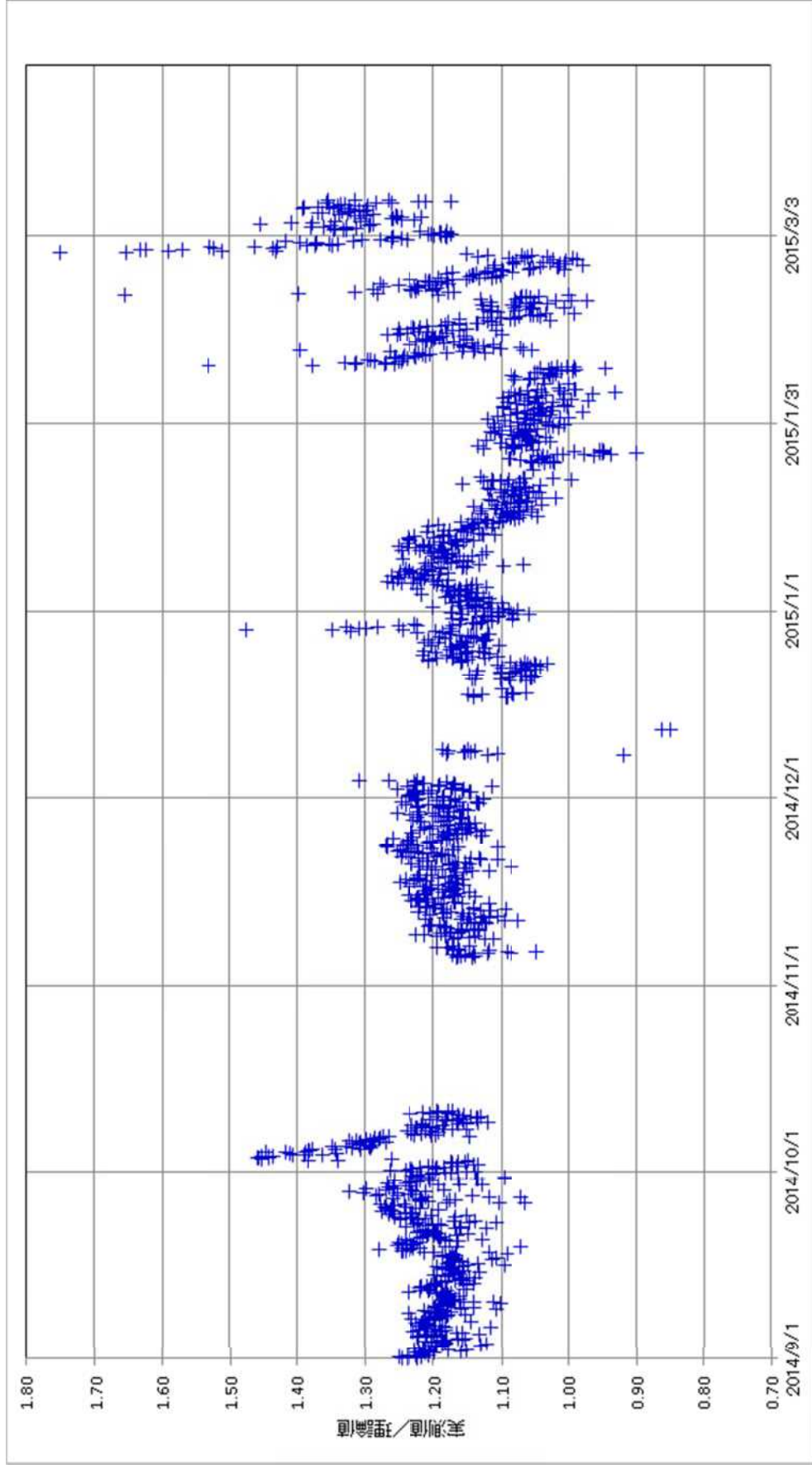


図 2-40 凝縮器伝熱性能(総括熱伝達係数:シミュレーション値との比較)継時データ(平成 26 年度)

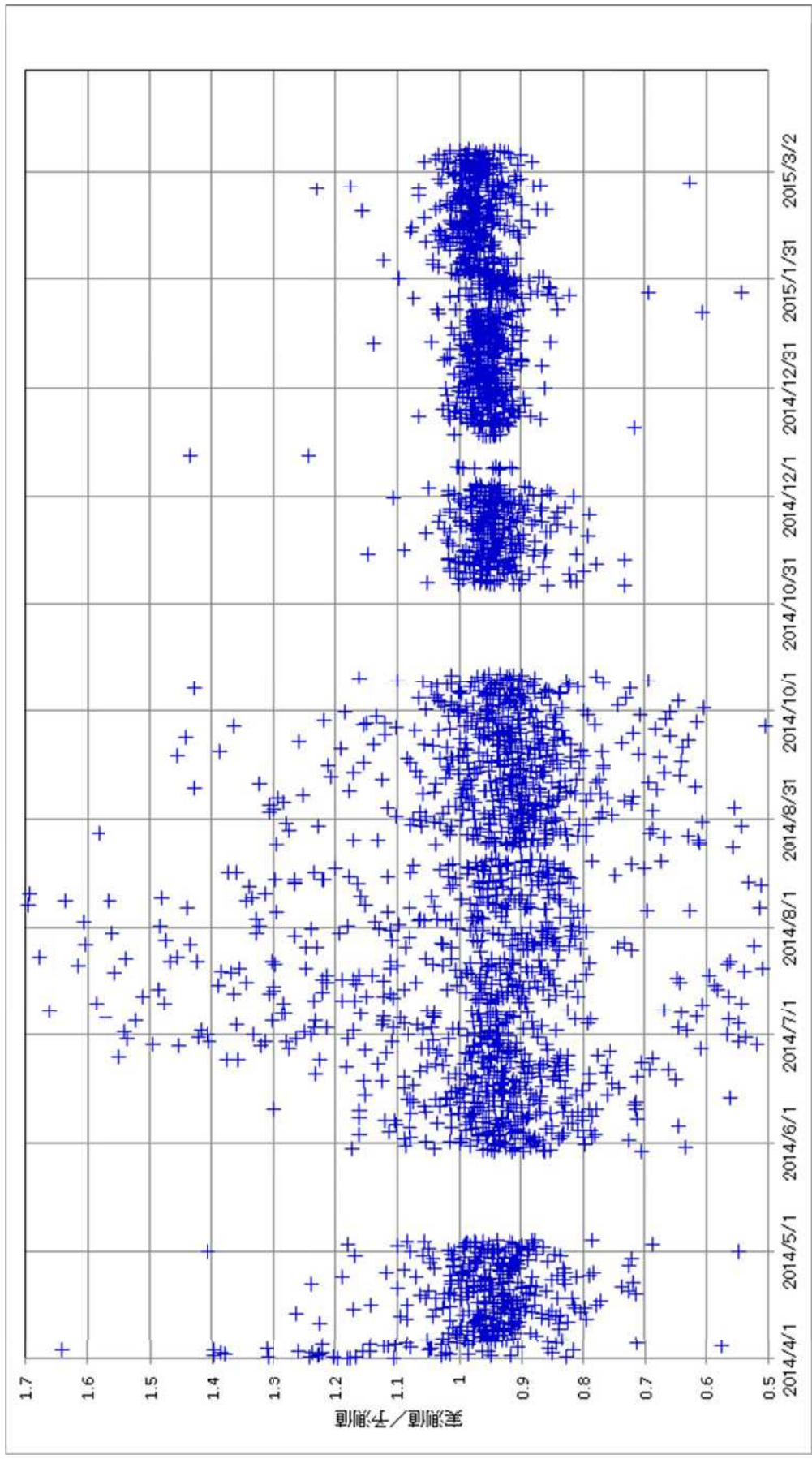


図 2-41 凝縮器海水側圧力損失(総括熱伝達係数・シミュレーション値との比較)継続データ(平成 26 年度)

## (2) 運転条件を変化させた熱交換器性能試験

ランキンサイクルを用いた海洋温度差発電において、プラント稼働時に運転者が人為的に制御できる運転条件は「蒸発器出口蒸気の乾き度(もしくは過熱度)」である。また、これに付随して凝縮器入口蒸気の乾き度(もしくは過熱度)も変化する。

蒸発器出口蒸気の乾き度(もしくは過熱度)は蒸発器の伝熱性能(ピンチ温度)及び熱サイクル出力に、凝縮器入口蒸気の乾き度(もしくは過熱度)は凝縮器の伝熱性能(ピンチ温度)及び熱サイクル出力に、それぞれ影響する。

そこで、本設備を用いて蒸発器出口蒸気の過熱度を操作し、蒸発器、凝縮器の伝熱性能及び熱サイクル出力の変化を観察した。結果を図 2-42～図 2-45 に示す。

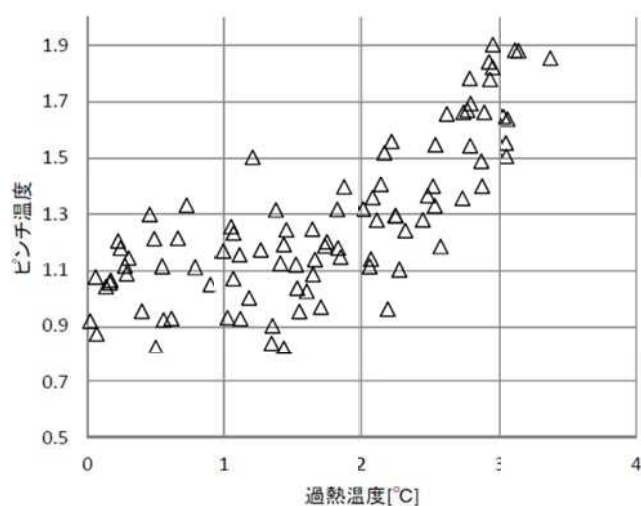


図 2-42 蒸発器出口過熱度とピンチ温度の関係

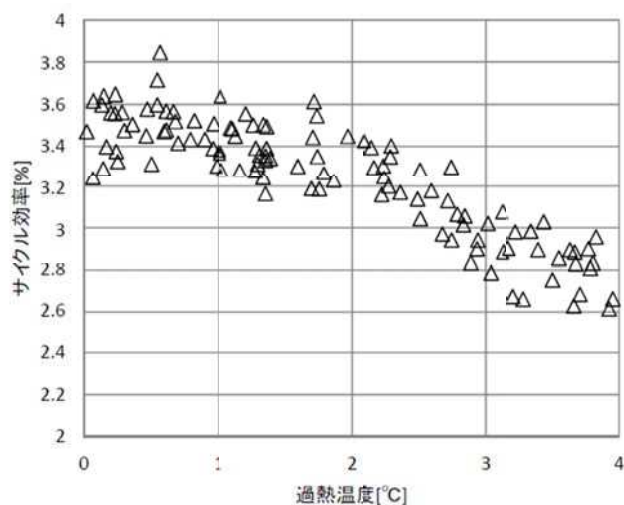


図 2-43 蒸発器出口過熱度と熱サイクル出力の関係

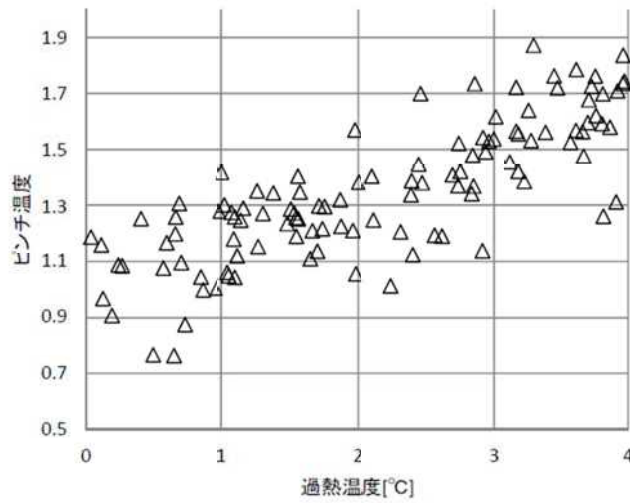


図 2-44 凝縮器入口過熱度とピンチ温度の関係

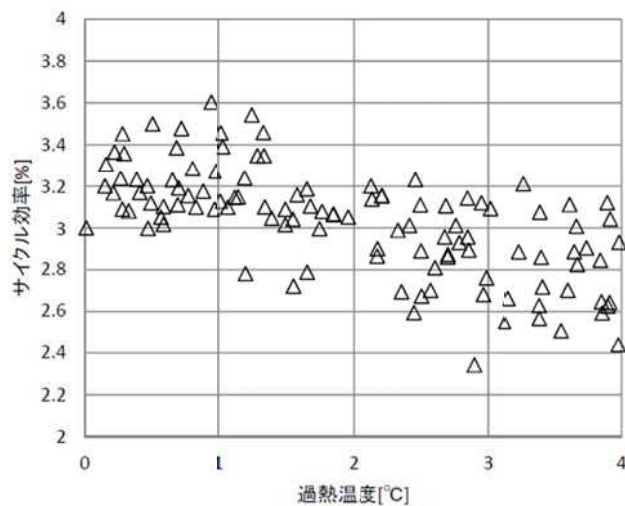


図 2-45 凝縮器入口過熱度と熱サイクル出力の関係

### (3) タービンを模擬した膨張弁の開度（流量－圧力特性）による熱サイクルへの影響

ユニット B では、タービン発電機の代わりに、タービンを模擬した膨張弁が搭載されている。ここでは、この開度を変化させることにより膨張弁の流量－圧力特性を変化させ、熱サイクルへの影響を評価した。開度に対する蒸発器の交換熱量及び熱サイクル出力の変化を、それぞれ図 2-46、図 2-47 に示す。

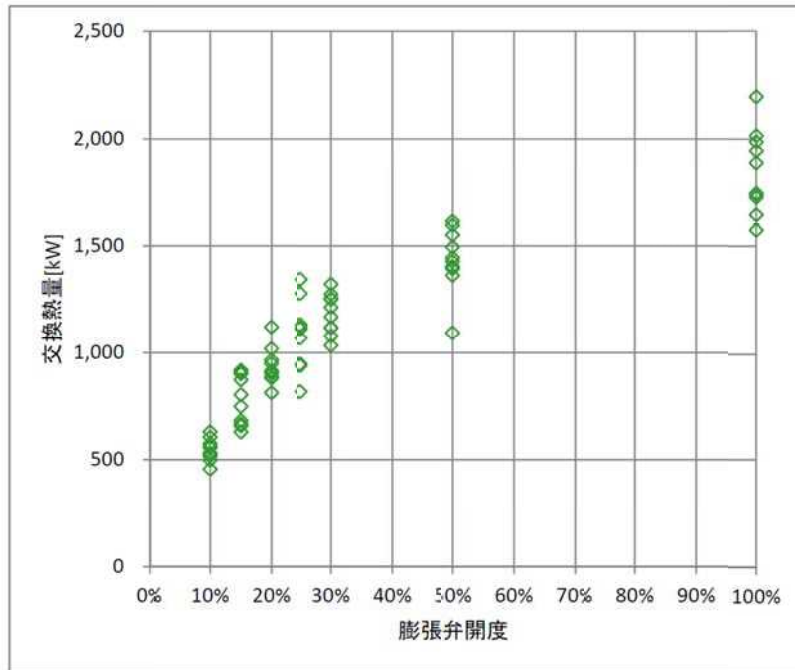


図 2-46 開度に対する蒸発器の交換熱量の変化

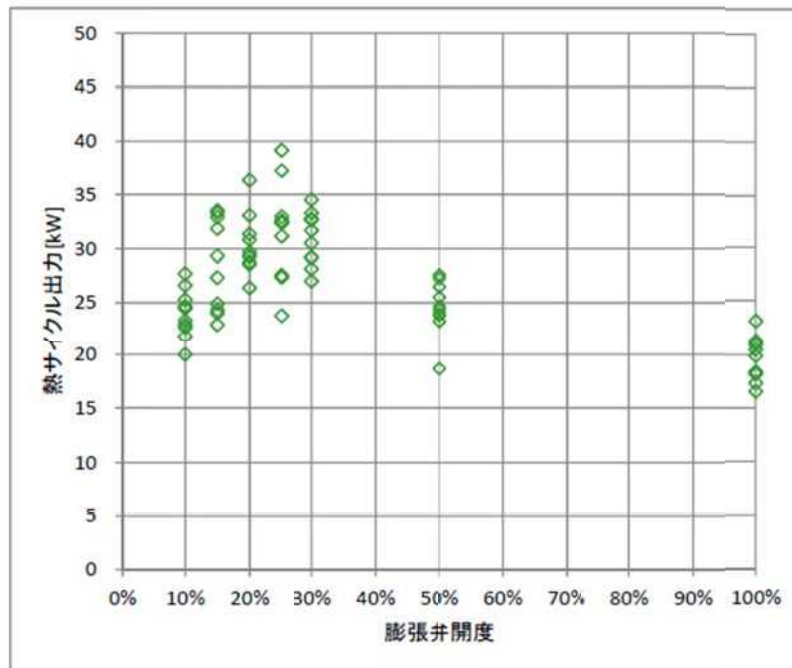


図 2-47 開度に対する熱サイクル出力の変化

### (5) 運転条件による熱交換器性能の差異 (平成 26 年度)

一年間での性能の劣化度合いを調べるため、平成 25 年 3 月と平成 26 年 3 月の運転において、海水流量、温度、作動流体乾き度が類似しているデータをピックアップし、比較を行なった。代表的な結果として、蒸発器の総括熱伝達係数、および凝縮器の海水側圧力損失について、結果をそれぞれ図 2-48(総括熱伝達係数)・図 2-49(海水側圧力損失)に示す。

蒸発器、凝縮器いずれについても性能の劣化が見られず、汚れの付着は飽和状態となっていることが窺われる。

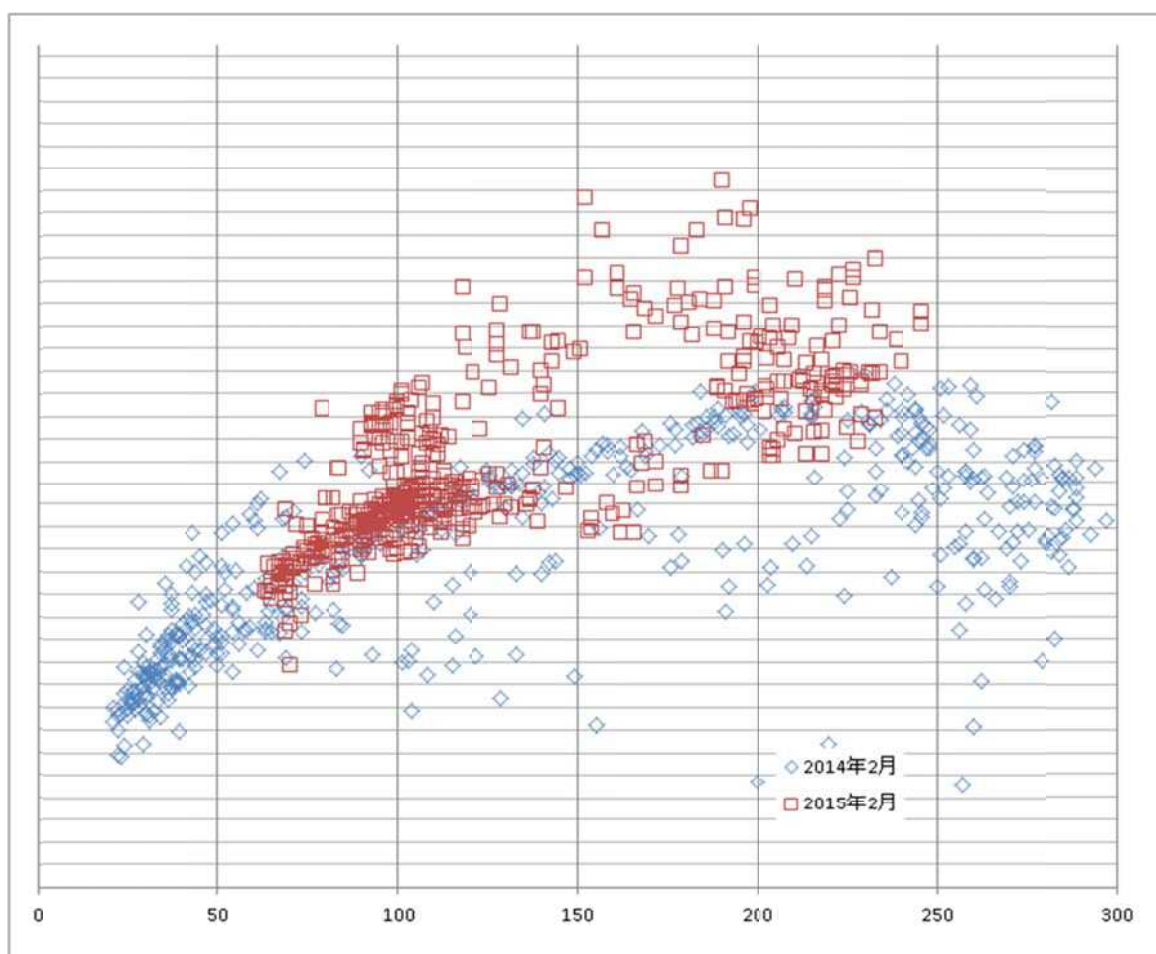


図 2-48 蒸発器伝熱性能(総括熱伝達係数)の比較



図 2-49 凝縮器圧力損失の比較

**(6) 浮体を想定した周期的変動が熱交換器にもたらす影響に関する試験**

2.4.1 項(6)においてユニット A で実施した周期的変動試験を、ユニット B においても実施し、熱交換器の伝熱性能を観察した。結果を図 2-29 (低液位での試験) および図 2-31 (高液位での試験) に示す。

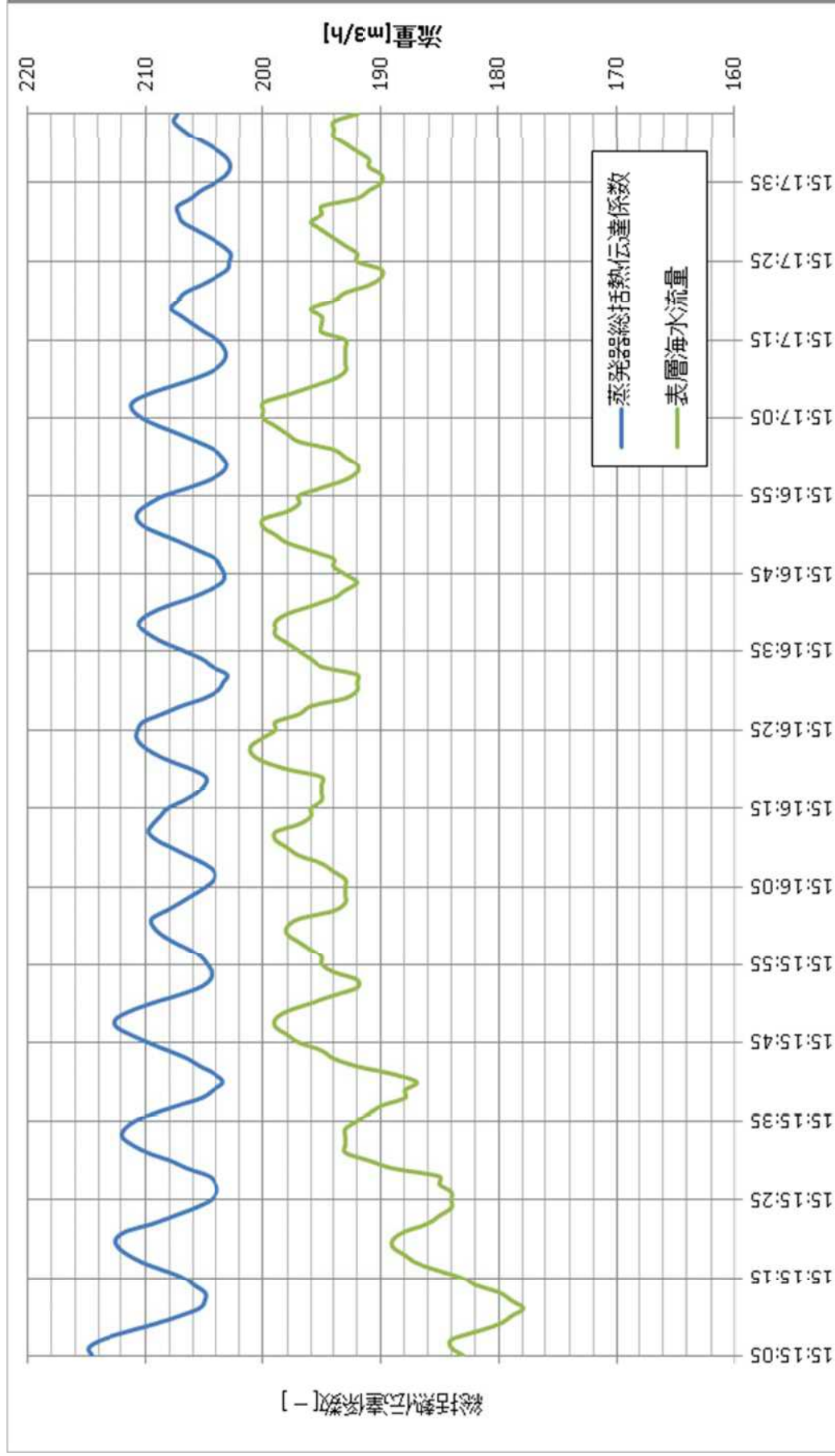


图 2-50 表層海水流量変動と蒸発器伝熱性能(気液分離器＝低液位時)



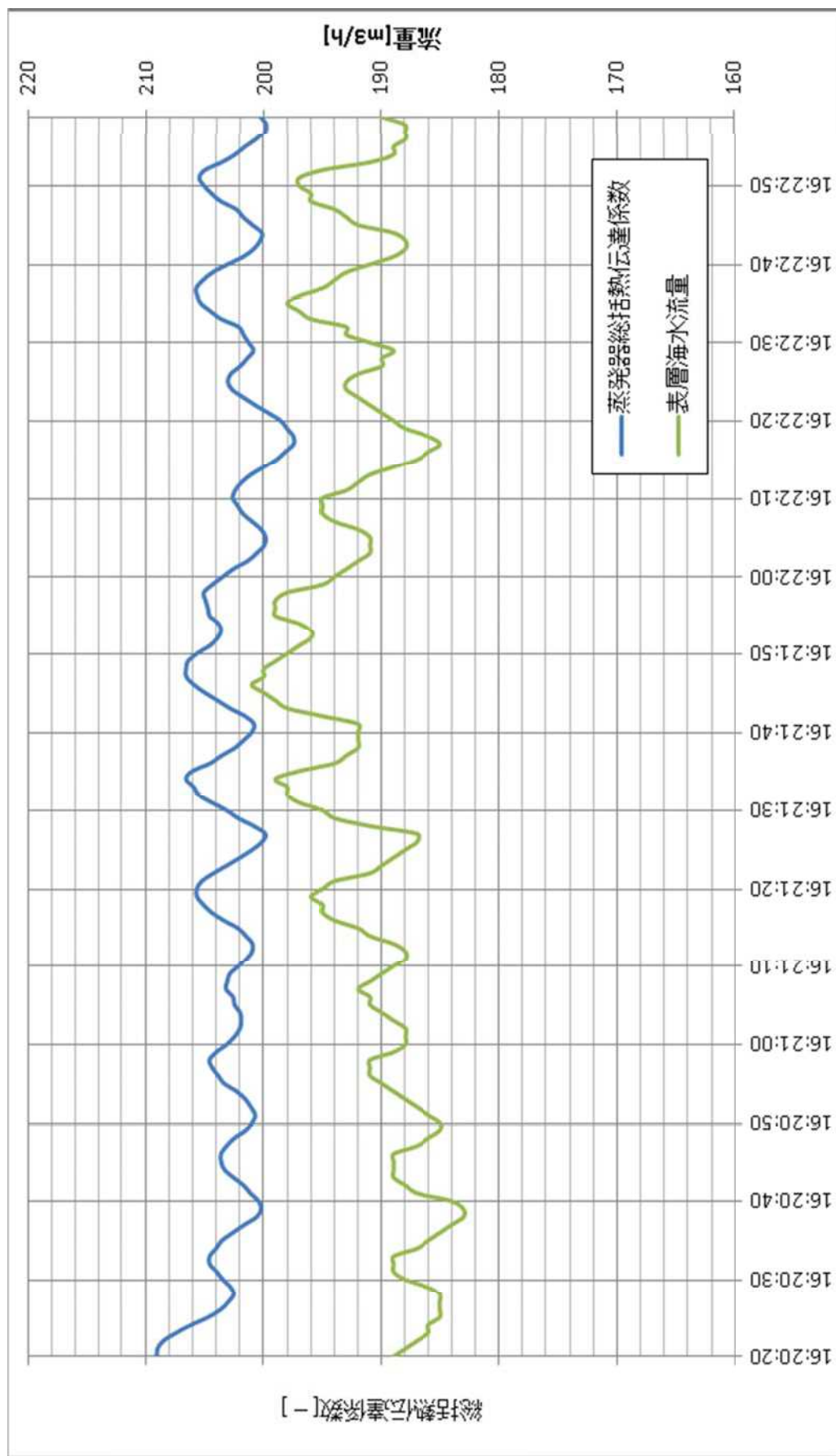


图 2-51 表層海水流量變動と蒸発器伝熱性能(気液分離器 = 高液位時)

## (7) まとめ

前項までの試験結果により得られた結論を以下に述べる。

- 2年間の運転において、運転1年目には蒸発器側に約10%の性能低下が見られた。一方、凝縮器側に性能低下は見られなかった。  
運転2年目には、汚れが飽和したためか、ほとんど性能低下が見られない。  
深層海水は、海洋のどの場所においても性状がほぼ同じと考えられることから、凝縮器の海水側の汚れはほぼ無視することが出来ると考えてよい。  
一方、表層海水は場所によって性状が異なるため、久米島での試験でほとんど汚れが無視できるといっても、他プロジェクトではその場所に応じた技術検討が必要となる。
- 浮体を想定した揺動のシミュレーション運転試験では、海水流量の変動に併せて伝熱性能が変化する様子が観察された。ただし、これによって設備全体に悪影響が及ぶことは無い。