

海水冷却型プレート式熱交換器の生物汚損に関する研究 －海水温度の影響－

一瀬純弥^{1†}・高見太郎²・西田哲也¹・井上順広³

Experimental study of marine biofouling for the plate type heat exchanger with sea water cooling － Effect of sea water temperature －

†Junya Ichinose¹, Tarou Takami², Tetsuya Nishida¹ and Norihiro Inoue³

An equipment, with a plate heat exchanger, for testing seawater side fouling was operated for an extended period using seawater as the cooling heat source. The degradation of seawater side heat transfer performance with seasonal changes in seawater temperature was compared and examined. The following results were obtained:

- 1) The overall heat transfer coefficient decreased by 21.2% in winter and 21.9% in early summer compared to that at the start of the experiment. No significant difference was observed under the investigated experimental conditions.
- 2) The percentage increase in differential pressure was larger than that in overall heat transfer in both winter and early summer but the difference was still only a few kPa.
- 3) The estimated wall temperature at the seawater side was suitable for biological fouling in all seasons.
- 4) The fouling factor 30 days after the start of the experiment was $6.104 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ in winter and $7.01 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ in early summer.

Key Words : Plate type heat exchanger, Biofouling, Overall heat transfer coefficient, Fouling factor, Sea water

1. 緒 言

近年海運・水産業界においては、不安定な燃料価格から安定的な経営が困難な状況になってきており、特に船舶運航や操業においては各種省エネルギー化技術の導入や減速運転の採用など、様々な運航経費削減の試みが行われている。船舶運航経費の中には、燃料費や人件費などが含まれるが、機器類の保守整備費用も大きな割合を占めており、これに関わる費用を削減することも重要である。業界一般では、船員の高齢化などにより船内において機器整備することが困難となり、従って整備作業を高額な外注とせざるを得ない状況にある。ここで、船内重要機器の一つである

プレート式熱交換器に目を向けると、船内補機消費電力量の低減のために、熱交換器用冷却海水流量をインバータにより制御することが近年行われるようになり、海水流速の低下による伝熱面の汚損が危惧されている。これに対しては、メーカーによる分解開放清掃サービスも提供されているが、それらの運航経費に与える影響は大きい。これまで、海水冷却型熱交換器の伝熱性能に関する研究としては、川辺¹⁾は、海水を用いた熱交換器の障害と対策について報告している。崔ら²⁾はチタン製のパイプを用いた向流型熱交換器に実際の下水を長期間流す実験を行っている。また、プレート式熱交換器の汚損除去に関する研究としては、池上ら³⁾は、2基のプレート式熱交換器を長期間通水し、オゾ

¹ 水産大学校海洋機械工学科 (Department of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University)

² 株式会社前川製作所 (MAYEKAWA MFG. CO., LTD)

³ 東京海洋大学 (Tokyo University of Marine Science and Technology)

† 別刷り請求先 (corresponding author) : ichinose@fish-u.ac.jp

ネーションを用いて生物系汚れの抑制実験を行っている。田澤ら⁴⁾は、天然素粒子による洗浄システムを提案し、疑似汚れを塗布したプレート式熱交換器を用いて洗浄効果を検証している。しかし、プレート式熱交換器に海水を長期間通し海水側伝熱面による伝熱性能の低下と汚れ係数の把握、汚れに伴う圧力損失の増大と、伝熱面流速、水温等との相関について検討した研究はほとんど行われていない。また、科学的・機械的手法による汚れ除去法の効果と従来から存在する逆洗や清水張り込みといった除去方法との比較は行われていない。

そこで、本研究ではプレート式熱交換器を用いた海水側汚れ実験装置を製作、海水を長時間通し、まず季節変化(海水温度変化)による伝熱性能劣化について比較検証を行った。その結果について報告する。

2. 実験装置および方法

Fig.1にプレート式熱交換器を用いた海水側汚れ実験装置の概略図を示す。また、Fig.2に実験装置の全体外観写真

真を示す。実験装置は、プレート式熱交換器、海水タンク2基(屋内・外)、温水タンク、海水ポンプ、温水ポンプ、温水循環ポンプ、電磁流量計2基、差圧伝送器2基、電気温水器で構成される。試験用プレート式熱交換器は日阪製作所製汎用熱交換器[RX-015A-KNHJ-11]を使用した。外観写真をFig.3に、要目をTable 1に示す。プレート材質はチタン製、プレート有効枚数は9枚、温水・海水側の流路はそれぞれ5流路である。有効伝熱面積Aは0.38 m²である。海水側ループは、熱交換を行った海水は屋内外の海水タンクへ送られ再循環しているが、屋外の海水タンクにおいてはタンク内に散水機構を設けることにより自然放熱で温度を低下させ、屋内の海水タンクには常に外部からの海水を供給し、一定の海水がオーバーフローすることにより水位を一定に保持し、両タンク間を連結管でつなぐことにより熱交換器供給海水をほぼ一定温度に保っている。温水側ループは、熱交換を行った温水は温水タンクへと戻り、温水循環ポンプにより電気温水器との間を循環することにより一定温度に保たれている。

温度は、熱交換器出入口4箇所、各タンク2箇所、大気温度について白金測温抵抗体

[Pt100]により計測を行った。なお、白金測温抵抗体については、事前に標準白金測温抵抗体[Pt100, R800-2]を用いて検定実験を行い、温度算出には検定実験で得られた検定式を用いて算出している。温水

Table 1 Specifications of the test heat exchanger

Length of plate	l	[m]	392×10^{-3}
Width of plate	ΔL	[m]	169×10^{-3}
Thickness of plate	δ	[m]	0.5×10^{-3}
Numer of plate	n	[-]	9
Total heat transfer area	A	[m ²]	0.38
Thermal Conductivity (titanium)	λ	[W/(m · K)]	21.9
Equivalent diameter	D_{eq}	[m]	$2d(=2 \times 0.265 \times 10^{-3} \text{m})$

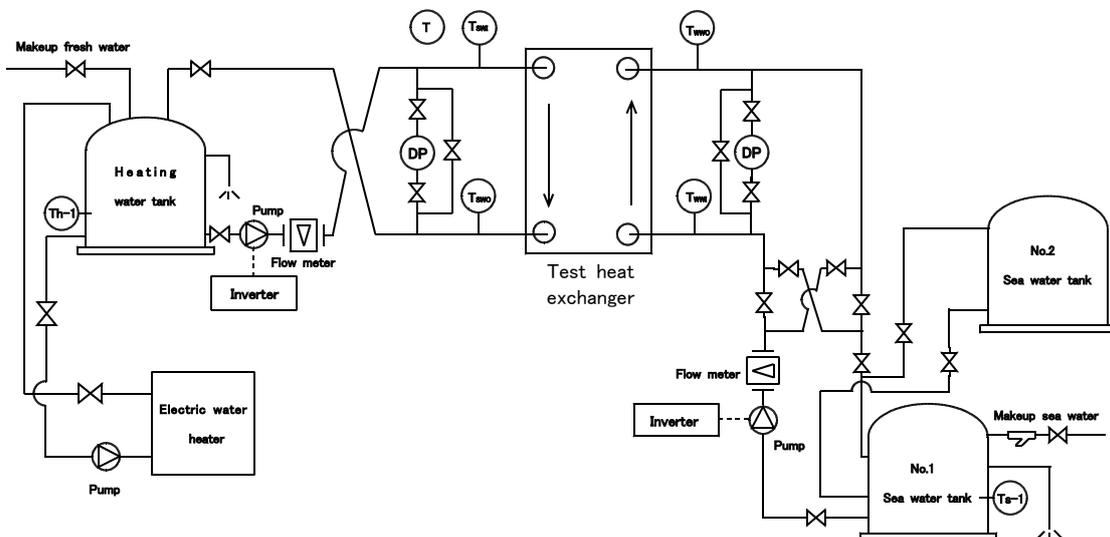


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus



Fig.2 Experimental apparatus (General view)



Fig.3 Test heat exchanger (Plate type)

Table 2 Experimental conditions

		2016/11~12	2017/5~6
Electric water heater setting temperature	[°C]	47~48	47~48
Warm water inlet temperature T_{WWI}	[°C]	38.8~40.3	41.1~42.3
Warm water flow rate G_{WW}	[L/s]	0.56~0.57	0.55~0.57
Sea water flow rate G_{SW}	[L/s]	0.32~0.34	0.32~0.33
Velocity of the sea water side v_{SW}	[m/s]	0.18~0.19	0.18~0.19

及び海水流量は電磁流量計[温水側：Promag 10, エンドレスハウザージャパン株式会社][海水側：IFM1010K-GNA-0025-AWIC-S1-1N, 東京計装株式会社], 熱交換器温水・海水側差圧は2台の差圧伝送器[EJA110J-DMSIG-210DD, 横河電機株式会社]により計測を行った。実験の温度、圧力、流量などの計測データの取り込みには、データロガー[GL820, グラフテック株式会社]を使用した。また、実験中の水質変化を把握するために多項目水質計[WQC-24, 東亜ディーケーケー株式会社]により海水タンクの水質計測 (pH, 溶存酸素量, 電気伝導度, 塩分, 全溶存固形物量他) を行った。

実験条件をTable 2に示す。温水タンクと温水入口温度を40°Cに保ったうえで、実験中は海水流量が一定となるように適宜海水ポンプ回転数の調整を行った。実験は、プレート有効枚数9枚の状態では2016年11月25日から2016年12月25日までの30日間、2017年5月13日から2017年6月26日までの44日間で行った。

3. 実験データの整理方法

プレート式熱交換器の温水側交換熱量は、次式より求めた。

$$Q_{WW} = m_{WW} \cdot p_{WW} \cdot c_{pWW} (T_{WWO} - T_{WWI}) \quad (1)$$

温水の物性値算出には、文献⁹⁾を使用した。

プレート式熱交換器の海水側交換熱量は、次式より求めた。

$$Q_{SW} = m_{SW} \cdot p_{SW} \cdot c_{pSW} (T_{SWO} - T_{SWI}) \quad (2)$$

海水の物性値算出には、文献^{6,7)}を使用し、計算に必要な海水塩分については、多項目水質計での計測値を使用した。プレート式熱交換器の熱通過係数 k は、次式で算出した。

$$k = \frac{Q_{WW}}{A \Delta T_m} \quad (3)$$

ここで、対数平均温度差 ΔT_m は、以下の式で定義される。

$$\Delta T_m = \frac{(T_{wwi} - T_{swO}) - (T_{wwo} - T_{swi})}{\ln \frac{T_{wwi} - T_{swO}}{T_{wwo} - T_{swi}}} \quad (4)$$

4. 実験結果

4.1 プレート式熱交換器のヒートバランス

実験開始時に、試験用プレート式熱交換器について温水側と海水側の間での熱平衡（ヒートバランス）がとれているか確認を行った。Fig.4に、試験用プレート式熱交換器の温水側交換熱量 Q_{ww} と海水側交換熱量 Q_{sw} の関係を示す。図より、温水側交換熱量 Q_{ww} と海水側交換熱量 Q_{sw} は一部のデータを除き $\pm 5\%$ 以内であり、熱交換器の熱平衡はほぼとれていると考えられる。従って、式(3)の熱通過係数の算出には、温水側交換熱量 Q_{ww} を用いた。

4.2 季節変化（海水温度変化）の影響

季節が異なると海水温度も異なるため、伝熱面汚損への影響が考えられる。ここでは、Table 2に示すとおり海水温度以外の実験条件は一定として、2016年11月～12月（以下冬季）と2017年5月～6月（以下初夏）での実験結果を比較した。なお本実験期間における海水温度（海水タンク温度）は、冬季では約23～25℃、初夏では約29～30℃であった。

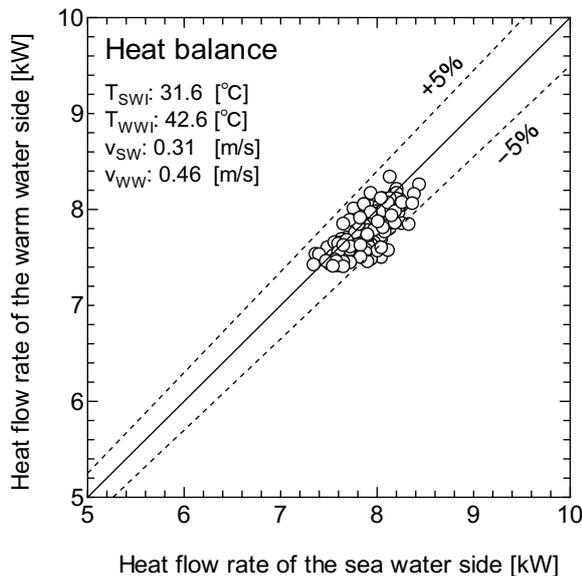


Fig.4 Heat balance of the test heat exchanger

4.2.1 熱通過係数の経時変化（季節変化）

Fig.5に、冬季および初夏における熱通過係数の計時変化を示す。図中○印が冬季、△印が初夏のデータである。図より実験開始時から30日経過時点までの比較を行うと、冬季においては、実験開始時には熱通過係数の値は4410 $W/(m^2 \cdot K)$ であったが、実験終了時には3475 $W/(m^2 \cdot K)$ まで低下し、熱通過係数は21.2%低下した。また、初夏においては、実験開始時には熱通過係数の値は4250 $W/(m^2 \cdot K)$ であったが、実験30日後には3320 $W/(m^2 \cdot K)$ まで低下し、熱通過係数は21.9%低下した。Fig. 5より冬季と初夏を比較すると、初夏の方が熱通過係数の低下割合が若干大きくなっているように見受けられるが、大きな差異は見られなかった。

4.2.2 差圧の経時変化（季節変化）

Fig.6に、冬季および初夏における差圧の計時変化を示す。図中○印が冬季、△印が初夏のデータである。図より実験開始時から30日経過時点までの比較を行うと、冬季においては、海水側の差圧は5.8kPaから6.5kPaとなり、約0.7kPa（約12%）上昇した。また、初夏においては、海水側の差圧は5.3kPaから6.6kPaとなり、約1.3kPa（約25%）上昇した。2016年11月と比較すると若干上昇割合が大きくなっている。冬季・初夏いずれにおいても差圧の上昇割合は熱通過係数の場合と比較して大きくなっているが、いずれも数kPaの範囲にとどまった。通常プレート式熱交換器においてはブルドン管式圧力計により性能劣化の把握・流

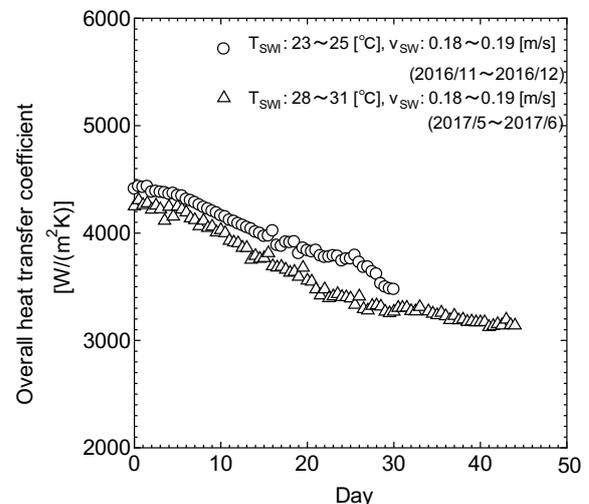


Fig.5 Relation between overall heat transfer coefficient and day

路の閉塞状況を監視することが行われているが、本実験結果よりブルドン管式圧力計により性能劣化を把握することは非常に困難と思われる。

4.2.3 海水側伝熱面温度の経時変化（季節変化）

4.2.1に示した熱通過係数の変化には、海水側伝熱面汚れの影響が大きく関与していると考えられ、海水側伝熱面汚れの生成には、海水温度（海水側伝熱面温度）や流速、水質等様々なファクターが関与していると考えられる。ここでは、その一つである海水側伝熱面温度の影響について検討を行った。本実験装置の熱交換器はプレート式であり、伝熱面壁面温度を直接計測することは困難である。従って以下の手法により、海水側伝熱面温度の推算を行った。

海水側壁面温度 T_{SWW} は以下の式で定義される。

$$T_{SWW} = \frac{q_{SW}}{\alpha_{SW}} + T_{SWav} \quad (5)$$

$$q_{SW} = \frac{Q_{SW} \times 1000}{A} \quad (6)$$

ここで、 T_{SWav} は海水側出入口温度平均、 q_{SW} は海水側熱流束である。海水側の熱伝達係数 α_{SW} はあらかじめ予備実験を行いウィルソンプロット法により算出した以下の式を使用した⁸⁾。

$$Nu_{SW} = 0.1617 Re_{SW}^{0.8} Pr_{SW}^{1/3} \quad (7)$$

$$\alpha_{SW} = Nu_{SW} \cdot \lambda_{SW} / D_{eq} \quad (8)$$

ここで、 λ_{SW} は海水熱伝導率、 D_{eq} は熱交換器相当直径である。

Fig.7に、冬季および初夏における推算で求めた壁面温度の計時変化を示す。図中○印が冬季、△印が初夏のデータである。図より、冬季では壁面温度は33℃から31℃、初夏では壁面温度は34℃から36℃で推移しており、初夏のほうが若干高い値を示している。PUGH⁹⁾らは30℃～40℃が最も生物汚れが付着しやすい条件と報告していることから、いずれの季節においても生物汚れに適した温度になっていると考えられ、Fig.5における熱通過係数の計時変化の結果を裏付けていると考えられる。

4.2.4 汚れ係数の経時変化（季節変化）

実際の熱交換器においては、運転中に伝熱面に汚れが付着し伝熱性能が低下する。従って熱交換器の設計の際には、運転中における伝熱性能の劣化を予測し、その状態における伝熱面上の熱抵抗（汚れ係数）を定めて熱通過係数を決定する必要がある。汚れ係数については、指針的なものも提案されているが、実際には流体の性質・温度・流速等により大きく変化すると言われている⁹⁾。ここでは、本

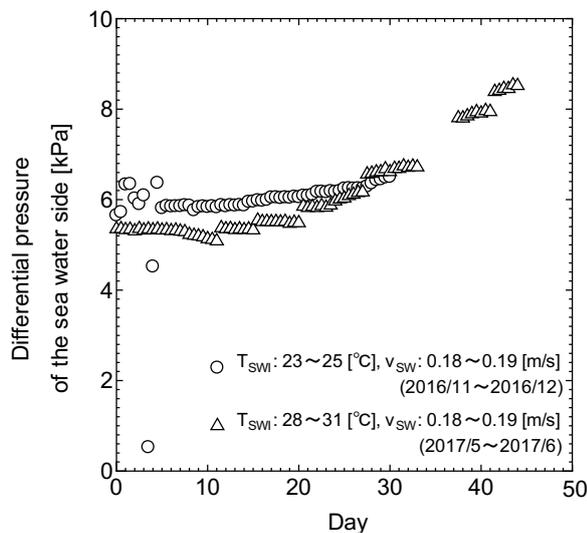


Fig.6 Relation between differential pressure of the sea water side and day

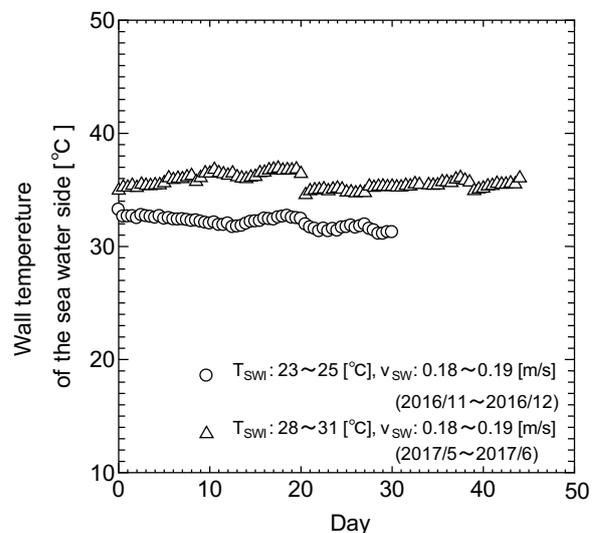


Fig.7 Relation between wall temperature of the sea water side and day

実験条件下における汚れ係数を算出し、先行研究との比較を行った。

本実験における汚れ係数 R_{fve} は、以下で定義される。

$$R_{fve} = \frac{1}{k_2} - \frac{1}{k_1} \quad (9)$$

ここで、 k_1 は汚れる前の熱通過係数、 k_2 は汚れた後の熱通過係数である。

Fig.8に、冬季および初夏における汚れ係数の計時変化を示す。図中○印が冬季、△印が初夏のデータである。図より、冬季・初夏いずれにおいても、経過日数に伴って増大しており、実験開始30日経過後の時点で、冬季においては $6.104 \times 10^5 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 、初夏においては $7.01 \times 10^5 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ となった。PUGHら⁹⁾ は、沿岸部の海水を使用した際の汚れ係数は $4.3 \times 10^5 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 、沖合の海水を使用した際の汚れ係数は $2.6 \times 10^5 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ となると報告している。PUGHらが報告した沿岸海水の条件と初夏の実験結果を比較すると、PUGHらが提案する値の約1.6倍となった。

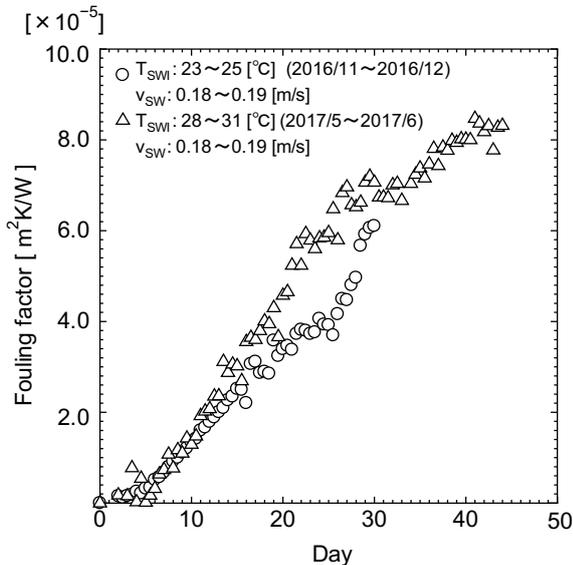


Fig.8 Relation between fouling factor and day

5. 結 言

プレート式熱交換器を用いた海水側汚れ実験装置を用いて、海水を冷却熱源として長期間運転し、季節変化（海水温度変化）による海水側伝熱面性能劣化について比較検証を行った。

- 1) 熱通過係数の経時変化について、実験開始時と比較して冬期では21.2%、初夏では21.9%低下した。本実験条件下では大きな差異は見られなかった。
- 2) 差圧の経時変化について、冬季・初夏いずれにおいても差圧の上昇割合は熱通過係数の場合と比較して大きくなっているが、いずれも数kPaの範囲にとどまった。通常プレート式熱交換器においてはブルドン管式圧力計により性能劣化の把握・流路の閉塞状況を監視することが行われているが、本実験結果よりブルドン管式圧力計により性能劣化を把握することは非常に困難と思われる。
- 3) 海水側伝熱面温度の経時変化について、推算で求めた壁面温度はいずれの季節においても生物汚れに適した温度になっていたと考えられる。
- 4) 汚れ係数の経時変化について、実験開始30日経過後の時点で、冬季においては $6.104 \times 10^5 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 、初夏においては $7.01 \times 10^5 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ となった。

今後の課題として、本実験装置については海水側の冷却能力の問題から、冬期においても海水温度が20℃以上と高くなってしまい季節変化の影響を明らかにすることが困難であった。現在試験用熱交換器の増設工事を実施しており、海水循環経路を改良することにより、今後海水温度、海水側流速の影響、定期的な逆洗運転の効果等を継続して検証していく予定である。

謝 辞

本研究は、平成29年度水産学研究科競争的資金による研究である。また、株式会社日阪製作所には多大なご支援を頂いた。ここに記して謝意を表する。

記 号

A	総伝熱面積	$[\text{m}^2]$
c_p	比熱	$[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$
D_{eq}	相当直径	$[\text{m}]$
k	熱通過係数	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
m	体積流量	$[\text{m}^3/\text{s}]$
Nu	ヌセルト数	$[-]$
Pr	プラントル数	$[-]$
Q	交換熱量	$[\text{W}]$
q	熱流束	$[\text{W}/\text{m}^2]$

Re	レイノルズ数	[-]	Fouling During the Use of Seawater as Coolant-the Development of a User Guide. Heat Transfer Engineering, Vol.26, No.1, pp.35-43, (2005)
R_f	汚れ係数	$[(m^2 \cdot K)/W]$	
T	温度	$[^{\circ}C]$	
v	流速	$[m/s]$	
ΔT_m	対数平均温度差	$[K]$	
α	熱伝達係数	$[W/(m^2 \cdot K)]$	
λ	熱伝導率	$[W/(m \cdot K)]$	
ρ	密度	$[kg/m^3]$	
添字			
av	平均		
I	入口		
O	出口		
re	相対値		
SW	海水		
WW	温水		

文 献

- 1) 川辺允志：熱交換器の海水による障害とその対策. 配管技術, 増刊号, pp.127-136,(1994)
- 2) 崔林日, 三毛正仁, 北富正晃, 貫上佳則, 西岡真稔, 中尾正喜, 鍋島美奈子, Craig Farnham, 澤部孝一：下水熱回収熱交換器の汚れに関する基礎的検討. 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.297-300, (2013)
- 3) 池上康之, 浦田和也, 鶴健士, 住友博之, 山崎起男, 上原春男：オゾンーションを用いたプレート式熱交換器の海生生物防汚に関する研究. 日本機械学会論文集 (B編), 61巻, 586号, pp.303-308, (1995)
- 4) 田澤祐太, 酒井久治, 大木伸一郎, 井元俊之：船舶用プレート式熱交換器の天然素材粒子による洗浄システム. 水産工学, Vol.44, No.2, pp.79-84,(2007)
- 5) 藤井哲, 加藤泰生, 三原一正：空気, 水蒸気および水の物性値に関する表示式の提案. 九州大学生産科学研究報告, 第66号, pp.81-95, (1977)
- 6) 日本機械学会,伝熱工学資料改訂第5版,(2009)
- 7) UNESCO, Unesco technical papers in marine science. 38(1981)
- 8) 高見太郎：水産加工施設等から排出される未利用熱エネルギーの活用技術に関する研究. 水産大学校水産学研究科修士論文, (2017)
- 9) S.J.PUGH, G.F.HEWITT, H.MULLER-STEINHAGEN: