

風力を利用した海難救命用小型蒸留器の屋内実験

Indoor experiments of a maritime lifesaving small distiller driven by wind

田 中 大 *¹
Hiroshi TANAKA

中 武 靖 仁 *²
Yasuhito NAKATAKE

Abstract

We performed indoor experiments of a maritime lifesaving small distiller driven by wind, in which wind energy is directly converted to frictional thermal energy in the distilling unit, and the thermal energy can be utilized for distillation. A substituting stepping motor for windmill was used to rotate a shaft to perform the experiments under constant revolution per minutes of rotating shaft. We found that the difference of the distillate production rate between the experiments and the theoretical predictions was less than 10%, and this indicates that the rotational energy was converted to thermal energy well in liquid heat medium forming a thin layer between the rotating shaft and the first cylindrical partition in the distilling unit.

キーワード：風力、海水淡水化、蒸留、海難救命用、屋内実験

Key Words: Wind energy, Desalination, Distillation, Maritime lifesaving, Indoor experiment

1. 緒言

海難時において、飲料水の確保は遭難者の生存にかかわる非常に重要な問題であり、現在までに、海難救命用の海水淡水化装置として、手押しポンプを用いた逆浸透膜方式の海水脱塩装置が実用化されている¹⁾。この装置は軽量かつ小型であり、手動で操作されるため確実に飲料水を確保することができるという特徴を有する。しかし、人間1人当りの1日最低必要摂取量の約1.5kgの飲料水を得るためには、27～49Nの力で約1時間半の操作が必要であるため、特に遭難後期の体力を消耗している状態での使用は困難であることが予想される。

最近、太陽エネルギーを利用した海難救命用の海水淡水化蒸留器が提案され²⁾、日射量が22MJ/m²dayの晴れた日において、約15kg/m²dayの造水が可能であると試算されたことが報告されているが、いまだ研究段階であり、実用化には至っていない。

風力エネルギーを利用した海水淡水化装置もこれまでに研究されてきており、Cartaら³⁾、Mirandaら⁴⁾、Weinerら⁵⁾およびKiranoudisら⁶⁾は、風力利用逆浸透膜法淡水化装置について、また、Karameldinら⁷⁾およびWitteら⁸⁾は、風力利用蒸気圧縮式淡水化装置についての研究を行っている。両者の淡水化装置ともに、小さな集落に比較的多量の淡水を供給することを目的に研究が行われているが、風力エネルギーはまず電気エネルギーに変換され、

この電気エネルギーをポンプや電気ヒーターに利用する構造をしており、発電機やポンプ、さらに逆浸透膜装置あるいは蒸気圧縮装置等の複雑かつ多くの機器で構成されているため、海難救命用具として利用できるまでに小型化することは困難である。

一方、風力エネルギーを直接、熱エネルギーとして利用する風力熱変換は、変換途中のエネルギー損失がほとんどないため、風力発電などと比較してエネルギー変換効率が非常に高く、さらに、風力熱変換装置は、風車に直結された回転軸、その外側に配置されるパイプおよび回転軸と外側のパイプの間の薄い層に封入されたシリコンオイルなどの液体熱媒体のみで構成され、回転軸の回転エネルギーが、液体熱媒体の摩擦によって発生する熱エネルギーに直接変換されるという非常に単純な構造をしている。この単純な構造は、寸法や重量上の厳しい制約がある海難救命用の小型海水淡水化蒸留器への応用に非常に有利である。

著者らはこれまでに、風力熱変換を利用した新しい型の海難救命用小型海水淡水化多重効用型蒸留器を考案し、その蒸留性能を数値シミュレーション計算により予測した⁹⁾¹⁰⁾。その結果、本蒸留器は、直径0.12m、長さ0.35m程度のサイズでも、風速6m/s下において、1日当たり1.5kg以上の造水性能を有することを明らかにした。

本研究では、風力を利用した小型海水淡水化蒸留器の蒸留性能を明らかにするため、本蒸留器の試作および屋内実験を行い、得られた結果を数値シミュレーション計算結果と比較・検討した。なお、本研究では、蒸留器内部の回転軸の回転エネルギー

*1 久留米工業高等専門学校機械工学科 講師
*2 久留米工業高等専門学校機械工学科 助教授
(〒830-8555 久留米市小森野 1-1-1)
e-mail: tanakad@kurume-nct.ac.jp
(原稿受付：2005年5月6日)

が熱エネルギーに良好に変換されることを確認するため、風車の代わりにステッピングモータを使用して、回転軸を一定の回転数で回転させ、蒸留器は多重効用（蒸発・凝縮の過程が蒸留器内部で複数回繰り返される）ではなく、単効用（蒸発・凝縮の過程は1回のみ）で実験を行った。

2. 風力を利用した小型海水淡水化多重効用型蒸留器

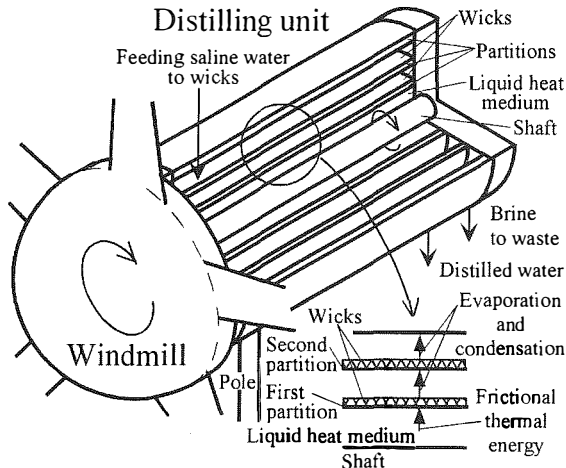


Fig. 1 Schematic diagram of the proposed distiller

風力を利用した小型海水淡水化多重効用型蒸留器の概略を図1に示す。本蒸留器は、風車と蒸留部から構成される。蒸留部は、一定の間隔で同心円状に配置された、複数の円筒状の仕切り板から構成される。1枚目の仕切り板、すなわち最内部の仕切り板の内側には回転軸が配置されるが、この回転軸と1枚目の仕切り板の隙間には液体熱媒体が封入される。最外部を除く全ての仕切り板の外側にはウィックが貼り付けられ、各ウィックには一定量の海水が連続的に供給される。

風車に直結された回転軸の回転により、液体熱媒体が摩擦により加熱され、発生した熱により1枚目の仕切り板外側に貼り付けられたウィック中の海水が加熱・蒸発する。発生した水蒸気は2枚目の仕切り板内面で凝縮し、蒸留水として回収されるが、その際に放出される潜熱により、2枚目の仕切り板外側のウィックからさらに海水の蒸発が生じる。この蒸発・凝縮の過程が蒸留部内部で何度も繰り返されることにより、風力エネルギーは再利用され、蒸留量は増加する。

海難救命用の海水淡水化装置には、寸法や重量上の厳しい制約があるが、本蒸留器は、風車の回転エネルギーを直接、摩擦熱エネルギーとして利用するため、構成機器が非常に少なく、容易に小型化できることが特徴である。さらに、海上では昼夜を問わず安定した風速が期待されるため、船舶等に設置するだけで、人力・電力等のエネルギー源なしで蒸留水を得ることができる。

3. 実験装置および実験方法

実験装置の概略および外観を図2および図3に示す。なお本研究では、前述したように、回転軸の回転エネルギーが熱エネル

ギーに良好に変換されることを確認するため、風車の代わりにステッピングモータを使用し、これを蒸留部の回転軸に直結させて回転軸の回転数を一定にした。また、蒸留部は多重効用ではなく単効用、すなわち1枚目と2枚目の仕切り板のみを用いて実験を行った。また、本蒸留器を実際に使用する場合、仕切り板には円筒状に加工された薄い金属板が使用されることが予想されるが、本実験においては、蒸発面および凝縮面の状態を観察できるように、2枚目の仕切り板には厚さ0.4mmの透明塩下ビニールを用いた。

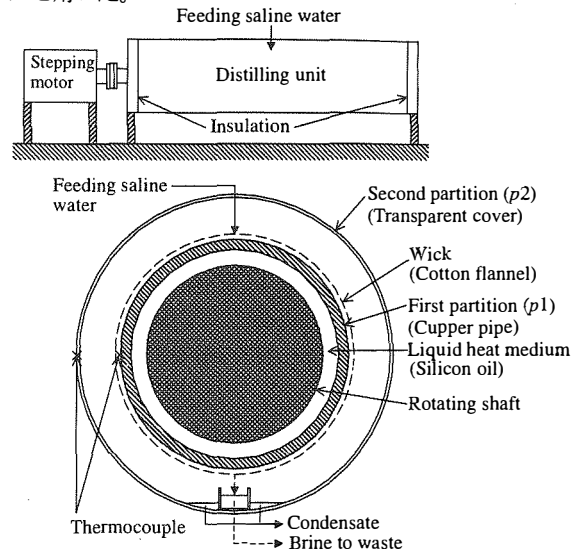


Fig. 2 Schematic diagram of an experimental apparatus

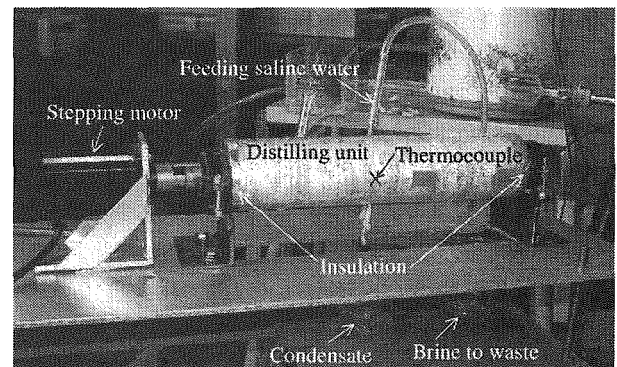


Fig. 3 Snap shot of an experimental apparatus

蒸留部はその内側から、回転軸、1枚目の仕切り板および2枚目の仕切り板を同心円状に配置した構造であり、回転軸と1枚目の仕切り板の間の隙間には液体熱媒体（シリコンオイル）を封入し、1枚目と2枚目の仕切り板の間隔は15mmで一定とした。なお、オイルシールを用いて液体熱媒体（シリコンオイル）の漏れを防止した。ウィックには円筒状に縫製した木綿布を用い、これを1枚目の仕切り板の周囲に密着させた。蒸留部の端面は断熱材で断熱するとともに、アルミ接着テープを用いて水蒸気、濃縮塩水および凝縮水の漏れを防止した。1枚目および2枚目の仕切り板には、■2および図3に示す位置、すなわち凝縮水および濃縮塩水の流下方向および蒸留部の長手方向中心にT型熱電対を接着し、周囲空気温度測定用の熱電対を実験室内に設置し

た。ウィックへの供給水には、海水の代わりに塩分濃度約3wt%の塩水を用いた。ウィックへの塩水供給は、オーバーヘッドタンク、ビニールチューブおよびガラス毛细管（内径0.5mm）を用いて行ったが、オーバーヘッドタンクとガラス毛细管出口のヘッド差およびガラス毛细管の長さを変化させることにより塩水供給量を調節した。2枚目の仕切り板の内側底部に樋を設けることにより、ウィック流下後の濃縮塩水および凝縮水を分離して、それぞれ回収した。

実験手順は以下の通りである。ウィックに一定量の塩水を供給するとともに、ステッピングモータを所定の回転数で回転させ、定常状態に達した後、設置した熱電対の起電力をデジタルマルチメータで測定するとともに、2枚目の仕切り板における凝縮量およびウィックから排出される濃縮塩水量を電子天秤およびストップウォッチで測定した。本実験における実験装置の設計条件および実験条件を表1に示す。

表1 実験装置の設計条件および実験条件

蒸留部
・長さ：300mm
・回転軸：MC ナイロン樹脂(直径 32.3mm)
・1枚目の仕切り板：銅管(内径 37.3mm、外径 41.28mm)
・2枚目の仕切り板：透明塩化ビニール(内径 72.6mm、厚さ 0.4mm)
・仕切り板と仕切り板の間隔：15mm
・ウィック：木綿布(厚さ約 0.5mm)
・液体熱媒体：シリコンオイル(動粘度 $2 \times 10^{-3} \text{m}^2/\text{s}$ 、密度 $970 \text{kg}/\text{m}^3$ 、粘度温度係数 0.6)
・回転軸直径と1枚目の仕切り板内径の直径比： $k=0.866$
・断熱材：発泡塩ビ板(厚さ 5mm、熱伝導率 $0.04 \text{W}/\text{mK}$)
実験条件
・回転軸の回転数：200、300、400 および 500rpm
・周囲空気温度： $17.5^\circ\text{C} \sim 18.6^\circ\text{C}$
・ウィックへの塩水供給量：ウィックからの蒸発量の約 2 倍
・ウィックへの塩水供給温度：周囲空気温度と同じ

4. 数値シミュレーション計算

本蒸留器の蒸留部を多重効用にした場合の数値シミュレーション計算については、その詳細を前報⁹⁾¹⁰⁾に記述した。本報では、蒸留部を単効用とし、かつ、屋内で実験を行ったため、数値シミュレーション計算方法が前報とは若干異なる。したがって、ここではその計算の概略について記述する。

本実験装置内における熱・物質移動の様子を図4に示す。回転軸の回転によって発生する液体熱媒体の摩擦熱(Q_f)は、1枚目の仕切り板(p1)を通過し、その一部はウィックに供給される塩水を加熱するための顕熱(Q_f)として使われ、一部は端面の断熱材を通して周囲空気(a)へ移動し(Q_{ins})、残りの熱が放射(Q_r)、伝導(Q_d)および蒸発・凝縮(Q_e)によって2枚目の仕切り板(p2)へ移動する。2枚目の仕切り板から周囲へは放射および対流(Q_c)による熱移動

が生じる。したがって、1枚目の仕切り板(p1)および2枚目の仕切り板(p2)に関する熱収支は以下の式で表すことができる。

$$Q_i = (Q_r + Q_d + Q_e)_{p1-p2} + Q_f + Q_{ins} \quad (1)$$

$$(Q_r + Q_d + Q_e)_{p1-p2} = (Q_r + Q_c)_{p2-a} \quad (2)$$

なお、式(1)および(2)中の、仕切り板間の放射($Q_{r,p1-p2}$)、伝導($Q_{d,p1-p2}$)および蒸発・凝縮($Q_{e,p1-p2}$)による熱移動、およびウィックへの供給塩水を加熱するための顕熱エンタルピー($Q_{f,p1}$)については、前報⁹⁾¹⁰⁾にその詳細を記述している。

端面の断熱材を通過する周囲空気への逃散熱量 Q_{ins} は次式で表すことができる。

$$Q_{ins} = \frac{\pi}{4} (d_{p2}^2 - d_{p1}^2) \frac{\lambda_{ins}}{\delta_{ins}} (T_m - T_a) \quad (3)$$

ここで、 d_{p2} は2枚目の仕切り板内径、 d_{p1} は1枚目の仕切り板外径、 λ_{ins} および δ_{ins} はそれぞれ断熱材の熱伝導率および厚さ、および T_m は1枚目と2枚目の平均温度である。

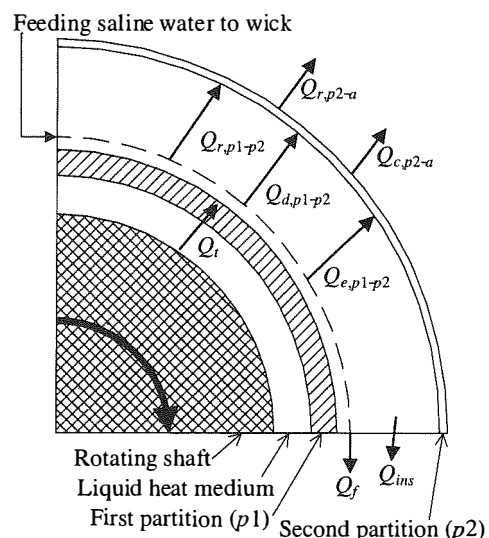


Fig. 4 Heat and mass transfer in the still

前報においては、最外部の仕切り板と天空との間に放射が生じると仮定したが、本報においては、2枚目の仕切り板からは、周囲空気と温度の等しい周囲壁への放射が生じ、その際の形態係数が2枚目の仕切り板の放射率に等しいと仮定して、その放射による熱移動は次式で表すことができる。

$$Q_{r,p2-a} = \sigma \epsilon_{p2} (T_{p2}^4 - T_a^4) \quad (4)$$

ここで、 σ はボルツマン定数、 ϵ_{p2} は2枚目の仕切り板の放射率である。

前報においては、最外部の仕切り板と周囲空気の間強制対流が生じると仮定したが、本報においては、屋内実験はほぼ無風の状態で行ったため、2枚目の仕切り板から周囲空気への自然対流が生じるとして、Nu数には次式を用いた¹¹⁾。

$$Nu = 0.53 \times Ra^{1/4} \quad (5)$$

ここで、 Ra はレイレイ数である。

液体熱媒体で発生する摩擦熱(Q_f)は、液体熱媒体中のクエット流れを仮定して次式を用いて計算した⁹⁾¹⁰⁾。

$$Q_f = 4\pi\mu L\Omega^2 \left(\frac{d_{pin}}{2} \right)^2 \left(\frac{k^2}{1-k^2} \right) \quad (6)$$

ここで、 μ は液体熱媒体(シリコンオイル)の粘度、 L は蒸留部の長さ、 Ω は回転軸の角速度、 d_{pin} は1枚目の仕切り板の内径および k は回転軸直径(d_s)と1枚目の仕切り板の内径の直径比($k=d/d_{pin}$)である。

式(1)から式(6)および関連する式の連立方程式を解くことにより、1枚目および2枚目の仕切り板の温度および2枚目の仕切り板における凝縮量を計算した。なお、湿り空気、空気および塩水の物性値にはTanakaら¹²⁾の式を用いた。

5. 結果および考察

5.1 蒸留部が単効用の場合

回転軸の回転数を500rpmで一定にした場合の、1枚目の仕切り板(p1)、2枚目の仕切り板(p2)および周囲空気(a)の温度の経時変化を図5に示す。運転開始後、仕切り板p1およびp2の温度は単調に上昇するが、定常状態に達するまでにおよそ2時間を要する。これは、蒸留部の熱容量、特に回転軸(約0.4kJ/K)、液体熱媒体(約0.1kJ/K)および1枚目の仕切り板(約0.2kJ/K)の熱容量のためである。なお、回転軸の回転数を200~400rpmで一定にした場合においても、温度の経時変化は図5に示す回転数が500rpmの場合と同様であり、仕切り板p1およびp2の温度は単調に上昇し、2時間程度で定常状態に達した。

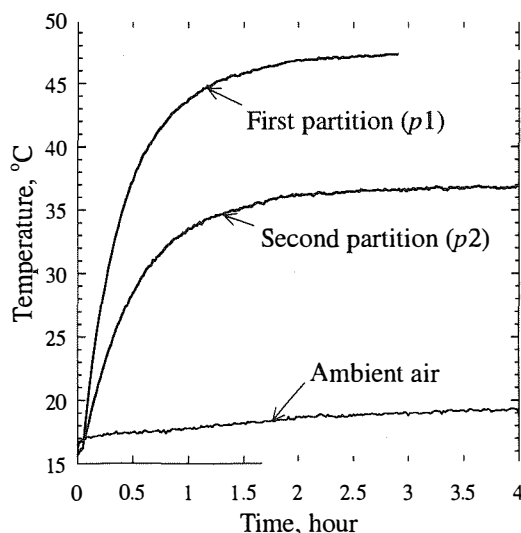


Fig. 5 Time variation of temperature of the first and second partitions

本蒸留部の非定常特性、すなわち加熱・冷却に要する時間は、本蒸留部の熱容量や、特に蒸留部を多重効用にした場合の蒸留部内の伝熱特性によって決定されるが、その非定常特性は、本

蒸留器に使用する風車の起動風速、すなわち風車が回転し始めるための最低風速を考える上で重要な問題である。本蒸留器の風車の起動風速は、風車のブレード形状、液体熱媒体の粘度および回転軸直径と1枚目の仕切り板内径の直径比 k で主に決定されるが、前報において、起動風速が大きいほど、液体熱媒体からの摩擦熱発生量が増加することを明らかにした¹⁰⁾。しかし、実際の風況下においては、一般的に風速の変動が大きいいため、起動風速を大きくした場合、同じ風速下における摩擦熱発生量が大きくなる反面、起動風速以下の風速では蒸留器の運転ができなくなるという問題が生じる。

起動風速は、前述したように液体熱媒体の粘度にも依存し、液体熱媒体の温度上昇にともなう粘度の低下によって、起動風速は小さくなる。したがって、運転開始時における起動風速、すなわち液体熱媒体の温度が周囲空気温度に等しい状態における起動風速をある程度大きくした場合においても、運転開始後に蒸留部の温度が上昇し、その温度がある程度の時間維持されれば、運転中にいったん無風の状態になっても、その後は運転開始時における起動風速より小さな風速においても風車は回転し始めることが可能である。したがって、本蒸留器の熱容量は、風車の起動風速や、使用環境温度、風況さらには蒸留部の伝熱特性等を考慮に入れて決定することが重要である。なお、蒸留部の熱容量の大部分は回転軸の熱容量であり、本実験では回転軸に中軸丸棒を使用したため、これを中空円筒に変更することで蒸留部の熱容量は容易に変えることができる。

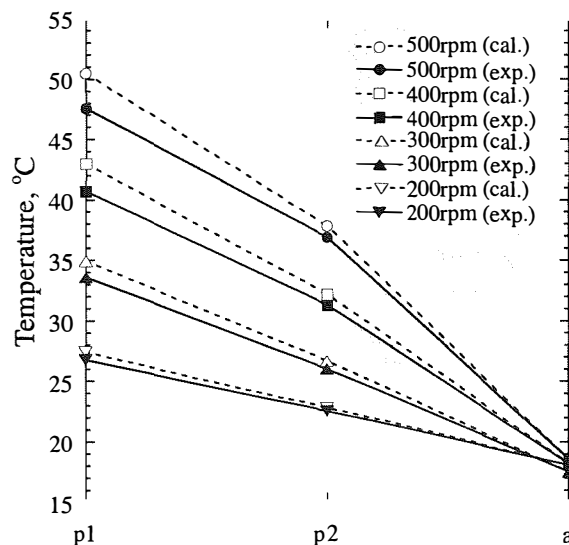


Fig. 6 Temperature distributions in the still

回転軸の回転数を200~500rpmで一定にした場合の、定常状態における仕切り板p1およびp2、および周囲空気の温度分布を図6に示す。なお、前報の数値シミュレーション計算によれば、風速一定の条件における本蒸留器の回転軸の回転数は、設計条件により異なるが、回転軸の回転数が200から500rpmとなるのは、風速がおよそ3m/sから6m/sの範囲にある場合である⁹⁾¹⁰⁾。いずれの回転数においても、仕切り板p1の温度が最も高く、仕切り板p2および周囲空気(a)へと温度は低下し、回転数の増加にともな

い、仕切り板 $p1$ および $p2$ の温度は高くなる。仕切り板 $p1$ および $p2$ の温度の実験値は、計算値に比べて低くなっているが、これは、蒸留部端面の断熱材が、仕切り板 $p1$ と $p2$ の間の湿り空気層と直接接していたため、断熱材が水分を吸収し、その熱伝導率が本数値シミュレーション計算で仮定した値($\lambda_{\text{air}}=0.04\text{W/mK}$)よりも大きくなり、蒸留部端面の断熱性能が低下したことが原因と考えられる。

定常状態における、仕切り板 $p2$ における凝縮量および式(12)を用いて算出した液体熱媒体からの摩擦熱発生量を図7に示す。回転数の増加にともない、2枚目の仕切り板における凝縮量および液体熱媒体からの摩擦熱発生量の両者ともに増加する。仕切り板 $p2$ における凝縮量の実験値は、計算値よりも若干低い値を示す。これは1つには、前述した蒸留部端面の断熱性能の低下によるものだと考えられる。もう1つの原因としては、2枚目の仕切り板($p2$)として利用した透明塩化ビニールにおいて、図3に見られるような水の滴状凝縮が生じ、カバー内面最上部で成長した液滴の一部が、カバー内面に沿って流下せずに落下して、ウィックに再吸収されたため、2枚目の仕切り板における凝縮水を全て回収できなかったためだと考えられる。しかし、いずれの回転数においても、2枚目の仕切り板における凝縮量の実験結果は、計算結果と最大でも10%程度の誤差で一致しており、回転軸の回転エネルギーが、液体熱媒体によって摩擦熱エネルギーへと良好に変換されていることが確認できた。なお、得られた凝縮水は全て、分解能0.01%の塩分濃度計で測定を行ったが、塩分は検出されなかった。

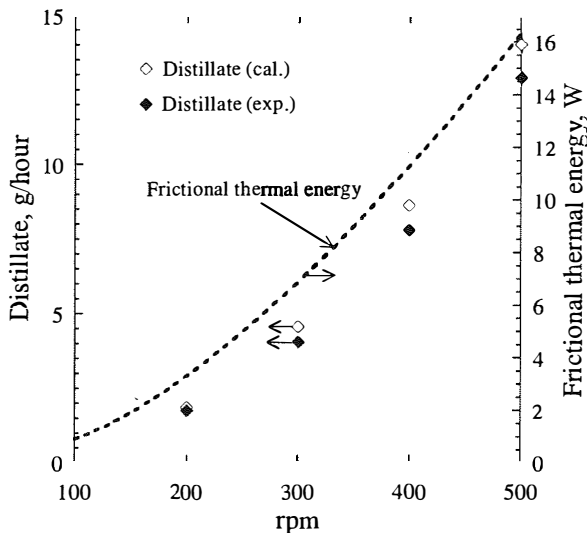


Fig. 7 Variation of distillate on second partition and frictional thermal energy of liquid heat medium with rpm of rotational shaft

5.2 蒸留部を多重効用にした場合の蒸留量の推算

仕切り板の間隔 $\delta_{gp}=15\text{mm}$ 、回転軸の回転数を200~500rpmで一定とし、蒸留部を多重効用にした場合の、仕切り板の枚数と蒸留部全体から得られる1日の総蒸留量の関係を図8に示す。なお、蒸留部を多重効用にした場合の数値シミュレーション計算については、前報⁹⁾¹⁰⁾にその詳細を記述している。

いずれの回転数においても、仕切り板の枚数の増加にともない総蒸留量は増加するが、仕切り板の枚数が大きくなるほどその増加割合が小さくなる。風車としては比較的大きい回転数である500rpmで1日中運転した場合においても、本計算の条件(仕切り板の枚数7枚、仕切り板の間隔15mm)では、1日に得られる総蒸留量は約1.14kgであり、目標とする人間1人当りの1日最低必要摂取量の1.5kgを得られないことが分かる。

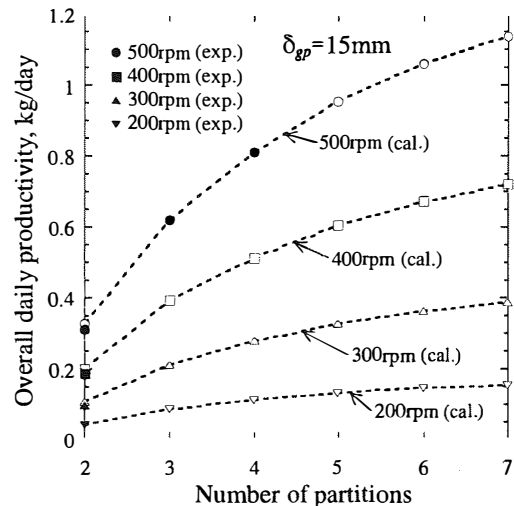


Fig. 8 Overall daily productivity varied with number of partitions in the still when diffusion gaps between partitions $\delta_{gp} = 15\text{mm}$

回転軸の回転数を500rpmで一定とし、仕切り板の間隔を5mm、10mmおよび15mmとした場合の、仕切り板の枚数と蒸留部全体から得られる1日の総蒸留量の関係を図9に示す。図8の場合と同様に、仕切り板の枚数の増加とともに総蒸留量も増加するが、仕切り板の間隔が小さいほど、同じ枚数における総蒸留量は大きくなる。これは、仕切り板の間隔すなわち水蒸気の拡散距離の減少にともない、仕切り板間の伝熱抵抗が減少し、各仕切り板間の蒸留効率が増加するためである。

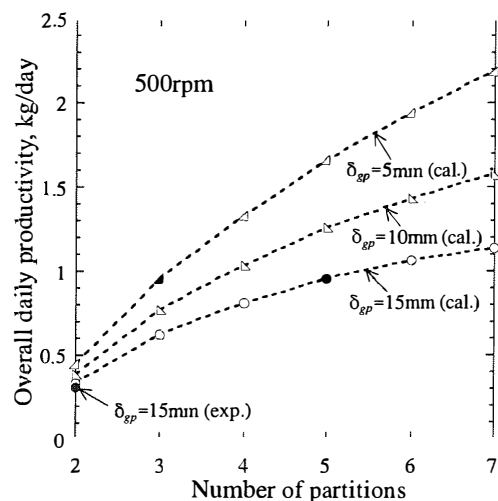


Fig. 9 Overall daily productivity varied with number of partitions in the still at 500 rpm

本実験における蒸留部の設計条件においては、1日中500rpmの

回転数が維持できると仮定した場合、目標値である1.5kg/dayの蒸留水を得るためには、蒸留部の仕切り板の枚数は、仕切り板の間隔が10mmの場合は7枚以上、5mmの場合は5枚以上必要であることが分かる。

なお、仕切り板の枚数を増加するほど蒸留部の直径が大きくなり、それにともない蒸留部の風に対する流体抵抗が増加するため、その枚数には限界がある。本蒸留器に用いる風車の直径は0.6m程度（蒸留部の長さの2倍程度）を想定しているため⁹⁾¹⁰⁾、蒸留部直径の限界がその25%であると仮定すると、蒸留部の直径は最大でも150mmとなる。したがって、仕切り板の間隔が5mm、10mm、および15mmの場合、仕切り板の枚数は最大でも11枚、6枚および4枚となる。したがって、本蒸留器の造水性能を向上させるには、蒸留部自体の蒸留性能の向上および蒸留部の流体抵抗の減少という2つの観点から、仕切り板の間隔を減少させることが極めて重要である。

今後は、仕切り板の間隔を狭くするとともにその枚数を増やした場合の屋内実験を行うとともに、実際の風況下における屋外実験を行い、本蒸留器の性能をさらに検証していく予定である。

6. 結言

風力を利用した海難救命用小型海水淡水化蒸留器について、屋内実験および数値シミュレーション計算を行い、以下の知見を得た。

1. 本蒸留器内の温度は、運転開始から2時間程度で定常状態に達した。
2. 蒸留量の実験結果は、計算結果と最大でも10%程度の誤差で一致し、回転軸の回転エネルギーが、液体熱媒体によって摩擦熱エネルギーへと良好に変換されていることを確認した。
3. 理論解析の結果、回転軸の回転数が500rpmで一定の場合、仕切り板と仕切り板の間隔が10mmおよび5mmの場合、仕切り板の枚数をそれぞれ7枚および5枚以上とすることで、蒸留器全体からの総蒸留量が1.5kg/day以上となり、人間1人当りの1日最低必要摂取量を確保できることを明らかにした。

記号表

d : 直径, m	k : 直径比
L : 蒸留部の長さ, m	Nu : ヌセルト数
Q_c : 対流熱移動量, W	Q_d : 伝導熱移動量, W
Q_e : 物質移動熱移動量, W	Q_f : 顕熱エンタルピー, W
Q_{out} : 逃散熱量, W	Q_r : 放射熱移動量, W
Q_s : 摩擦熱発生量, W	Ra : レイレイ数
T : 温度, K	δ_{sp} : 仕切り板の間隔, m
δ_{ins} : 断熱材の厚さ, m	ϵ : 放射率
λ_{ins} : 断熱材の熱伝導率, W/mK	μ : 液体熱媒体の粘度, Pa·s
σ : ボルツマン定数	Ω : 回転軸の角速度, rad/s

添字

a : 周囲空気	m : 平均値
------------	-----------

$p1$: 1枚目の仕切り板
 $p2$: 2枚目の仕切り板

$p1in$: 1枚目の仕切り板内径
 s : 回転軸

参考文献

- 1) International Maritime Organization, Use of desalinators on lifeboats and liferafts draft performance standards on manually powered reverse osmosis desalinators, Sub-Committee on Ship Design and Equipment 45th session Agenda item 10, DE45/10, 11 January, 2002
- 2) K. Fukui, T. Nosoko, H. Tanaka and T. Nagata, A new maritime lifesaving multiple-effect solar still design, *Desalination*, **160** (2004), 271
- 3) J. A. Carta, J. Gonzalez and V. Subiela, Operational analysis of an innovative wind powered reverse osmosis system installed in the Canary Islands, *Solar Energy*, **75** (2003), 153
- 4) M. S. Miranda and D. Infield, A wind-powered seawater reverse-osmosis system without batteries, *Desalination*, **153** (2002), 9
- 5) D. Weiner, D. Fisher, E. J. Moses, B. Katz and G. Meron, Operation experience of a solar- and wind-powered desalination demonstration plant, *Desalination*, **137** (2001), 7
- 6) C. T. Kiranoudis, N. G. Voros and Z. B. Maroulis, Wind energy exploitation for reverse osmosis desalination plants, *Desalination*, **109** (1997) 195
- 7) A. Karameldin, A. Lotfy and S. Mekhemar, The Red Sea area wind-driven mechanical vapor compression desalination system, *Desalination*, **153** (2002) 47
- 8) T. Witte, S. Siegfriedsen and M. El-Allawy, WindDeSalter Technology: Direct use of wind energy for seawater desalination by vapor compression or reverse osmosis, *Desalination*, **156** (2003) 275
- 9) 中武靖仁, 田中大, 風力を利用した小型海水淡水化蒸留器の特性解析, 機械学会論文集B編, **70**-699 (2004) 320
- 10) Y. Nakatake and H. Tanaka, A new maritime lifesaving distiller driven by wind, *Desalination*, **177** (2005) 31
- 11) 西川兼康, 藤田恭伸, 伝熱学, (1982), 204, 理工学社, 東京
- 12) H. Tanaka, T. Nosoko and T. Nagata, A highly productive basin type - multiple effect coupled solar still, *Desalination*, **130** (2000) 279