

## 多重効用型太陽熱蒸留器の性能に関する研究

(上方加熱方式蒸留器の屋外実験結果とシミュレーション解析)

Study on the Performance of Multiple Effect Solar Still  
(Experimental Results and Simulation Analysis under Outdoor  
Insolation for Downward Heating Type Stills)

岡 村 秀 昭 \*  
Hideaki OKAMURA  
田 中 耕 太 郎 \*\*  
Kotaro TANAKA  
渡 部 康 一 \*\*\*  
Koichi WATANABE

### Abstract

A multiple-effect solar still is expected to exhibit higher performance in producing distilled water in comparison with a conventional single-effect solar still. In the present study, two multiple-effect solar stills have been constructed and tested. Both stills have the same principle of distillation, downward heating type that is the simple system among various types of multiple-effect solar stills. One of them (type A) has seven stages with 1.15 m<sup>2</sup> evaporating area whereas the other (type B) has six stages with 1.71 m<sup>2</sup>. The type B still has been designed so as to observe the long-term performance even with 3.5 wt % NaCl aqueous solution based upon the results by type A still.

Daily productivity of the distilled water has reached about 6 kg/m<sup>2</sup> when solar insolation was 15 MJ/(m<sup>2</sup>·d) by type A still, while about 10 kg/m<sup>2</sup> when 20 MJ/(m<sup>2</sup>·d) by type B still, which are 2 to 3 times better than the distillation yield available by conventional single-effect stills. Results of computer simulation for distillation performance have agreed satisfactorily with the outdoor experimental data.

It was concluded that one of the most important cautions to be payed in designing and construction of multiple-effect solar stills was to let the evaporator wick absorb fed saline water uniformly, since any local drying of the wick may cause partial dropping of the saline water onto the condensing surface.

**Key Words :** Solar desalination, Solar distillation, Solar still, Solar energy application.

### 1. 緒 言

太陽エネルギーを利用した淡水化装置は、その構造上、太陽熱により直接的に海水やかん水（以下、原水と呼ぶ）を加熱する方式、すなわち集熱部と蒸留部を一体化した構造を持つ直接法と、集熱・集光部と淡水化を行う脱塩部とが別機器として分離している間接法とに大別される。間接法は集熱部と脱塩部が別構造のため、各々の性能を最適化することが可能であるため

に高い性能が期待できる。一方の直接法は設計の自由度が低く、間接法ほど高い性能は望めないが構造が比較的簡単であり運転にも特別な技術を必要としないため、小規模分散型の淡水供給に適している。

\* 慶應義塾大学大学院理工学研究科 学生  
Graduate School of Science and Technology,  
Keio University Graduate Student

\*\* 電子技術総合研究所 研究員  
Electrotechnical Laboratory Researcher

\*\*\* 慶應義塾大学理工学部 教授  
Department of Mechanical Engineering, Faculty  
of Science and Technology, Keio University  
Professor

この直接法の淡水化装置のうち Basin 型と呼ばれる形式の蒸留器は、比較的古くから研究が行われ実用規模のプラントも数多く建設されているが、造水能力が低く集熱面積 1 m<sup>2</sup>あたり 1 日最大 4 kg 程度である<sup>1)</sup>。このため通常、大型の蒸留器を多数並べて必要な淡水量を得ているが、一人の人間が 1 日に必要とする数十～数百 kg の淡水量を得るために、非常に大きな設置面積を必要とする。造水能力が限られるのは、水盤の熱容量が大きく蒸発速度が遅いためである。この点を改良したのが Basin 型を傾けて設置した構造を持つ傾斜型蒸留器であり、一定量の原水を絶えず流すようにしたものである。ウイックと呼ばれる布地に原水を浸透させて流す傾斜ウイック型蒸留器は Basin 型と比べて蒸留性能が 20%～50% 改善される<sup>2)</sup>。多重効用型蒸留器は、傾斜ウイック型蒸留器のような単段式蒸留器を多数段重ねた構造を持ち、従来外界に捨てていた蒸発潜熱を有効に利用することによって単位面積あたりの蒸留収量の大幅な向上を図るものであり、Selcuk,<sup>3)</sup> Cooper ら<sup>4)</sup> により 1960 年代に提案されたのが始めてある。多重効用型は単段式に比べて構造がやや複雑になり、製作・運転にも比較的高い技術が必要となるが、その分直接法でありながら単段式の 2 倍～数倍の高い性能を得ることができる。

著者らは従来からこの多重効用型蒸留器に着目し、上方および下方加熱方式について室内における人工熱源下で実験を行い单段式蒸留器の性能に関する研究の蓄積をもとにその基礎的性能を把握した。<sup>5)</sup>さらに屋外における実際の日照条件下での様々な集熱方式を持つ多重効用型蒸留器に関する研究も進めてきた。<sup>6), 13)</sup>本報では、多重効用型蒸留器の中では最も集熱方法が簡単な上方加熱方式の蒸留器について、屋外における実際の日照条件下での実験結果、さらにシミュレーション解析による性能の検討結果について報告する。

## 2. 原理

図 1 は、上方加熱方式の多重効用型蒸留器（蒸留段

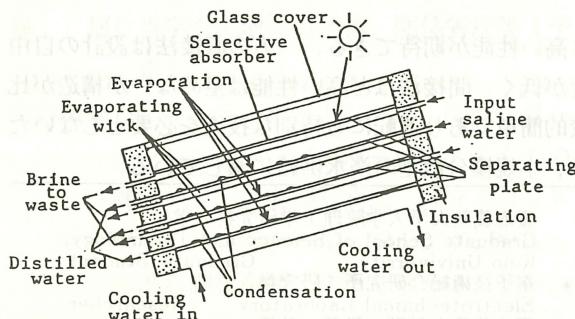


図 1 多重効用型蒸留器の原理

数 3 段の場合）の原理を示すための断面図である。集熱面に加えられた熱エネルギーは、集熱面の裏側に位置する蒸発面ウイックに供給されている原水を加熱する。原水の一部は蒸発し、水蒸気は蒸発面と狭い空間を隔てて平行に固定した仕切り板表面の凝縮面で凝縮し、蒸留器の傾斜にしたがって流下し、蒸留収量として器外へ取り出される。蒸発しなかった原水は原水中的塩分が析出しない程度に濃縮され、排水として排出される。凝縮面において水蒸気が凝縮する際に放出される潜熱は、仕切り板を挟んで凝縮面のすぐ裏側に位置する次の段での原水の加熱に再び使用され、この過程が最終段まで繰り返された後、冷却水によって熱が取り除かれる。

従来の単段式蒸留器では外界に放出していた潜熱を、何度も繰り返し利用するという点が多重効用型蒸留器の特徴で、これによって、比較的エネルギー密度が低い太陽エネルギーをより有効に利用することができる。

## 3. 性能シミュレーション計算方法

多重効用型蒸留器の性能シミュレーションに関する研究は、Selcuk,<sup>3)</sup> Cooper ら<sup>4)</sup> などによって行われているが、1987 年以降、Toyama ら<sup>6), 10), 11)</sup> Ouahes ら<sup>12)</sup>、Yeh ら<sup>14)</sup> Giuseppe<sup>15)</sup> など数多くの報告がなされているものの、多重効用型蒸留器の複雑な熱・物質移動現象を完全に再現するまでは至っていない。本研究におけるシミュレーション手法<sup>9)</sup>の概要を以下に述べる。

### (1) 蒸留器内の熱・物質移動

図 2 は上方加熱式蒸留器の蒸発・凝縮部に関する熱・物質移動の様子をそれぞれ示したものである。集熱面に与えられた熱流束は対流、放射による熱損失を差し引くと、吸収率  $\alpha$  の集熱面によって吸収される。

この蒸留器 1 段目に与えられた熱流束  $\dot{q}_{(1)}$  [kW/m<sup>2</sup>] は、不凝縮ガスとして空気を含む水蒸気が存在する蒸留器空間内において、顯熱移動による熱流

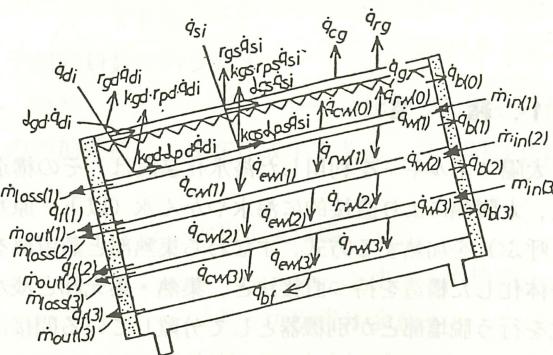


図 2 蒸留器内外の熱・物質移動の様子

束  $\dot{q}_{cw}$  [kW/m<sup>2</sup>]、水の相変化に伴い潜熱として移動する熱流束  $\dot{q}_{ew}$  [kW/m<sup>2</sup>]、および放射による熱流束  $\dot{q}_{rw}$  [kW/m<sup>2</sup>] の形で移動し、次段に与えられる。この時、排水、蒸留収量によって持ち去られる熱流束  $\dot{q}_f$  [kW/m<sup>2</sup>]、ウイックに蓄熱される熱流束  $\dot{q}_w$  [kW/m<sup>2</sup>]、側面より逃げる熱流束  $\dot{q}_b$  [kW/m<sup>2</sup>] が存在するため、段を追うにつれて蒸発に寄与する熱流束は小さくなる。最終段では、冷却水によって熱は持ち去られる。

( ) 内の添字は段数を表すものと約束すると、第 i 段に関する熱収支式は

$$\dot{q}_{(i)} = \dot{q}_{cw(i)} + \dot{q}_{ew(i)} + \dot{q}_{rw(i)} + \dot{q}_{f(i)} + \dot{q}_{w(i)} + \dot{q}_{b(i)} \quad \dots \dots \dots (1)$$

と表せ、第 i+1 段に与えられる熱流束  $\dot{q}_{(i+1)}$  [kW/m<sup>2</sup>] は

$$\begin{aligned} \dot{q}_{(i+1)} &= \dot{q}_{cw(i)} + \dot{q}_{ew(i)} + \dot{q}_{rw(i)} \\ &= \dot{q}_{(i)} - \dot{q}_{f(i)} - \dot{q}_{w(i)} - \dot{q}_{b(i)} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (2)$$

で表される。これらの式と、次の物質移動に関する収支式

$$\dot{m}_{in(i)} = \dot{m}_{out(i)} + \dot{m}_{f(i)} \quad \dots \dots \dots (3)$$

を用いて、熱・物質収支式を電算機を用いて解くことによって蒸留器の性能シミュレーションを行うことが可能である。ここで、 $\dot{m}_{in}$  [g/(m<sup>2</sup>s)] は原水供給量、 $\dot{m}_{out}$  [g/(m<sup>2</sup>s)] は蒸留収量、 $\dot{m}_f$  [g/(m<sup>2</sup>s)] は排水量である。

## (2) 蒸留器各部の熱・物質移動量の計算方法

蒸留器内外の熱・物質移動量は、傾斜ウイック型蒸留器の場合<sup>2)</sup>とほぼ同様の手法で算出することができる。各熱移動量の中で支配的なのは水の相変化に伴う熱流束であるが、この物質移動現象は次式で表される Chilton-Colburn の熱移動と物質移動の相似則を適用して計算した。

$$Sh = Nu Le^{1/3} P_t / P_{am} \quad \dots \dots \dots (4)$$

ここで、 $Sh$  はシャーワッド数、 $Nu$  はヌセルト数、 $Le$  はルイス数、 $P_t$  [Pa] は全圧（大気圧）、 $P_{am}$  [Pa] はかわき空気の分圧の対数平均値である。なお、各無次元数の計算において代表長さは蒸留器空間の高さ、代表温度は蒸発面と凝縮面の平均温度をとり、蒸留器空間中は飽和湿り空気と仮定した。

物質移動量  $\dot{m}_{ew}$  [g/(m<sup>2</sup>s)] すなわち蒸留収量  $\dot{m}_{out}$  [g/(m<sup>2</sup>s)]、および相変化による熱流束  $\dot{q}_{ew}$  [kW/m<sup>2</sup>] はそれぞれ、次の両式で与えられる。

$$\dot{m}_{ew} = h_d \rho_h \left\{ \frac{P_e}{P_t} \cdot \frac{M_f / M_{air}}{1 - (1 - M_f / M_{air}) (P_e / P_t)} \right\}$$

$$- \frac{P_c}{P_t} \cdot \frac{M_f / M_{air}}{1 - (1 - M_f / M_{air}) (P_c / P_t)} \dots \dots \dots (5)$$

$$\dot{q} = \dot{m} \cdot \xi \dots \dots \dots (6)$$

ここで、 $\rho_h$  は湿り空気の密度 [kg/m<sup>3</sup>]、 $P_e$ 、 $P_c$  はそれぞれ蒸発面、凝縮面における湿り空気の分圧 [Pa]、 $M_f$ 、 $M_{air}$  は水および空気の分子量、 $\xi$  は水の蒸発潜熱 [kJ/kg] であり、 $h_d$  は物質伝達率で(4)式の  $Sh$  と拡散係数  $D$ 、蒸留器空間高さ  $l$  [m] を用いて次式で求められる。

$$H = Sh \cdot D / l \quad \dots \dots \dots (7)$$

蒸留器空間内での対流は、多重効用型蒸留器の場合仕切り板の間隔が小さいため比較的起こりにくく、顯熱による熱移動現象はほぼ分子拡散による伝導現象と考えられるが、対流については傾斜面に対する臨界レーレー数  $1708 / \cos \theta$  を考慮した次に示す Hollands らの式<sup>17)</sup> で評価した。

$$\begin{aligned} Nu &= 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^* \\ &\quad \left( 1 - \frac{1708 (\sin 1.8 \theta)^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right) \\ &\quad + \left[ \left( \frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (8)$$

ここで \* は [ ] 内が負のときに零とすることを意味し、 $Ra$  はレーレー数、 $\theta$  は水平面からの傾斜角度を示す。

放射による熱流束  $\dot{q}_{rw}$  は Stefan-Boltzmann の法則から、また原水の給・排水による熱損失  $\dot{q}_f$  は供給原水温度が外気温に等しいと仮定して、原水の比熱と蒸留器入口・出口温度差および原水の供給・排水量から求め、側面からの熱損失  $\dot{q}_b$  は外気温との温度差で評価した。

その他、各蒸発・凝縮面温度は均一で 1 点で代表できることを仮定し、水を含んだ蒸発面ウイックの部分と凝縮面上には水膜が存在すると仮定して計算した。実際は凝縮面上には、水蒸気が滴状凝縮していると考えられるが、多重効用型蒸留器においてはかなり膜状凝縮に近い状態にあると考えられる<sup>9)</sup>。この場合、蒸留器空間中に不凝縮成分として空気を含むことによって、熱伝達率は Nusselt の膜状凝縮の理論値より 1 割程度低下すると見積った<sup>18)</sup>。

## (3) 性能シミュレーション計算の手順

図 3 にシミュレーション計算手順の概略を一例として示した。はじめに、初段に与えられる熱流束  $\dot{q}_{(1)}$ 、初段の仕切り板温度  $t_{(1)}$ 、各段への原水供給量  $\dot{m}_{in(i)}$  を計算条件として与え、初段の蒸発面温度  $t_{e(1)}$  を次

式で  $i = 1$  として計算する。

$$\dot{q}_{(1)} = \lambda_w (t_{(1)} - t_{e(i+1)}) / d_w \quad \dots\dots\dots(9)$$

ここで、 $\lambda_w$ 、 $d_w$  はそれぞれウイックの有効熱伝導率 [ $\text{kW/m} \cdot \text{K}$ ]、厚さ [m] である。次に給水された温度の低い原水を温度  $t_{e(i)}$  まで加熱するために消費される  $\dot{q}_{f(i)}$ 、ウイックに蓄熱される熱流束  $\dot{q}_{w(i)}$ 、側面より逃げる熱流束  $\dot{q}_{b(i)}$  を  $\dot{q}_{(1)}$  から差し引くと、式(2)より  $\dot{q}_{cw(i)}$ 、 $\dot{q}_{rw(i)}$ 、 $\dot{q}_{ew(i)}$  の合計値と等しくなる。これら 3 つの熱移動量は既に与えられている  $t_{(1)}$  と外気温  $t_a$  ならびに未知の凝縮面温度  $t_{c(i)}$  の関数であるので、 $t_{c(i)}$  を図 3 に示すように二分法で求めることができる。

ステンレス鋼製の仕切り板自体の熱抵抗は十分小さく無視できると考えられるので、(2)項で述べたように Nusselt の膜状凝縮熱伝達の整理式を用いて、 $t_{c(i)}$  から 2 段目仕切り板の温度  $t_{c(2)}$  を求めることができます。同様の計算を段数分繰り返すことによって、各段の温度分布、蒸留収量を求めることが可能である。

なお、供給水に塩分を含むことによる飽和蒸気圧の低下は Witting の式<sup>22)</sup>より約 2 %程度であると見積り、これを考慮した。

#### 4. 実験装置

実験装置は A 型と B 型の 2 種類製作した。まずやや

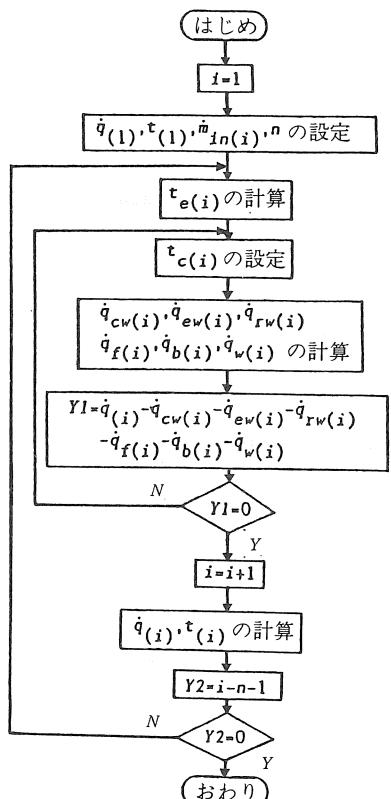


図 3 シミュレーション計算のフロー チャート

小型の A 型蒸留器（有効蒸発面積  $A_e : 1.15 \text{m}^2$ 、7 段）を設計・製作し、屋外において水道水を用いて約 2 ヶ月間のデータを得て、単段式蒸留器に比べ高い性能を示すことを確認した<sup>19)</sup>。この結果を踏まえ、食塩水あるいは海水を用いた比較的長期間の連続運転を目的として、基本的な構造は A 型とほぼ同様であるが、より信頼性・耐久性が高く分解・点検も容易になるよう改良した構造を持つ、やや大型の B 型蒸留器（ $A_e : 1.71 \text{m}^2$ 、6 段）を新たに設計・製作した。

B 型蒸留器は運転開始後、蒸留水に原水の塩分が混入するというトラブルが発生したため 3 段構造の蒸留器を用いて構造的改良を重ね、約 2 ヶ月間純粋な蒸留水が得られることを確認した後に 6 段構造に改造し、連続運転を開始した。図 4 に B 型蒸留器（3 段）の構造の概要を示す。

なお、屋外実験は横浜市港北区の慶應義塾大学理工学情報センター屋上（北緯  $35^\circ 33' 7''$ 、東経  $139^\circ 39' 28''$ ）で行った。日射量データは、全天日射計と直達日射計によって測定し、アナログ積算演算器によって 30 分毎に積算した後、パーソナルコンピューター内のフロッピーディスクに記録し、また、蒸留器内部の温度と外気温は、C-A 熱電対を使用してモニターし、日射量と同様に記録した。

#### (1) 集熱面・給水部・排水部

仕切り板にはステンレス鋼（SUS 304、厚さ 0.5~0.8mm）を用い、初段仕切り板上面は集熱面となるので選択吸収膜処理 ( $\alpha = 0.92$ 、 $\epsilon = 0.17$ ) を施した。仕切り板下面には、ポリエチレン製の不織布をウイック

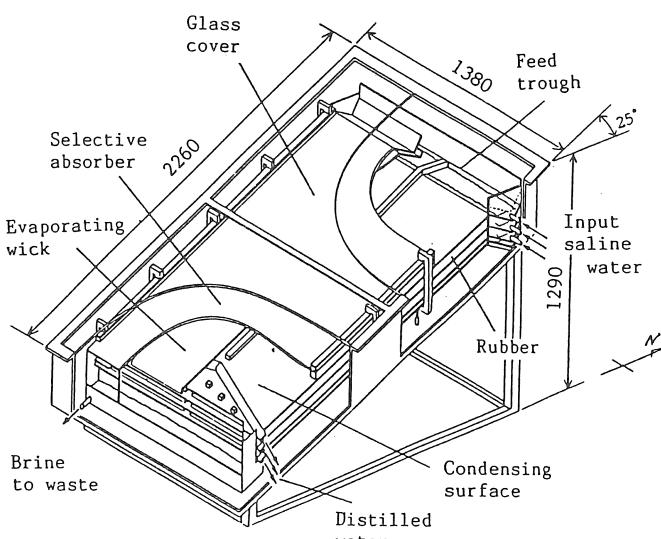


図 4 B 型蒸留器（3 段）の構造

クとして貼り付けて蒸発面とし、この蒸発面ウイックへは、ウイックの毛細管現象による浸透作用を利用して仕切り板上端の三角椎形の給水部から原水の供給が行われる。供給原水の水位が異常に高くなつたときに原水が凝縮面に流れ出さずに次段に流れ落ちるようにオーバーフロー用の穴を設けてある。蒸留水取り出し金具は、凝縮面を勢いよく滑り落ちてきた蒸留水が乗り越えずに速やかに蒸留水取り出し口へと流れ出るよう、予備実験によって最適寸法を見いだし、その高さ2mmと角度15°を定めた。

多重効用型蒸留器は狭い空間に原水などを確実に流さなくてはならぬ、それに伴つて給水・排水などに關しても単段式蒸留器に比べて、精巧な構造と微妙な調整が必要となる。このためポリカーボネート製透明板を設けて、原水供給部・排出部の様子を蒸留器運転中外部から観察できるようにした。ただし、流れのゆっくりとした作動条件下では、蒸留器やパイプ内に日光が当たるとその部分に藻状の植物が発生するので、通常は光を遮つておくことが望ましい。

なお、B型蒸留器では分解・調査の容易さを考え、積み重ねた単段蒸留ユニット同士を組み立てる際には、小型の締め付け具を用いて固定する方法を採用した。

## (2) 傾斜角度・仕切り板間隔・段数

ウイックを用いた蒸留器は、本研究とは別の下方加熱方式蒸留器を用いた室内実験により、蒸発・凝縮部の傾斜角度が10度以下では蒸留収量が急激に減少するが、それ以上の傾斜角度では傾斜角度は蒸留収量に影響を与えないことがわかっている<sup>14),2)</sup>。したがつて、10度以下にならない限り、集熱面が受ける日射量が最大になる傾斜角度に設定するのが最適となる。東京において集熱面に入射する年平均熱流束を計算した結果<sup>20),21)</sup>から、設置傾斜角度は25°とした。

仕切り板の間隔寸法はその値が小さいほど1段あたりに降下する温度幅が減少し、蒸留性能は向上する。しかし、蒸発面ウイックと凝縮面が接触して原水が蒸留水へ混入しないためには最低でも約5mm以上の仕切り板間隔が必要であり、また仕切り板の自重や熱応力によるたわみなどによって原水が蒸留水へ混入する危険性を考慮すると、7~8mm以上は必要であると判断した。また、蒸発面ウイックの纖維の先端に、細かな水滴が一面に付く現象が運転中確認されているので、長期間の安定した運転のために仕切り板間隔は10mmと、やや余裕を持たせたものとした。長期運転を行わなかつたA型の仕切り板間隔は8mmである。なお、財造水センターが1985年までに沖縄において行った本研究と

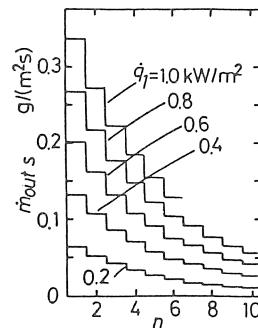


図5 段数と蒸留収量の関係(パラメータは日射量)

同様のウイックを用いた実証実験<sup>7)</sup>では、仕切り板間隔は7mmと狭い間隔で設定され高い性能を示したが、条件を変えて製作された20台あまりの蒸留器の内、何台かは蒸発面ウイックと凝縮面との接触などのため蒸留水が原水によって汚染されたと報告されている。

蒸留段数については、図5に示すシミュレーション計算結果より、5段目において初段の約1/2, 10段目において約1/5と1段あたり得られる蒸留収量は段数の増加とともに低下する。本来、蒸留段数は経済的な条件とも関係してくるが、本研究はその目的を蒸留器の技術的な性能解析に限り、経済的な点は考慮していないため、今回製作した装置では蒸留収量が初段の半分以下となる6段(A型では7段)を採用した。また、図5から日射量の大きい地方では段数が多い方が有利であることもわかる。

## (3) 給水量制御

原水供給量が増加すると、排水によって持ち去られる熱流束が増加するため蒸留収量が減少する。ただし原水供給量を減らし過ぎるとウイック中に原水が均一に流れなくなり、スケール発生や塩の析出によるウイックの目詰まり、ひいては蒸留性能の低下、原水の蒸留水への混入などを引き起こすことになり、部分的な過熱・沸騰は蒸留器の腐食などの点からも好ましくない。よって、常に一定量の原水を供給する方法では、最も日射量が大きく最大の蒸留収量が得られるときに合わせて原水供給量を設定しなくてはならない。しかし、この方法では日射量が小さいときに相対的に原水供給量が大きくなり過ぎ、やや蒸留性能が低下するので、原水供給量は日射量または初段温度の関数として制御することが望ましい。

B型蒸留器に関しては、初段温度を検出して原水供給ポンプを制御し、原水供給量を適切に変化させた。温度を検出する熱電対は、局部的な過熱などの可能性がないとはいえない集熱面ではなく、温度分布がより

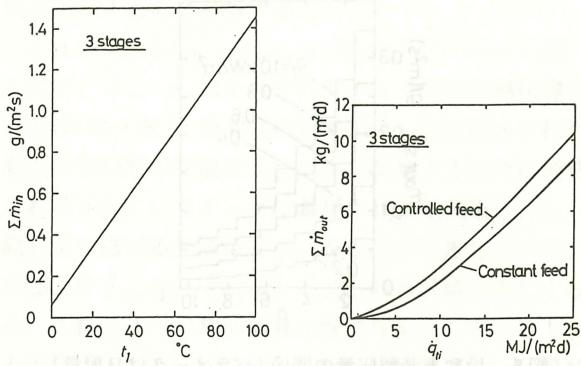


図6 初段温度による原水供給量の制御特性(3段)

図7 初段温度による原水供給量制御の効果(3段)

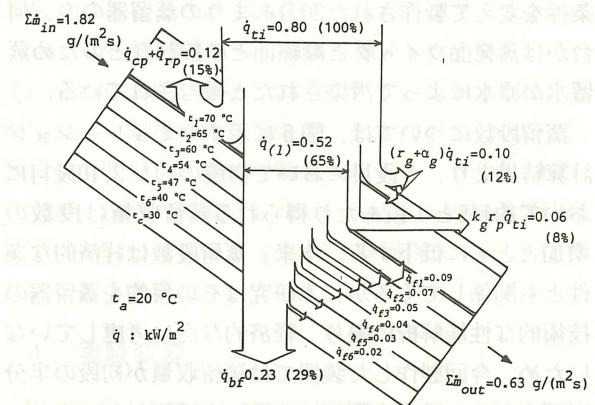


図8 シミュレーション計算による蒸留器内外の熱移動の様子

平滑化されていると考えられる1段目凝縮面の左側中央に取り付けた。

制御特性は3段構造の場合、原水の総供給量が総蒸留収量の約2~3倍となるように、蒸留器の蒸留性能を考慮して図6のように設定した。原水供給量制御の効果をシミュレーション計算により求めた結果が図7であり、原水供給量を制御した場合にはしなかった場合に比べて約15%程度蒸留性能が向上することがわかる。

また、それぞれの蒸留段で得られる蒸留収量に注目すると、排水によって熱が持ち去られていくため蒸留に利用される熱流束は図8で示す通り段を追う毎に減少していく、それに伴い蒸留収量は減少するので、各段への原水供給量は各段で得られる蒸留収量の比率に合わせて給水量分配器によって調節した。

図8は、性能シミュレーションによって計算した  $\dot{q} = 0.7 \text{ kW/m}^2$ ,  $t_i = 72^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 30^\circ\text{C}$ ,  $t_a = 20^\circ\text{C}$  の条件下での、蒸留器内外の熱・物質移動の様子を示したものである。

#### (4) 蒸留水への塩分混入原因

B型蒸留器の運転開始後発生した蒸留水に塩分が混入するというトラブルの主原因是、B型蒸留器がA型蒸留器よりやや大型になったために、装置の微妙な左右方向の傾きによって原水が蒸発面ウイックに均一に供給されなかつたためであることがわかった。日射の強い時に、原水の供給が不十分な蒸発面ウイックの下流部分においてウイックが部分的に乾燥し、日射が弱まって乾燥した部分に再び浸透してきた原水が、乾燥部分との境界付近から凝縮面に滴下してしまうことが判明した。そこで、給水槽側面の透明板から左右の供給原水の水位を注意深く観察しながら蒸留器の傾きを慎重に調節し、また給水槽を2つの部分に区切り側面からそれぞれ別々に給水するように改良を施した。この措置と併せて、1段目の凝縮面温度によって原水供給量を制御することにより、塩分の混入は見られなくなり、電導度計を用いて確認を行った蒸留水の純度はほとんどの日に5 ppm以下と、蒸留器はほぼ完全に動作するようになった。

#### 5. 実験結果

実験データが得られたのは、A型蒸留器(7段)については1985年7月16日~8月24日の25日間、B型蒸留器については3段で1987年9月15日~11月1日の21日間、3段を6段に改造して1987年12月8日~1988年2月4日の36日間である。

図9、図10はそれぞれ、A型蒸留器とB型蒸留器の1日の蒸留性能を示しており、横軸は1日の蒸留器カバー面に到達する日射量の積算値  $\Sigma \dot{q}_{ti}$ 、縦軸は1日の総蒸留収量  $\Sigma \dot{m}_{out}$  を示している。図10の□印は3段の、○印は6段のデータである。図中の実線はシミュレーション計算結果を示したもので、計算条件はA型7段については外気温  $t_a = 20^\circ\text{C}$ 、最終段凝縮面温度  $t_c = 30^\circ\text{C}$ 、B型3段については、 $t_a = 20^\circ\text{C}$ 、 $t_c = 25^\circ\text{C}$ 、6段については  $t_a = 10^\circ\text{C}$ 、 $t_c = 15^\circ\text{C}$  と仮定した。

これらの図から明らかなように、実測値はシミュレーション計算値よりやや低めの値を示しているが、それでも図9において7段のA型蒸留器は日射量20 MJ/(m²·d)の時、最大13 kg/(m²·d)と高い性能を示している。図10においては、6段の実験を行った時期の方が3段の時期より外気温および原水温度が低いため、6段の性能がやや低目に現れている上、6段については実験期間が冬至に近く日射量の大きい日のデータが存在しないのでプロットが重なって比較しにくいが約

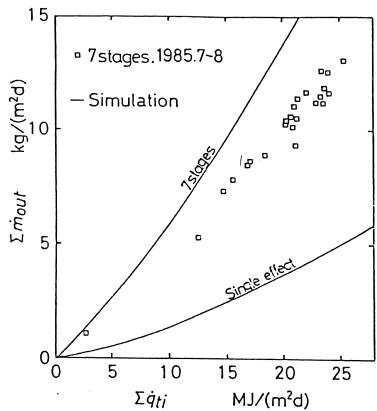


図9 A型蒸留器の1日の蒸留性能

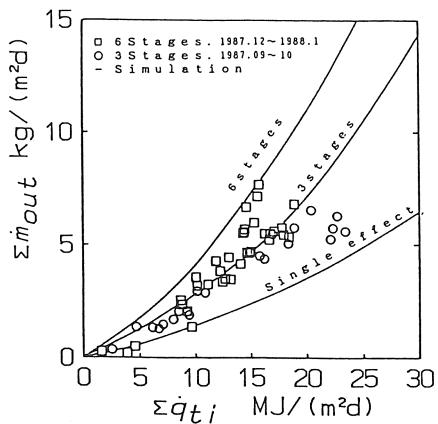


図10 B型蒸留器(6段)の1日の蒸留性能

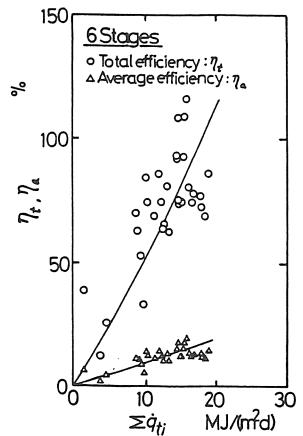


図11 B型蒸留器の効率

15 MJ/(m<sup>2</sup>·d) に対する蒸留収量でみると 6 段型式の方が高い性能を示していることが確認できる。日射量の少ない範囲で双方の性能があまり違わないのは、日射が弱い時には後方の蒸留段数は有効に利用されないことも関係していると考えられる。

図9と図10には参考のために、単段式蒸留器の蒸留性能を実線で示してある。これは田中ら<sup>2)</sup>が設計・製作し、のべ500日以上にわたる屋外実験を行った結果を非常によく再現するシミュレーション計算による結果であるが、これと比べると本研究における上方加熱方式蒸留器は、日射量15 MJ/(m<sup>2</sup>·d) の時に約2～3倍、日射量20 MJ/(m<sup>2</sup>·d) の時に約3倍の高い性能を示していることが明らかになる。

図9は1985年7月26日のA型蒸留器、図10は1987年1月12日のB型蒸留器(6段)についての1日の経時変化をそれぞれ示したもので、図中のプロットは蒸留収量の測定値、実線は測定した日射量・初段温度・外気温を入力したシミュレーション計算結果である。これらの図より蒸留収量は日射量によく追従し、蒸留器の熱容量は小さいことがわかる。

図11はB型蒸留器(6段)についての効率を示したもので、○印は(10)式で定義した全効率  $\eta_t$  [%]、△印は  $\eta_t$  を蒸留段数  $n$  で除した1段あたりの平均効率  $\eta_a$  [%] をそれぞれ示したものである。

$$\eta_t = \dot{m}_{out} \cdot \xi / \dot{q}_{ti} \quad \dots \dots \dots (10)$$

ここで、 $\xi$  は水の蒸発潜熱 [kJ/kg] である。多重効用型蒸留器は同じ熱を繰り返し利用するため、全効率は100%を越える点が存在する。単段式蒸留器の効率は最高でも50%程度<sup>2)</sup>であるから、2倍以上の効率が得られていることがわかる。段数が多くなるほど小さな値となる1段あたりの平均効率でみても10数%の効

率が得られていることがわかる。

## 6. 結 言

多重効用型蒸留器のなかでは最も簡単な構造を持つ上方加熱方式の蒸留器を設計・製作し、屋外日照条件下で実験を行った。やや小型のA型蒸留器(7段)については夏季約2ヶ月間の運転を行い、日射量20 MJ/(m<sup>2</sup>·d) の時に最高13 kg/(m<sup>2</sup>·d) の蒸留収量を得、この結果をもとに長期間の実験を目的として製作したB型蒸留器(6段)では冬季約3ヶ月にわたる運転において、日射量15 MJ/(m<sup>2</sup>·d) の時に6 kg/(m<sup>2</sup>·d) 程度の蒸留収量を得た。これらは従来の単段式蒸留器と比べ2～3倍の性能向上を実現している。また、性能シミュレーション計算の手法は屋外における実験結果を良く再現することがわかり、この計算手法により、原水供給量を初段温度の関数として制御することによって、一定量供給した時よりも蒸留性能は15%程度向上することもわかった。

多重効用型蒸留器ではウイックに均一に原水を供給し流下させることが重要であり、偏流はウイックの乾燥そしてスケールの発生や塩の析出をひきおこし、実質的な蒸留面積の減少による蒸留性能の低下だけでなく、原水の蒸留水への混入も引き起こすので、設計・運転上十分考慮する必要があることが判明した。

実際の日照条件下で運転したことにより得た上方加熱式蒸留器に関する本研究による知見は、実用規模の多重効用型蒸留器を最適設計する際に、有用な情報となり得ると考えられる。

## 謝 辞

装置の製作・実験にご協力頂いた、内海誠士、宍戸

満春, 石河宏, 佐藤信也の各氏(当時本塾大学生), また, ウイック素材をご提供頂きましたオリエンタル・メタル㈱に深く感謝いたします.

### 参考文献

- 1) 太陽エネルギー利用ハンドブック, 日本太陽エネルギー学会, (1985), 851.
- 2) 田中耕太郎・渡部康一, 太陽エネルギー, 9-5 (1983), 38.
- 3) Selcuk, M.K., Solar Energy, 8-1 (1964), 23.
- 4) Cooper, P.I. and Appleyard, J.A., Sun at Work, 1 (1967), 4.
- 5) 津村健児・山下正幸・西村誠・西島隆, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, (1980), 157.
- 6) Toyama, S., Aragaki, T. and Murase, K., Desalination, 45 (1983), 101.
- 7) 海造水促進センター, 太陽熱利用熱拡散多重効用法による海水淡水化技術開発報告書, (1985).
- 8) Umehara, T., Tanaka, K. and Watanabe, K., Proc. Int. Symp. on Thermal Application of Solar Energy, (Ed. by K. Watanabe and Y. Nakajima), Hakone, Japan, (1985-4) 551.
- 9) 田中耕太郎・梅原規司・渡部康一, 日本機械学会論文集(B編), 52-479 (1986), 2697.
- 10) Toyama, S., Aragaki, T., Salah, H.M., Murase, K. and Sando, M., J. Chem. Eng. Japan, 20-5 (1987), 473.
- 11) Toyama, S., Nakamura, M., Salah, H.M., Futamura, S. and Murase, K., Desalination, 67 (1987), 21.
- 12) Ouahes, R.C. and Le Goff, P.J., ibid., 67 (1987), 43.
- 13) 田中耕太郎・岡村秀昭・菅誠・渡部康一, 日本機械学会論文集(B編), 53-496 (1987), 3771.
- 14) Yeh, H.M., Tsai, S.H. and Ma, N.T., Proc. 22nd Int. Energy Convers. Engr. Conf., Philadelphia, U.S., 4 (1987-8), 1723.
- 15) Giuseppe, G., Termotechnica, 41-3 (1987), 35.
- 16) 浅野康一, 物質移動論, (1986), 共立出版.
- 17) Hollands, K.G.T., Mitchall, J.W. and Eiwakil, M.M., Trans. ASME., J. Heat and Mass Transfer, 98-2 (1976), 189.
- 18) Rohsenow, W.M. and Hartnett, J.P., Handbook of Heat Transfer (1973), McGraw-Hill, N.Y.
- 19) 岡村秀昭・渡部康一, 日本太陽エネルギー学会第13回研究発表会講演論文集, (1987), 101.
- 20) 田中耕太郎・梅原規司・渡部康一, 日本機械学会論文集(B編), 52-473 (1987), 463.
- 21) 金山公夫・馬場弘, 太陽エネルギー, 8-2 (1982), 13.
- 22) Witting, R., Finlandische Hydrogr-Biologische Untersuchungen, №2 (1908), 246.

(昭和63年5月7日 原稿受理)