

컴팩트한 소형 담수화장치의 열설계에 관한 연구

최 현 규* · 김 성 규**

A Study on the Thermal Design of the Compact Type Small Fresh Water Generator

H.G. Choi · S.G. Kim

Key words : fresh water(청수), fresh water generator(조수기), low pressure evaporate method(저압증발방식),

Abstract

In Korea, accelerated industry development and urbanization during the last three decades have led serious water pollution problems in many parts of the nation. Especially, in the regions of west and south coast have low fresh water in the dry season of spring and summer. In the place isolated from land, it is important to secure the fresh water for drinking and general service. This study is concerned on the thermal system design to develop low-pressure evaporation type fresh water generator of capacity 1 ton/day using the heat source of non-operating boiler in the season of spring and summer.

The results obtained from this study are as follows. The water quantities generated from experimental evaporator showed good coincidence with the calculated values. The maximum production quantity was 1.38ton/day at pressure 40mmHg abs. and temperature 80℃.

| 사용기호 | | | |
|----------|-------------------------|--------|----------------------------------|
| A | : 전열면적[m ²] | dm | : 응축량[kg/h] |
| Nu | : Nusselt수 | Q | : 전열량[kcal/h] |
| C_p | : 정압비열[kcal/kg ℃] | dq_r | : 반경방향 미소전열량[kcal/h] |
| n | : 실험계수 | q | : 내부 발열량[kcal/m ³] |
| C_{sf} | : 실험계수 | dr | : 반경방향 미소길이[m] |
| P_r | : Prandtl수 | q_r | : 반경방향 전열량[kcal/h] |
| | | dx | : 전열관의 미소길이[m] |
| | | R | : 전열저항 [m ² h ℃/kcal] |

* 한국해양대학교 대학원(원고접수일 : 99년 2월)

** 한국해양대학교 해사대학 교수

- G : 단위시간당 유량[kg/h]
- Re : Reynolds수
- g : 중력가속도[m/s^2]
- r : 전열관의 반경[m]
- h : 대류 열전달계수[$kcal/m^2 h ^\circ C$]
- T : 온도[$^\circ C$]
- h_{fg} : 증발잠열[kcal/kg]
- T_1 : 전열벽의 고온측 온도[$^\circ C$]
- k : 열전도율[kcal/m h $^\circ C$]
- T_2 : 전열벽의 저온측 온도[$^\circ C$]
- L : 평판전체 길이[m]
- U : 열관류율[kcal/m² h $^\circ C$]

그리스 문자

- Γ : 막 Reynolds수[$kg/m h$]
- μ : 점성계수 [kg/m s]
- ρ : 전열매질의 밀도[kg/m^3]
- σ : 표면장력[kg/s^2]

하첨자

- co : condenser
- o : outside
- f : fresh water
- s : saturated
- i : inside
- tr : turbulent
- l : liquid
- v : vapor
- m : middle
- w : wall

1. 서 론

우리 나라는 산업의 급격한 발달과 생활환경의 개선으로 공업용수와 생활용수의 부족을 많이 겪고 있다. 특히 많은 섬이 산재된 우리나라의 서·남해안 도서지방의 경우 봄·여름철의 갈수기에는 식수 및 생활용수의 부족현상이 극심하고, 수산물의 가공 용수도 부족하여 어민의 소득에도 상당한 악영향을 미치고 있다. 환경부의 조사에 의하면 앞으로 2001년에는 전국적으로 물의 절대량이 부

족한 사태가 올 것을 우려하고 있으며 극심한 식수난을 겪고 있는 도서지역에 대해 바닷물을 수도물로 정수하는 해수 담수화 장비도입을 추진 중에 있다고 발표했다¹⁾²⁾. 따라서 도서지방의 주민의 소득향상과 생활환경개선을 위해 청수를 염가로 제조할 수 있는 청수 제조장치의 개발이 요구된다.

일반적으로 해수로부터 담수를 제조하는 방법, 즉 해수로부터 염(salt)과 다른 용존고형물(dissolved solid)을 제거하기 위해서 이용되는 방법에는 증발법(distillation), 역삼투막법(reverse osmosis), 냉동법(freeze desalination) 등이 있으며³⁾, 이들 방법 중에서 증발법은 시스템의 구조가 간단하고 견고하며 비교적 싼값에 청수를 다량으로 생산할 수 있기 때문에 오늘날 담수화 시스템에서는 증발법을 많이 채용하고 있다. 이러한 증발법을 채용하는 경우에는 에너지절약 측면에서 증발속도가 빨라 고성능화를 통한 제품의 소형화가 가능한 저압 증발법을 택한다.

저압 증발법에 대한 기초적 연구는 1968년 Huyghe⁴⁾가 저압증발은 물속의 기체함량에 관계된다는 것을 급속 감압실험을 통하여 확인하였으며, Miyatake등⁵⁾은 저압증발의 현상자체에 관한 실험을 처음으로 실시하여, 감압증발 현상의 비평형율과 비평형 온도차를 시간에 대하여 측정하였고, 다단증발법에 관한 연구를 통하여 배플판(baffle plate)의 효과와 물의 속도를 측정하여 감압증발을 촉진시키는 원인을 추정하기도 하였다.

본 연구에서는 도서지방의 각 가정에 설치되어 봄·여름철에는 거의 사용하지 않는 가정 난방용 보일러의 열원을 사용하는 저압증발식 담수화장치로서, 해수를 진공 증발시킨 후 이를 응축시켜 저염도(염분농도 10ppm이하)의 청수제조가 가능한 용량 1ton/day의 소형 담수화장치의 증발기와 응축기의 열설계 개발에 목적을 두고 있다.

2. 주요부의 열전달 해석

2.1 응축기의 열전달 해석

응축기 전열관의 전열해석을 위하여 우선 원통형 좌표계⁶⁾에 대한 열전도방정식이 결정되어야 하며, 이로부터 전열관벽 내외측의 온도차에 의한 전

열량을 구할 수 있다. Fig. 1과 같은 증공원통형관을 생각해 보자. 반경방향으로만 열전달이 존재하고 내부 발열이 없는 정상상태 조건하에서 원통좌표계 열전도방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (1)$$

반경방향 r 되는 곳의 원통표면을 통과해서 전도되는 열전달량 q_r 은

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rl) \frac{dT}{dr} \quad (2)$$

식(1)을 열전도계수 k 가 일정인 조건에서 구한 $\frac{dT}{dr}$ 를 식(2)에 대입하면 반경방향으로의 전열량을 구할 수가 있다.

$$q_r = 2 \pi kl \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \quad (3)$$

증발기에서 증발된 증기는 증기유로를 통해 상승하여 응축기의 냉각전열관 외측에서 응축된다. 이러한 응축열전달 현상에는 응축이 전열표면에서 물방울 상태로 일어나는 적상응축과(dropwise condensation)과 막상상태로 응축되어 전열관을 흘러 내리는 막응축(film condensation)이 있다. 이와

같이 응축의 형태에 따라 열전달계수에는 현저한 차이가 존재하며, 같은 막응축 상태에서도 막의 흐름상태가 층류 혹은 난류인가에 따라서 달라진다.

층류의 경우는 수직관군의 관 외측에서 균일성분의 기체가 응축하는 경우의 Nusselt에 의한 층류 막응축 이론식⁵⁾이 있다. 즉, 증기측 평판표면의 국부열전달계수는

$$h_x = \left[\frac{g \rho_i^2 h_{fg} k_i^3}{4\mu(T_v - T_w)x} \right]^{1/4} \quad (4)$$

이며, 평판의 길이 $0 \leq x \leq L$ 에 대한 평균열전달계수는 다음식^{5),6)}과 같다.

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_x \Big|_{x=L} = 0.943 \left[\frac{g \rho_i^2 h_{fg} k_i^3}{\mu(T_v - T_w)L} \right]^{1/4}$$

응축기의 전열관내에는 냉각수가 난류상태로 유동을 하며, 이로 인하여 전열관 내면에서 냉각수로의 강제대류에 의한 전열현상이 발생한다. 현재까지 단상류의 난류흐름에 기인하는 국소열전달 계수에 관한 실험식은 여러 가지가 발표되었으며, 다음과 같은 Dittus-Boelter식^{5),6)}이 실험결과와 잘 일치함이 밝혀져 있으므로, 본 논문에서는 이 실험식을 채택하였다.

$$Nu = 0.023 (Re_l)^{0.8} (Pr_l)^n \quad (6)$$

포화증기에서 응축기 전열관내를 흐르는 냉각수로의 전열은 다음과 같은 과정을 거친다.

- (1) 포화증기로부터 전열관 외면으로 응축열전달에 의한 전열
- (2) 전열관 외면에서 내면으로 전도에 의한 전열
- (3) 전열관 내면에서 냉각수로 난류열전달에 의한 전열

응축기의 전열관을 설계하기 위한 전열관 미소 구간내의 열평형 및 관내유체의 온도변화는 Fig. 2와 같이 전열관 외측 포화증기의 평균온도를 T_s , 관외면의 온도를 T_1 , 관내면의 온도를 T_2 , 그리고 관내유체의 평균온도를 T_i 라고 하면 미소길이 전열관 dx 를 통한 미소유입열량 dq_r 을 구할 수 있고, 이로부터 응축기의 열관류율을 계산해 낼 수 있으며, 이를 위해서는 우선 위에서 언급한 전열과정들에 의한 미소전열량 dq_r 을 구해야 한다.

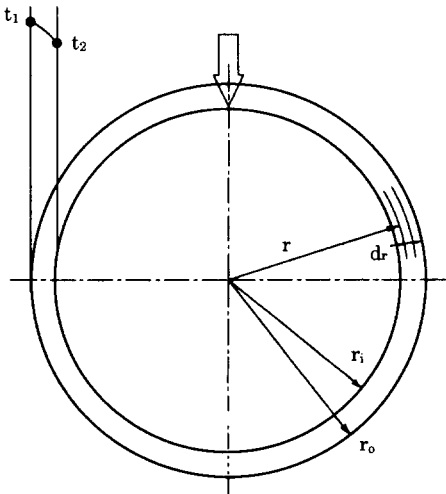


Fig. 1 One dimensional heat transfer model in a circular tube hollow

첫째, 응축열전달에 의한 미소전열량 dq_r 은 응축열전달계수를 h_{co} 라고 하면, 전열면적 dA_o 는 미소길이 전열관 dx 의 외표면적이므로 다음과 같다.

$$dq_r = h_{co} 2\pi r_o dx (T_s - T_1) \quad (7)$$

둘째, 전열관벽을 통해 전도되어지는 미소전열량 dq_r 은 식(3)에서 이미 언급되어진 바와 같으며 다음과 같다.

$$dq_r = 2\pi k dx \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (8)$$

셋째, 관내면에서 냉각수로의 난류열전달에 의한 미소전열량 dq_r 은 난류열전달계수를 h_{tr} 라고 하면, 전열면적 dA_i 는 미소길이 전열관 dx 의 내표면적이므로 다음과 같다.

$$dq_r = h_{tr} 2\pi r_i dx (T_2 - T_1) \quad (9)$$

정상상태 조건하에서는 식(7), 식(8), 식(9)에 의해서 표현된 미소전열량 dq_r 은 모두 같은 값이며, 상식들을 조합하므로써 포화증기의 평균온도와 냉각수 평균온도와와 차, 즉 미소길이 전열구간내의 전체 온도차로써 미소전열량 dq_r 을 표현할 수 있다. 정상상태 조건하에서 표현된 미소전열량 dq_r 은 모두 같은 값이다. 이를 정리하면 $dq_r = \text{식}$

(7)=식(8)=식(9)이며, 따라서 dq_r 은 다음과 같이 표시된다.

$$dq_r = \frac{2\pi r_o dx (T_s - T_1)}{\frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i}} \quad (10)$$

식(10)의 분모항은 단위면적, 단위시간당 단위열량이 전달되기 위해서 유지되어야 하는 온도차 즉 열저항을 나타내며, 이의 역수는 열관류율로서 단위면적당 단위시간당 단위온도차에 대해서 전달되는 열량을 의미한다. 이를 식으로 나타내면 열저항 R 과 열관류율 U 는 다음과 같다.

$$R = \frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i} \quad (11)$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i}} \quad (12)$$

따라서 식(10)은 다음과 같이 표현된다.

$$dq_r = \frac{2\pi r_o dx (T_s - T_1)}{R} = 2\pi r_o dx U (T_s - T_1) \quad (13)$$

이상에서 알 수 있듯이 열관류율 U 의 값만 알게 되면, 포화증기로부터 응축기의 전열관으로 전달되는 열량을 구할 수 있다. 이 전열량은 냉각수가 포화증기로부터 흡수하는 열량이며, 응축량을 dm 이라고 하면,

$$dq_r = h_{fg} dm \quad (14)$$

이므로, 응축량은

$$d_m = \frac{dq_r}{h_{fg}} \quad (15)$$

에서 계산할 수 있다.

그러나 담수화장치를 장시간 운전하게 되면, 냉각수나 해수의 유체내에 용해된 각종 성분이 석출되거나 유체중에 함유된 부유물 또는 이물질 등이 내외면에 침적되어 스케일이 형성된다. 이는 오염계수로서 정의되며, 일반적으로 오염계수는 유체의 물성치, 온도, 유속, 전열관의 재질, 표면의 가

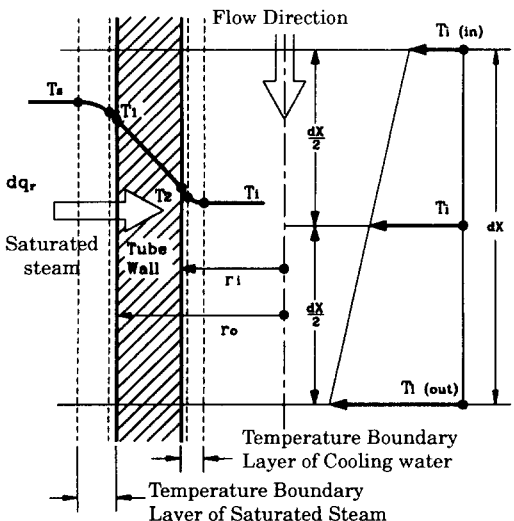


Fig. 2 Diagram of heat balance and temperature profile in condensing tube

공상태 및 운전시간 등에 의하여 변하는 것으로 알려져 있다. 이에 관한 값들은 체계적인 실험에 의해 밝혀져 있다. 해수의 온도가 50℃이하일 경우에는 유속에 관계없이 냉각해수의 오염계수가 0.0001m²h℃/kcal이며, 이 값을 열설계시에 사용하였다. 그러므로 관외측 오염계수 f_o 와 관내측 오염계수 f_i 는 0.0001m²h℃/kcal로 결정되며 앞에서의 식(11)과 식(12)는 오염계수의 영향을 고려한 다음과 같은 수정된 식이 된다.

$$R = \frac{1}{h_{co}} + f_o + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_i}{r_o} + f_i \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i} \quad (16)$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_{co}} + f_o + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_i}{r_o} + f_i \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i}} \quad (17)$$

식(17)에서 분모에 나타나는 항들은 응축기 전열관의 치수 및 관련재질의 물성치가 주어지면 모두 결정되는 값이므로 열관류율 U의 값과 응축기 전체의 전열면적이 구하여지므로 목표로 하는 조수량을 응축시킬 수 있는 최적의 응축기 규격이 계산될 수 있다.

2.2 증발기의 열전달 해석

증발기 전열관내의 전열과정은 다음의 과정을 통하여 해수에 전달되어진다.

- (1) 보일러에서 가열된 온수로부터 전열관 내면으로의 난류열전달에 의한 전열
- (2) 전열관 내면에서 외면으로의 전도에 의한 전열
- (3) 전열관 외면에서 증발기내의 해수로 비등열전달에 의한 전열

위의 설명에서 알 수 있듯이 전열관의 열전달 과정이 앞절에서 기술한 바와 다른 점은 (3)항인 비등열전달에 관한 사항이다. 비등열전달이란 전열관의 표면에서 포화상태의 액체가 비등을 일으키고, 발생된 기포에 의해 주위액체로 전열되는 현상을 말하며, 비등의 조건에 대해서 Rohsenow⁷⁾는 표면거칠기 및 재질에 관한 체계적인 실험을 통해 다음의 실험식을 제시하고 있으며, 본 논문에서는 실험조건 및 운전조건에 적합한 다음 식을 채택하

였다.

$$\frac{C_{pl}\Delta T_s}{h_{fg}} = C_{sf} \left[\frac{q}{h_{fg}\mu} \sqrt{\frac{\sigma_l}{(\rho_l - \rho_v)g}} \right]^{0.33} Pr_l^n \quad (18)$$

식(18)에서 ΔT_s 는 전열관 표면온도와 포화온도 T_s 와의 차, 즉 벽면과열도이며, C_{pl} 은 해수의 정압비열, h_{fg} 는 해수의 증발잠열, g 는 중력가속도, ρ_l 과 ρ_v 는 각각 액상과 기상의 밀도, Pr_l 은 프란틀수, μ 은 점성계수, σ_l 은 표면장력을 나타내고, C_{sf} 와 n 은 액체와 전열면의 재질에 의해 결정되는 계수이다.

본 연구에서는 보조열원용 전열관을 동관으로 제작하였기 때문에 $C_{sf}=0.013$, $n=1.0$ 의 값을 택하였다. 따라서 비등열전달에 의해 전달되는 전열량 dq_r 은 식(18)으로부터 다음과 같이 정리된다.

$$q = h_{fg}\mu \left[\frac{C_{pl}\Delta T_s}{h_{fg}Pr_l^n C_{sf}} \right]^3 \left[\frac{(\rho_l - \rho_v)g}{\sigma_l} \right]^{1/2} \quad (19)$$

식(19)에서 알 수 있는 바와 같이 비등열전달에 의한 전열은 온도의 3승에 비례한다. 따라서 비등열전달계수 h_{bo} 는 다음과 같이 정리된다.

$$h_{bo} = h_{fg}\mu (T_w - T_s)^2 \left[\frac{C_{pl}}{h_{fg}Pr_l^n C_{sf}} \right]^3 \left[\frac{(\rho_l - \rho_v)g}{\sigma_l} \right]^{1/2} \quad (20)$$

그러므로 증발기 열원용 전열관의 열저항 및 열관류율은 Fig. 2를 참조하면 응축기의 열저항 및 열관류율과 비슷한 형태의 다음 식으로 정리된다.

$$R = \frac{1}{h_{bo}} + f_o + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_i}{r_o} + f_i \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i} \quad (21)$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_{bo}} + f_o + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_i}{r_o} + f_i \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_{tr}} \frac{r_o}{r_i}} \quad (22)$$

증발기 보조열원용 전열관의 열저항과 열관류율에 관한 식(21)과 식(22)을 응축기 전열관의 열저항 및 열관류율에 관한 식(16), 식(17)과의 비교에서 나타나는 차이는 비등열전달계수 h_{bo} 이며, 이는 응축기와 증발기의 전열관에서 전열방향이 서로 반대이기 때문에 나타나는 현상이다.

3. 실험장치

저압 증발방식 담수화장치는 해수를 60~80℃의 보일러 온수로 가열하면서 진공상태에서 증발시키기 위한 진공가열 증발기, 발생된 저압증기를 응축시키기 위한 응축기, 응축기내를 고진공으로 유지시키고 증발기내 증발 후 잔류 해수를 제거하기 위한 복합형 이젝터, 이젝터 구동용 해수펌프, 해수의 액적동반을 효과적으로 막기 위한 데미스터 등으로 구성된다. Fig. 3에 전체 시스템의 구성도를 나타내었다. 증발기의 열설계 기준은 1ton/day이고, 전열관 내측에 온도 80℃를 기준으로 보일러 온수의 열원을 해수에 전달하는 열교환기로 구성되어있다.

해수는 구동수 펌프를 통해 응축기를 거쳐 대부분 이젝터 구동수로 사용되고 일부가 증발기로 공급되어지며, 보일러 온수로부터 열량을 공급받은 해수가 감압증발한다. 응축기의 열설계는 증발기에서 발생된 증기를 응축시키기 위한 것으로서 Nusselt의 막응축이론을 적용하였으며, 냉각수 온도는 25℃를 가정하여 설계하였다. 냉각수의 열교환 효율을 높이기 위하여 냉각유체가 4-Pass되도록

설계하였고, 응축기에서 응축된 물은 응축기 하부에 직접 연결된 청수 저장탱크에 저장되도록 고려했다. 가열원 공급장치는 용량 50,000kcal/hr의 가정용 온수 보일러를 사용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

증발기에서 연구개발의 목표인 하루에 1톤의 담수를 생산하는데 필요한 열량은, 증발기에 유입하는 해수가 보유하는 현열과 증발기의 열원으로 사용하는 보일러 온수가 보유하는 열량이다. 담수화 장치의 조수량을 G_f ton/day라고 하면, 증발기에 공급하여야 할 총열량 Q 는 다음 식과 같다.

$$Q = \frac{1000}{24} G_f h_{fg} \quad (23)$$

증발기에서 공급하는 열량은 보일러 온수의 유량을 G kg/kr, 온수의 입구온도를 T_i , 출구온도를 T_o , 정압비열을 C_p kcal/kg℃ 라고 하면, 다음 식과 같다.

$$Q = G C_p (T_i - T_o) \quad (24)$$

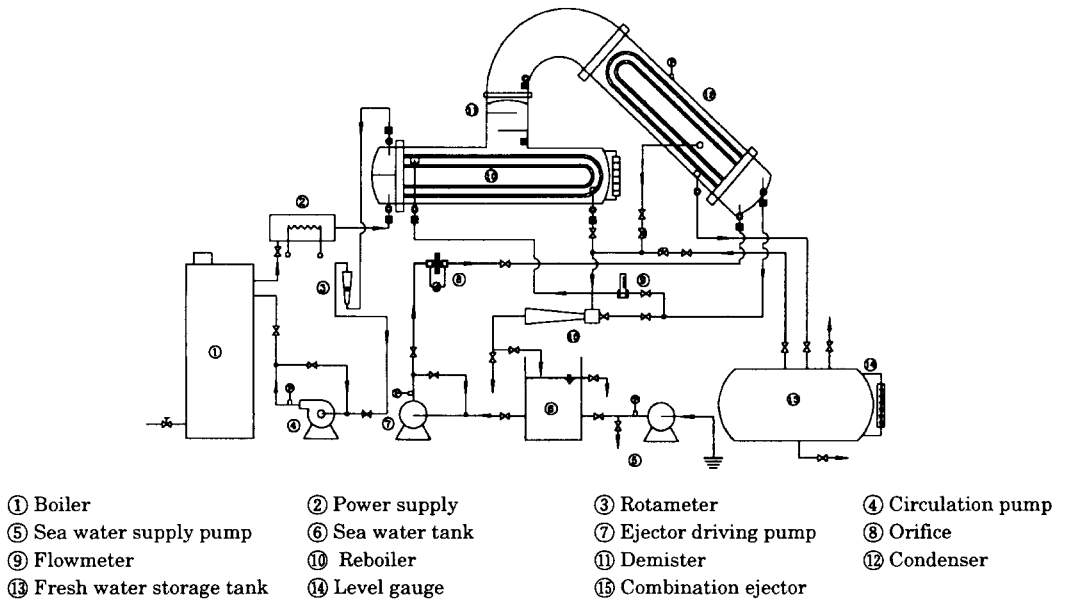


Fig. 3 Schematic diagram of fresh water generator

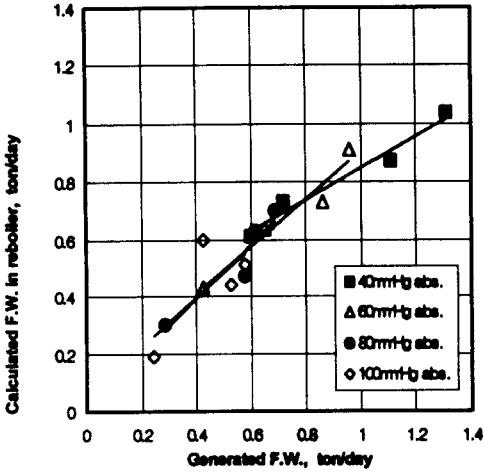


Fig. 4 Compare generated fresh water with the calculated in reboiler

Fig. 4는 담수화 장치의 실험을 통해 증발기에서 식(24)에 의해 계산한 조수량과 실제 생산된 조수량을 비교하였다. 0.2~1.0ton/day의 조수량에서 실험치와 계산치가 잘 일치함을 보여주고 있으며, 1ton/day이상에서는 계산치보다 실험치가 높게 나타났는데, 이것은 고진공시의 열원수 온도와 증발온도와의 온도차가 저진공시보다 과대해 짐에 따른 증발축진 현상에 기인한 것으로 사료된다.

Fig. 5는 응축기에서 계산한 조수량과 담수화 장치의 실험을 통해 생산되어진 조수량을 비교하였으며 그림에서 알 수 있는 바와 같이 0.2~0.6ton/day의 범위에서 실험치와 계산치가 잘 일치하고 있으며, 0.6ton/day이상에서 실험치가 계산치보다 높게 나타나고 있음을 나타내고 있다.

4. 1 진공도에 따른 영향

담수화장치의 성능실험은 작동압력인 40~100mmHg abs.일 경우 압력 20mmHg abs.간격으로 점차 증가하면서 실험을 수행하였고, 보일러 온수온도는 65~80℃에 대해서 온수온도를 변화시켜 가면서 수행하였다. 조수량은 보일러 온수 유량 G 와 온수입구온도 T_i , 온수출구온도 T_o , 정압비열 C_p 에 의해 공급되는 열량 Q 와 응축량을 dm , 증발잠열을 h_{fg} 라고 하였을 때 단위시간당 응축량 $dm = Q/h_{fg}$ 으로 계산되어진다. 보일러 온수의 일

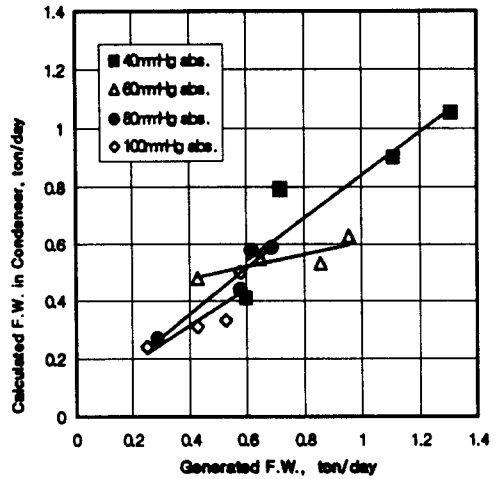


Fig. 5 Compare generated fresh water with the calculated in condenser

정온도에서 장치내 압력이 낮을수록 포화온도가 낮아지며, 전열관 내측의 온수온도와 외측의 해수온도와 온도차가 커지게 된다. 따라서 전열관 내측에서 외측으로 전달되는 열량이 증가함에 따라 증발잠열을 포함한 수증기의 양이 증가하게 되고 생산되는 조수량이 증가하게 된다. 실험결과와 계산결과가 대체로 일치하고 있으며, 장치내부압력 40mmHg abs. 온수온도 65℃에서 0.6ton/day를 생산하였다. 온수온도 80℃에 대해서 장치내부압력이 40mmHg abs.일 때 최고 1.38ton/day 물의 생산이 가능하였다.

4. 2 가열원 온도에 따른 영향

Fig. 6은 증발기에서 계산한 조수량과 실제 생산된 조수량을 보일러 온수온도 변화에 따라 나타낸 그래프로서 장치내 진공도가 증가함에 따라 계산된 조수량과 생산된 조수량이 대체로 일치하고 있으며, 조수량의 기울기가 진공도가 낮아질수록 점차 완만하게 되어지는 경향을 보이고 있다. Fig. 7은 응축기에서 보일러 온수온도변화에 따른 조수량을 나타내고 있으며, 증발기와 마찬가지로 진공도가 증가함에 따라 계산값과 측정값이 대체로 일치하고 있다.

조수량은 온수온도가 올라갈수록 증가하고 있

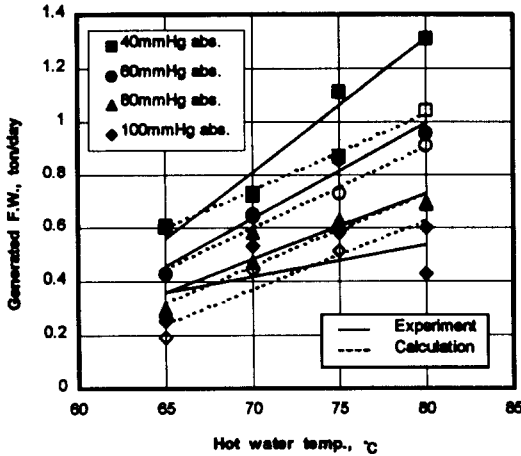


Fig. 6 Generated fresh water with the variation of hot water temperature in reboiler

으며, 온수온도 65~70℃에 대해 계산한 조수량과 생산된 조수량이 대체로 일치하고 있으며, 70℃이상에서 생산된 조수량이 계산된 조수량보다 증가하고 있는 경향을 보이고 있다. 또한 온수온도 75℃이상에서 1ton/day이상의 물이 생산되며, 온수온도 80℃ 진공압력 40mmHg abs.에서 최고 1.38ton/day의 물이 생산되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 도서지방의 갈수기에 부족한 생활용수 및 가공용수를 보충하기 위하여 각 가정에 설치되어 있는 기존의 보일러의 열원을 이용하여, 하루에 1톤 정도를 생산할 수 있는 소형 담수화 장치의 증발기와 응축기의 열설계개발 및 장치의 성능 실험을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 담수화 실험을 통해 증발기에서 계산한 조수량과 실제로 실험을 통하여 생산된 조수량을 비교한 결과, 조수량이 0.2~1ton/day의 범위내에서 실험치와 계산치가 비교적 잘 일치함을 알 수 있었으며, 1ton/day이상에서는 계산치보다 실험치가 약간 높게 나타남을 알 수 있었다.
- 2) 가열원 온수온도에 따른 영향을 고려하여 보일러 온수온도 65~80℃의 범위에 대하여 생산된 조수량 변화는 온수온도가 올라갈수록 조수량이 증가하였으며, 온수온도 75℃이상에서 1ton/day

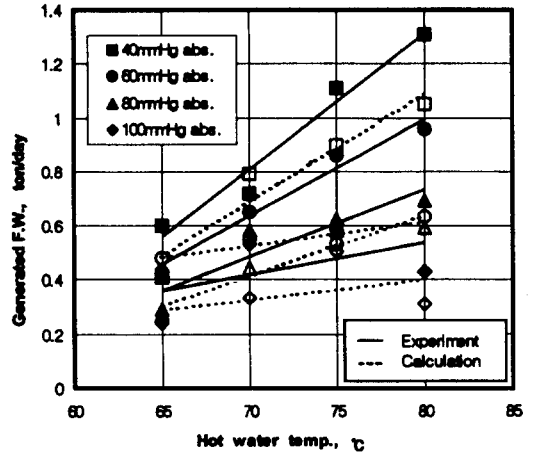


Fig. 7 Generated fresh water with the variation of hot water temperature in condenser

이상 물의 생산이 가능함을 알 수 있었다.

- 3) 실험장치 내부의 진공도에 따른 조수량의 변화는 실험결과와 계산결과가 대체로 잘 일치였으며, 진공도가 높을수록 생산되는 조수량이 증가하였으며, 진공 압력 40mmHg abs. 상태에서 온수온도 80℃일 때, 최고 1.38ton/day의 청수 생산이 가능함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- 1) "조선일보", (1996.4.8)
- 2) 김재평, 김영부, 김성욱; "담수화에 관한 연구", 한국전력공사 연구보고서, pp.21~143(1990)
- 3) J. Huyghe et al; "Desalination 4", pp.209~219(1968)
- 4) 宮武修, "フラッシュ蒸發に關する基礎的實驗" 日本海水學會誌, 26-4, 189-198(1972)
- 5) Frank. P. Incropera, David P. Dewitt; "Fundamentals of heat and mass transfer", willy, pp.536~569(1996)
- 6) 김세영; "열교환기 설계핸드북", 한미, pp.300~371, pp.433~485(1988)
- 7) M. Necati ZISIK; "Heat Transfer a Basic Approach", McGRAW-HILL International Editions, pp.476~516(1985)
- 8) "流體の熱物性値集", 日本機械學會, pp.486~488(1983)

- 9) 吳炳周 ; “低壓蒸發式 造水機의 性能特性에 關한 研究”, 전남대학교 박사학위논문집(1988)
- 10) 김경근 ; “소형 콤팩트한 폐열이용식 조수기 개발 (I)”, 과학기술처 보고서(1988)
- 11) Philip Liu ; “A New Concept in Marine Desalination The Thermal Compression Distillation Plant, Marine Technology”, Vol. 27, No. 3(1990)

저 자 소 개



김성규

1952년 2월생, 1974년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1990년 부경대학교(원) 냉동공학과 졸업(석사), 1997년 동대학원 졸업(박사), 1986년-현재 한국해양대학교 해사대학 부교수, 당학회 회원



최현규

1975년 1월생, 1997년 군산대학교 기관공학과 졸업, 1999년 한국해양대학교(원) 기관공학과 졸업(석사), 당학회 회원