

응축방식을 이용한 담수화 시스템의 성능예측을 위한 분석연구[§]

김철호^{*†} · 김원일^{**} · 최재영^{**} · 김재철^{**} · 김민선^{**}

*서울과학기술대학교 기계자동차공학과, **서울과학기술대학교 기계자동차공학과 학부생

An Analytical Study on the Performance Analysis of a Desalination System by Condensing Method

Chul-Ho Kim^{*}, Won-Il Kim^{**}, Jea-Young Choi^{**}, Jae-Choul Kim^{**} and Min-Sun Kim^{**}

^{*} Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

^{**} Undergraduate Student Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

(Received February 8, 2014 ; Revised March 26, 2014 ; Accepted March 26, 2014)

Key Words: Desalination System(담수화 장치), Heat Transfer(열전달), Condensation(응축), Wind Turbine (풍력터빈)

초록 : 본 연구에서는 태양열에 의해 증발된 해수면에서의 수증기를 응축의 원리를 이용하여 담수의 생산이 가능한 친환경 담수장치(Eco-friendly Desalination System)를 고안하고, 가능성을 판단하는데 연구의 목적을 두고 있다. 응축 열전달 공식을 이용하여 습공기의 물성변화에 따른 연간 응축수 생산량을 예측하였으며, 항온항습챔버의 실험을 통해 실제 습공기조건 변화에 따른 응축량을 측정하였다. 습공기의 이론 응축률과 실험을 통해 측정한 실제 응축률의 오차율을 산출하였으며, 오차의 원인을 분석하고 응축률 보정계수인 응축계수와 점성계수를 구하여 보정된 이론 응축률 공식에 도출하였다. 보정된 응축률식을 이용하여 설계된 규모의 풍력터빈연간 생산 가능한 담수량을 산출한 결과 최대 연간 약 2,927톤 정도의 담수를 생산할 수 있다는 사실을 알 수 있었다.

Abstract: A new concept of an Eco-friendly desalination method is introduced in this study. The main idea of the desalination method of seawater is the condensation of the vaporized seawater by solar heat energy on the surface of seashore. The wind turbine blade plays a role of heat exchanger condensing the vaporized water in the air. In this analytical study, the availability of the proposed desalination system was studied. First, an analytical condensation theory of the vaporized water in air was arranged and the parametric study was conducted to estimate the amount of freshwater produced from the system with the change of the temperature difference between the humid air and turbine blade, and the relative humidity in air, and wind speed. From the analytical calculation, 2,927(ton/year) of freshwater was produced at the vertical-type wind turbine (Diameter=4m, Height=3m) as the relative humidity is 100%, the temperature difference between the impeller blade and the humid air is 40°C and the wind speed is 10m/s.

1. 서론

UN에서 제시한 21세기 인류가 직면한 중요 3대 해결과제로 식량, 에너지 그리고 물 부족 문제를 주요 과제로 선정하였다. 식음용 물 부족의 문제는 선진국 후진국을 가릴 것 없이 그 심각적인 인류사회에 널리 인식되어 있다.

[§] 이 논문은 제5회 전국 대학생 유체공학 경진대회(2013. 12. 20., 강원랜드) 발표논문임

[†] Corresponding Author, hokim@seoultech.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

물은 인간뿐만 아니라 지구상의 모든 생명체에 매우 중요한 자원이며 현재도 지구상의 많은 지역에서는 식음수 부족현상으로 인해 인간을 포함하는 지구의 생명체가 생명의 위협을 받고 있으며, 머지않아 전 세계적인 위기를 맞게 될 것이라고 전 세계의 과학계가 관심을 표명하고 또한 해결방안을 위해 노력을 기울이고 있다. 일환으로 기존 식수원의 오염 문제점을 해결하고 장기적인 식수원 확보를 위해서 우리나라를 포함하는 선진국에서는 오래 전부터 바닷물로부터 담수를 생산하는 담수화 장치(desalination system)을 개발하여 식수나 공업용수를 공급해 오고 있다. 그러나 현재 사용 중인 담수화장치의 생산방식은 많은 량의 전기에너지를 소모한다는 문제점을 가지고 있다. 따라서 담수 생산과 동시에 주요 온실가스로 지목된 이산화탄소를 배출해야 한다는 문제점을 안고 있다.

본 연구에서는 태양열에 의해 증발된 해수면에서의 수증기를 응축의 원리를 이용하여 담수의 생산이 가능한 친환경 담수장치(Eco-friendly Desalination System)를 고안하고, 가능성을 판단하는데 연구의 목적을 두고 있다.

2. 담수 시스템의 구성 및 작동원리

2.1 담수 시스템의 구성

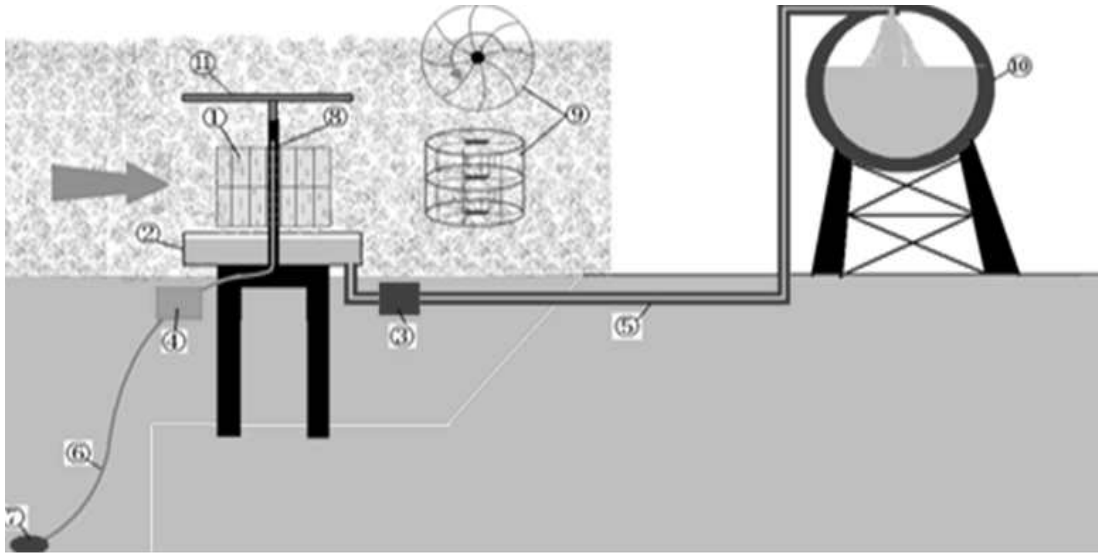


Fig. 1 Schematic diagram of the desalination system

담수장치의 각부 명칭

- | | | |
|----------------|---------------|----------------|
| (1) 수직형 횡류형 터빈 | (2) 담수 용기 | (3) 담수 펌프 |
| (4) 심해수 펌프 | (5) 담수 이송관 | (6) 심해수 이송관 |
| (7) 심해수 취수 필터 | (8) 임펠러 냉각 유로 | (9) 터빈 임펠러의 도면 |
| (10) 지상 담수 탱크 | (11) 솔라셀 판넬 | |

2.2 담수시스템의 작동원리

(1) 태양열 에너지

태양의 열에너지에 의해 바닷물이 증발되어 해상의 표면에 습공기층 형성

(2) 풍력 및 태양열 에너지 --> 전기에너지

풍력터빈과 태양전지 셀을 이용하여 전기에너지 생산

(3) 심해수 -> 풍력터빈 날개(응축판) 냉각

전기에너지를 이용하여 양수펌프를 구동하여 심해의 차가운 물을 양수하여 풍력터빈 날개를 냉각

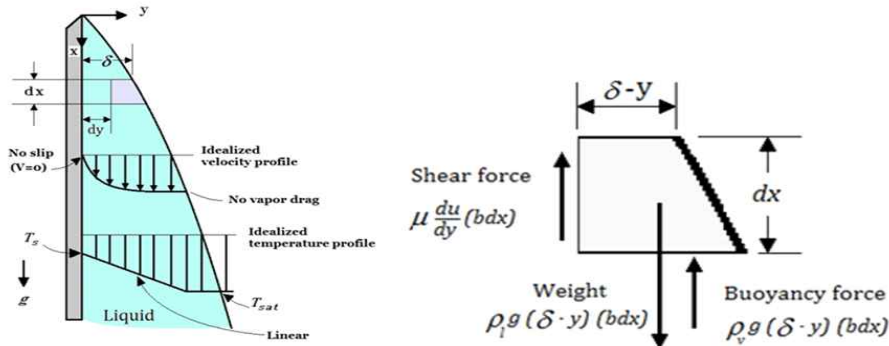


Fig. 2 Flow characteristics of the liquid film formed on the surface of a vertical condensing plate

(4) 응축수 생산

냉각된 풍력터빈의 날개를 이용하여 해수면에 모여 있는 포화 수증기를 응축수로 변환

(5) 담수의 육지로 수송

풍력과 태양열 에너지에 의해 생산된 전기에너지를 이용하여 펌프를 구동하여 생산된 담수를 육지로 수송

3. 응축이론

수증기의 액화는 증기의 온도가 포화온도(T_{sat}) 이하로 낮아질 때 발생한다. 이러한 현상은 일반적으로 증기가 포화온도 보다 낮은 고체표면(T_s)와 접촉할 때 발생한다. 또한 응축의 형태는 막응축과 물방울응축으로 구분되며 막응축은 표면을 적시면서 중력의 영향으로 미끄러지고 표면에 액체막을 형성한다. 많은 양의 증기가 막 위에서 응축되면 액체막의 두께는 유동방향을 따라 커진다. 물방울응축의 경우 응축된 증기는 응축표면에 물방울이 형성되어 표면은 다른 크기의 수많은 물방울로 덮이게 된다. 막응축의 경우 표면은 점차적으로 두께가 증가하는 액체막으로 덮이게 되면 이는 증기와 고체표면 사이의 열전달 효과를 떨어뜨리는 열 저항으로 작용하게 된다. 증기가 응축될 때 발생하는 증발열(q_{fg})은 고체표면에 도달하기 전에 이 저항을 통과하여야 하며 열은 다른 쪽의 매체에 전달된다. 그러나 물방울 응축 방식에서는 어느 정도 크기 이상이 되면 물방울은 중력의 효과에 의해 밑으로 미끄러지면서 응축 표면은 다시 증기에 노출된다. 이 경우 열저항 역할을 하는 액막은 존재하지 않으므로 물방울 응축은 막응축에 비하여 10배 이상의 열전달 유효율을 얻을 수 있다.⁽⁴⁾ 그러나 실제현상에서는 물방울응축을 유지하기가 어렵고 결국 막응축으로 변하기 때문에 본 연구에서는 응축기 표면에서의 응축을 막응축으로 가정하였다.

3.1 막응축의 물리적 모델

표면온도가 수증기의 포화온도(T_{sat}) 보다 낮은 수직 벽에 수증기가 접촉할 때 응축으로 인해 형성된 얇은 액체막을 형성하게 되며 중력의 영향으로 수직 평판을 따라 하강하면서 기체의 운동을 유도하게 된다. 액체에 의해 유도된 증기운동은 액체의 속도에 영향을 주게 되며 증기와 액체의 상호작용으로 인해 Fig. 2와 같은 2상(two phases) 경계층이 형성된다.⁽²⁾

아래의 Table 1~4는 상대습도에 따른 응축률에 필요한 물성치를 구한 값이다.⁽³⁾ 상대습도에 따른 온도는 포화수증기량(이슬점의 온도)으로 구했고 응축수의 모든 물성값은 막온도를 이용하여 구했다.

$$T_f = [T_{sat} - T_s]/2 \tag{1}$$

Table 1 Material property of condensation at the relative humidity 100%

phase	Water(, °C)			
	25	30	35	40
ρ_l (kg/m ³)	999.17	998.76	998.28	997.73
k_l (W/m · °C)	0.59110	0.59542	0.59960	0.60364
μ_l (kg/m · s)	0.00114	0.00107	0.00100	0.00099
g (m/s ²)	9.81			
h_{fg} (J/kg)	2,442,529	2,430,701	2,418,830	2,406,913

Table 2 Material property of condensation at the relative humidity 80%

phase	Water(T_l , °C)			
	25	30	35	40
ρ_l (kg/m ³)	999.44	999.09	998.67	998.17
k_l (W/m · °C)	0.58755	0.59198	0.59627	0.60042
μ_l (kg/m · s)	0.00120	0.00112	0.00105	0.00099
g (m/s ²)	9.81			
h_{fg} (J/kg)	2,451,964	2,440,167	2,428,330	2,453,142

Table 3 Material property of condensation at the relative humidity 60%

phase	Water(T_l , °C)			
	25	30	35	40
ρ_l (kg/m ³)	999.37	998.57	997.49	996.44
k_l (W/m · °C)	0.58845	0.59711	0.60523	0.61136
μ_l (kg/m · s)	0.00118	0.00104	0.00092	0.00084
g (m/s ²)	9.81			
h_{fg} (J/kg)	2,451,964	2,440,167	2,428,330	2,453,142

Table 4 Material property of condensation at the relative humidity 40%

phase	Water(T_l , °C)			
	25	30	35	40
ρ_l (kg/m ³)	999.92	999.78	999.66	999.31
k_l (W/m · °C)	0.57629	0.58109	0.58390	0.58934
μ_l (kg/m · s)	0.00143	0.00133	0.00127	0.00117
g (m/s ²)	9.81			
h_{fg} (J/kg)	2,480,207	2,468,437	2,461,381	2,447,250

4. 응축률 산출이론

4.1 응축수의 온도

응축수가 생성될 때 온도는 응축수와 습공기면 위의 온도(T_{sat})부터 응축수의 표면온도(T_s)까지 변한다. 따라서 응축수의 평균온도는 막온도 $T_f = [T_{sat} - T_s]/2$ 로 가정할 수 있다.

4.2 수정된 잠열을 구하는 공식⁽⁴⁾

응축률을 구하기 위해서는 수정된 잠열을 구해야 한다.⁽¹⁾ 대기의 상대습도가 100%일 때의 수정된 잠열 식은;

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 \times C_{pl} \times (T_{sat} - T_s) \quad (2)$$

식 (1)에서 사용되는 잠열은 이슬점 온도(T_{sat}) 에서 계산되어야 한다. 대기의 상대습도가 100% 가 아닌 경우의 수정된 잠열 식은;

$$q_g^* = h_{fg} + 0.68 \times \rho_{pl} \times (T_{sat} - T_s) + C_{pv} (T_{sat} - T_s) \quad (3)$$

여기서 $C_{pv}(T_{sat} - T_s)$ 은 습기공온도(T_{∞})가 포화온도(T_{sat})까지 냉각되기 위해 방출되는 열량을 말한다.

4.3 평균열전달 계수에 대한 Nusselt의 가정

표면온도(T_s)가 일정한 수직 응축관(높이(L), 폭(b))이 포화온도(T_{sat})의 증기에 노출되었을 때, 수직 응축 평관의 응축 열전달계수에 대한 해석적인 관계는 아래와 같다.

- (1) 평관(T_s)과 대기(T_{sat})의 온도를 일정하게 유지하면, 평관표면의 액체막을 통과하는 온도는 선형적으로 변한다.
- (2) 액체막을 통과한 열전달은 순수하게 전도에 의하여 이루어진다.
- (3) 증기의 속도는 낮아서(≈ 0) 응축된 물질을 끌어올리지 못한다.(액체와 증기의 계면에서 점성 전단이 일어나지 않는다.)
- (4) 응축된 물질의 유동은 층류이고 액체의 성질은 일정하다.
- (5) 응축된 물질의 가속은 무시할 만하다.

Nusselt는 위의 5가지를 가정하고, 수정된 잠열을 이용하여 수직평관의 층류 막응축에 대한 평균 열전달 계수의 식을 아래의 식 (4)와 같이 정의하였다.⁽¹⁾

$$h_{ver} = 0.943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h^* k_l^3}{\mu_l(T_{sat} - T_s)L} \right]^{1/4} \quad (W/m^2 \cdot ^\circ C) \quad (4)$$

4.4 열전달 계수를 이용한 열전달률과 응축률 산출식

수직 응축관의 면적 A(s)에서 응축이 일어나는 동안 열전달률은 식 (4)과 같고 식 (5)으로 응축률을 계산할 수 있다.^(1,4)

$$\dot{Q} = hA_s (T_{sat} - T_s)(J/s) \quad (5)$$

$$\dot{m}_{condensation} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}^*} \quad (kg/s) \quad (6)$$

5. 해석결과분석

5.1 이론에 따른 응축률 산출결과

본 연구를 위해 사용한 모델 터빈은 터빈 블레이드 26개로 구성된 응축용 풍력터빈으로 자세한 터빈블레이드의 치수는 Table 5에 주어진 것과 같다. 아래의 Fig. 3은 대기습도의 변화에 따른 모델터빈의 응축효율을 고

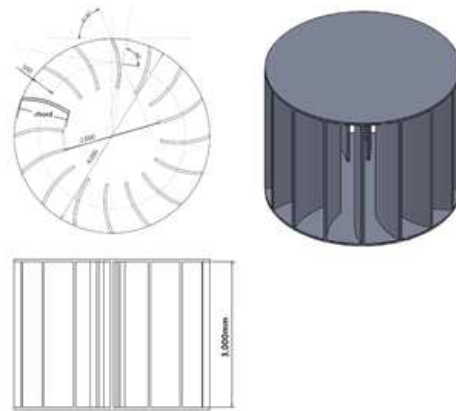


Fig. 3 Configuration and geometry of the model cross-flow type vertical wind turbine impeller with 16 turbine blades; (height =1m, diameter =4m, chord =1m)

Table 5 Condensation area of a model blade

Blade	W(m)	L(m)	Area()
1EA	5	10	50
Total(26EA)	130	260	1300

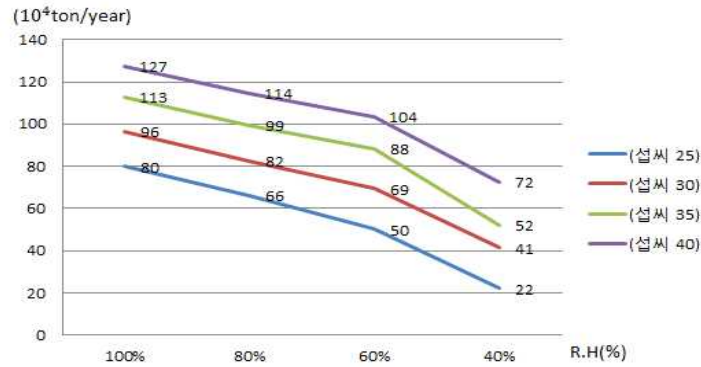


Fig. 3 Variation of the condensation rate with the relative humidity and temperature

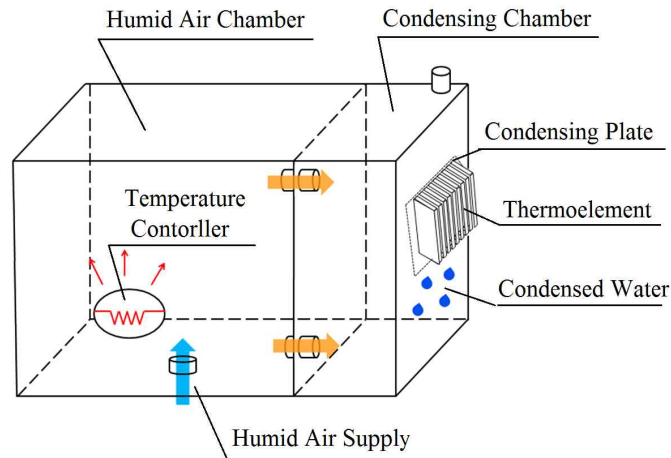


Fig. 4 Schematic diagram of the experimental system

려하지 않은 터빈 1기당의 연간 응축 량의 변화를 보여준다.(※실제 터빈 블레이드의 사이즈 : 5m 10m)

6. 응축실험장치 및 실험방법

본 실험은 이론값과 실험값의 오차율을 구하고 원인분석을 통해 실제 응축률을 예측할 수 있는 분석 이론식을 정리하기 위해서이다.

6.1 응축실험장치의 구성

본 연구를 위한 실험 장치는 챔버 내부의 온·습도 조절이 가능한 습공기 챔버와 응축챔버 그리고 각종 계측장비들로 구성되어 있다. 응축기판은 300mm×190mm×3mm 크기의 알루미늄 소재로 제작하였으며, 냉각을 위해 열전소자(Thermoelement)를 이용하였다. 챔버 내부 바람속도에 따른 응축효율을 실험하기 위해 응축판과 45° 각도로 팬을 기울여 강제대류를 시켰다. 챔버는 직각육면체 공간으로 제작하였으며, 단열을 위해 열전도율에 낮은 압축스티로폼을 사용하였다. 응축실험을 위한 응축챔버의 크기는

(W1,000mm×B370mm×L900mm)이며, 습공기 챔버의 크기는 (W1000mm×B650mm ×L900mm)로 설계, 제작되었다.

챔버 내부의 온·습도 제어를 위해 가습기와 할로겐 전구(500W)의 발열로 조절하며 습공기 챔버 내부의 습공기를 응축기 챔버 내부로 유입시키기 위해서 단열재 벽면에 상·하로 팬(fan)을 장착하였다. 응축 챔버에는 강제유동을 시키기 위한 강제유동 팬과 적절한 온·습도를 유지하기 위해서 배출구 팬을 설치하였다.

응축 챔버의 벽면에 응축기 수직평판을 설치하였으며 원활한 응축수 포집을 위해 응축기판을 30°로 기울여 응축수가 한쪽으로 모이도록 하였다.

6.2 응축실험의 주요 변수

습공기 챔버의 온도와 습도는 각각 30℃, 80%(오차율 1℃/±3%)로 고정하였으며, 실험의 변수로는 Table 6에 주어진 바와 같다. 실험 응축물에 대한 효율계수는 응축기온도가 10℃이고 강제대류는 0m/s일 때를 기준으로 측정했다.

6.3 응축실험 결과; 강제대류

Fig. 5는 강제대류의 바람속도변화에 따른 응축수의 응축율 변화를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 습공기의 강제대류 속도가 0m/s의 속도일 때에 비해 1m/s속도 일 때 응축률이 최대 약 350%의 증가율을 나타내는 것을 알 수 있었다. 그 원인으로는 응축기 판에 팬을 작동시키면 응축되어 있는 물방울의 점성에 의한 접착력보다 관성력이 커져 응축판에서 물방울이 떨어지려는 힘이 훨씬 크게 작용하기 때문이다.

6.4 응축기의 액체 막온도와 대기온도의 변화에 따른 응축실험 결과

본 실험을 위해 응축 챔버 내부의 실험조건을 30℃, 80%로 고정하고 응축기 온도를 10℃, 13℃, 16℃로 변화시켰다. 그러나 실제 실험에서 응축기 표면의 온도(10℃기준)는 응축기 표면에 생성된 응축수 영향을 받아 22℃까지 상승하였다.

Table 6 Experimental variables and its ranges

1	Temp. of Condensing Plate	10℃, 13℃, 16℃
2	Forced Speed of Humid Air	0.1m/s, 0.5m/s, 1m/s

Relative Humidity and Temperature at the Humid Air Chamber; 30℃, 80% (Error : ±1℃/±3%)

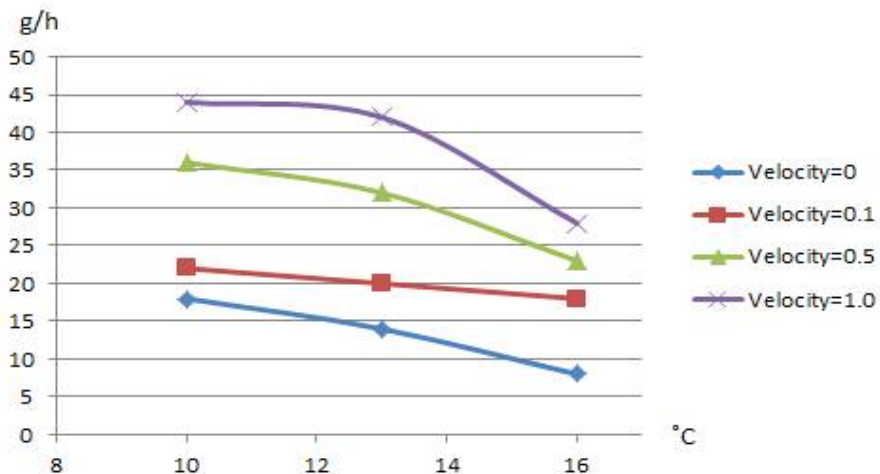


Fig. 5 Variation of the condensation rate with the condensed air temperature and air velocity

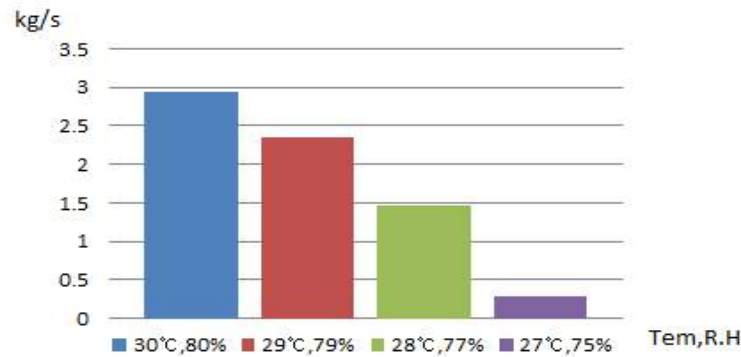


Fig. 6 Variation of the condensation rate with the condensed air temperature and relative humidity

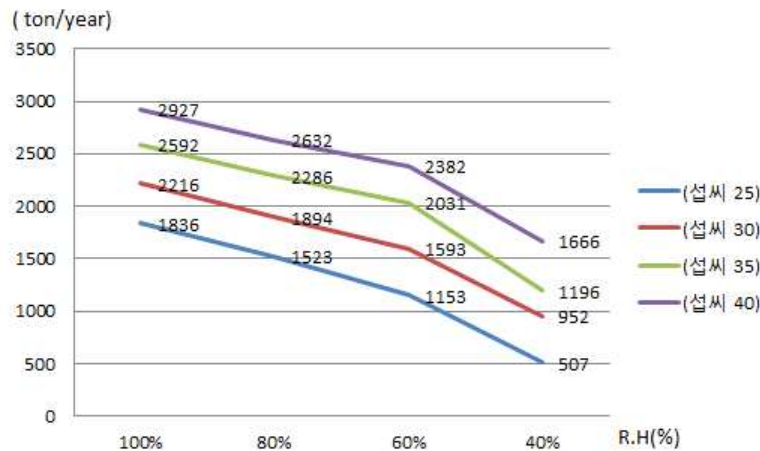


Fig. 7 Variation of the condensation rate with the relative humidity and air temperature

Fig. 6에서 알 수 있듯이 습공기의 온도와 상대습도가 높을수록 응축율이 높아진다는 사실을 보여준다.

6.5 실제 담수 장치에 응축계수를 고려한 응축률 결과값

응축막에 대한 실제 온도와 습기온도/상대습도의 변화에 따른 응축계수 (0.0377), 압력상승 및 평판과의 점성에 대한 계수(0.061)를 고려한 결과 최종적으로 본 연구에 대한 응축률을 예상할 수 있다. Fig. 7은 실험을 통해 도출한 응축판의 응축효율을 고려하여 상대습도 및 습공기의 온도차 변화에 따른 응축수의 연간 생산량을 산출한 결과이다. 상대습도가 100%이고 온도차가 40°C일때 연간 2,927tons정도의 담수가 생산된다는 사실을 알 수 있었다.

7. 결 론

본 연구에서는 대기 습공기의 상대습도와 온도의 변화에 따른 자가발전 응축담수화 장치의 응축률을 Nuesst의 가정과 평판에서의 평균열전달 계수를 통해서 이론적으로 산출하고자 하였다. 이론 결과의 검증하기 위해서 응축시스템의 실험 장치를 제작하고 실험을 실시하였으며, 실험 결과의 분석을 통해 실험값과 이론값의 오차 원인을 분석하였다. 오차의 원인분석 결과 아래와 같은 오차의 원인을 얻을 수 있었다.

- (1) 이론식의 적용조건으로 응축기 평판의 온도가 일정하게 유지된다고 가정하고 응축 율을 산출하였으나 실제 응축기 평판의 온도는 응축막의 영향으로 응축기 평판의 온도가 높이 상승하였다.
- (2) 실제 대기 환경에서, 습공기가 응축기 평판으로 접근할 때, 응축기 평판의 낮은 온도의 영향과 제습

의 기능으로 응축기 평판 부위에서의 습공기의 온도와 상대습도가 급격히 낮아졌다. 이는 응축율의 산출에 매우 큰 영향을 끼친다.

(3) 실험의 방식 중 강제유동 팬을 구동시켜 응축기 평판과 응축수 사이의 전단력의 영향력을 확인하고자 하였다. 강제유동 팬의 속도를 증가 시킬수록 응축률이 증가하였는데, 이를 통해 응축기 평판과 표면에 생성된 응축수 사이의 전단력이 어느 정도 응축률에 영향을 미치는지 알 수 있었다.

(4) 이론식에 계산되어진 값들은 모두 압력이 약 0.1atm 에 가까울 때 계산된 값들이다. 하지만 실제 대기의 환경은 1atm이기 때문에 습공기와 물의 물성치에서 많이 차이를 가지고 있다.

이번 연구를 통해서 이론의 응축률과 실험을 통해 손실요소를 고려한 응축률은 큰 차이를 보였다. 위에서 언급된 오차의 원인들을 고려하여 수정된 이론을 적용하여 상대습도와 습공기의 온도변화에 따른 응축수 생산량을 산출한 결과 응축률이 크게 감소되었다. 그러나 응축률의 감소를 보완하기 위한 방법으로는 응축기 평판과 응축수사이의 전단력을 최소화 하는 것이다. 전단력이 감소될 경우 평판에서 응축수가 생산되면 중력에 영향으로 빠르게 하강하게 되며 이는 전단력의 영향을 받게 되는 표면장력을 최소화시켜 더욱 높은 응축률을 보일 것으로 기대된다.

실험결과를 고려한 분석적 이론을 바탕으로 응축수 생산량을 예측해 본 결과, 직경이 4m이며, 높이가 3m 그리고 터빈 날개의 기수가 26개인 수직형 풍력발전터빈을 상대습도 100%, 풍속이 10m/s인 대기에 설치할 경우 연간 2,927tons의 담수를 생산하는 것으로 판단되었다.

후 기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비 지원 사업으로 수행된 연구결과입니다.

참고문헌

- (1) Kim, C. J., Kim, T. G., Son, Y. S, Yong, H. T and Yun, R, 2008, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," 6th ed, Gyobobook, Korea, pp. 740~744.
- (2) Sung, H. C. and Kim, K. H., 2000, "Comparative Analysis of Models for Free Convective Film Condensation on an Isothermal Vertical Wall," *Trans. Korean Soc. of Mech. Engr. B*, Vol. 24, No. 10, pp. 1380~2487.
- (3) "Heat Transfer Material Table," 3rd ed, Trans. of JSME.
- (4) Cho, H. H. and An, S. K., 2010, "Heat Transfer," Trans. Lecture Note of Chosun University with Eco-friendly car of Education Center., pp.123~142.