

风力致热型海水淡化装置及参数设计

金浩¹, 胡以怀¹, 唐娟娟², 冯是全¹, 谭亲明¹

(1.上海海事大学 商船学院, 上海 201306; 2.上海船舶研究设计院, 上海 201203)

摘要: 风力致热海水淡化是将风能直接转换成热能,再蒸发海水制取淡水的技术。文章论述了风力致热型海水淡化装置的结构和工作原理,介绍了S型垂直轴风力机、搅拌液体致热装置和海水蒸发室的特性。通过力矩的匹配计算,建立搅拌器直径的相关数学模型,并依据最优匹配数学模型计算搅拌液体致热装置的参数。根据搅拌液体致热装置的尺寸设计出海蒸发室,并通过理论计算预估其在额定风速下的产水量约为239.1g/h,表明了风力致热海水淡化技术的可行性。

关键词: 风力致热; 海水淡化; 风能; 热能; S型垂直轴风力机; 数学模型

中图分类号: TK89; TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2017)05-0747-06

DOI:10.13941/j.cnki.21-1469/tk.2017.05.018

0 前言

风力发电海水淡化技术是将风能转换为电能、再利用电能驱动淡化装置制取淡水的技术。该模式的能量转换环节多,风能利用率低,风力致热转换效率约为40%^[1-3]。由于风力机对切入风速和切出风速都有严格要求,因此,对风速要求较高。从投资成本的角度考虑,风力发电机组的投资比例占整个风电系统的75%左右,导致风力发电海水淡化的投资成本很高^[4]。

我国是人均水资源最贫乏的国家之一,人均淡水资源占有量仅为世界平均水平的1/4,且水资源分布不均^[5,6]。目前,我国617个城市中,有300个城市缺水,其中110个城市严重缺水^[7]。我国18个沿海开放城市中有14个城市缺水,其中严重缺水城市有9个,淡水短缺问题已经成为制约这些地区经济发展的瓶颈^[8]。我国风能资源十分丰富,可开发利用的风能资源约为10亿kW^[3]。将风能直接转换成热能进行海水淡化是解决淡水需求的途径。

1 风力致热海水淡化装置的结构与工作原理

风力致热海水淡化装置主要由S型垂直轴风力机、搅拌液体致热装置、海水蒸发室和支架等组成(图1)。S型垂直轴风力机通过支架固定于搅拌液体致热装置的上方,海水蒸发室通过支

架固定于搅拌液体致热装置的侧面。S型垂直轴风力机捕捉风能并将风能转化为机械能,再通过搅拌液体致热装置的作用把机械能转化为热能。将热能传递到具有一定真空度的海水蒸发室,在海水蒸发室内蒸发海水,最终通过热能制取淡水。风力致热海水淡化装置制取淡水的流程:“风能-机械能-热能-制取淡水”,其中传热介质为水。

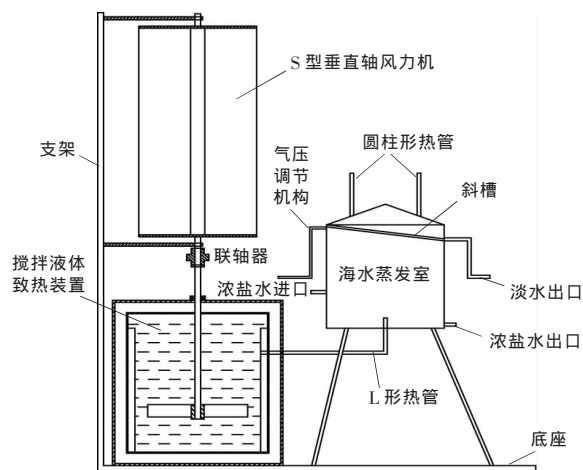


图1 风力致热海水淡化装置结构示意图

Fig.1 Structural schematic of wind-powered seawater desalination

风吹动S型垂直轴风力机转动,通过联轴器带动搅拌轴及搅拌器叶片在搅拌桶内旋转。在桶内阻尼板的作用下,水在桶内发生紊流流动,使水

收稿日期:2016-03-29。

基金项目:上海市科委资助项目(08210511800);上海海事大学研究生创新基金项目(Gk2013044);上海海事大学研究生学术新人培育资助项目(YXR2015126)。

通讯作者:胡以怀(1964-),博士后,教授,博士生导师,研究方向为船舶动力装置与新能源利用技术。E-mail:yhhu@shmtu.edu.cn

与水、水与桶壁、水与叶片的摩擦产生热量。L形热管将热量传入蒸发室蒸发海水,从而得到所需的淡水。风力致热海水淡化原理如图2所示。

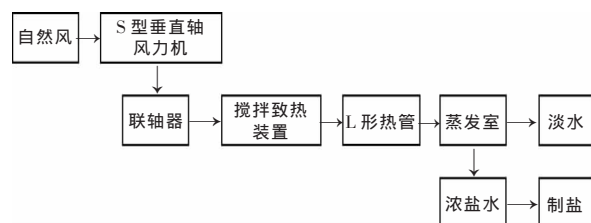


图2 风力致热海水淡化原理
Fig.2 Working principle of wind-powered seawater desalination

搅拌液体致热装置对风速要求较低,应用场合比风力发电厂。风力致热海水淡化装置体积小、结构简单、投资成本低、机动性强。该装置只利用自然界的风能,可以在断电、断油时使用,可作为抢险救灾设备,解决海岛、海上作业平台和沿海城市淡水资源短缺的问题。

2 S型垂直轴风力机

2.1 S型垂直轴风力机特性

S型垂直轴风力机叶轮的两个半圆柱面叶片对称安装在转轴两侧,柱面朝向相反,两个半圆柱面叶片部分交错。如图3所示,半圆柱面叶片直径为 d_T ,交错距离为 e 。当风吹向叶轮时,阻力差使叶轮旋转,凹面部分气流会通过交错的空隙进入凸面背后,转折的气流能抵消部分凸面的阻力,可提高风力机的效率。空隙交错距离 e 与叶片直径 d_T 之比($\frac{e}{d_T}$)为0.17时效果最好,此时风能利用系数为0.3,对应的叶尖速比 λ_E 为0.9^[9]。如果空隙 e 中有转轴,转轴尽量要细,并要适当增大空隙。

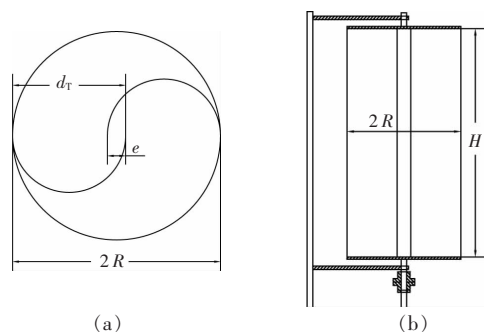


图3 S型垂直轴风力机结构图
Fig.3 Structure of S type vertical-axis wind turbine

风力机产生的机械能与风速和风力机结构参数有关,其功率 P_T 为

$$P_T = \frac{1}{2} C_p \rho_A A V^3 \quad (1)$$

式中: C_p 为风能利用系数; ρ_A 为空气密度, kg/m^3 ; A 为风力机扫风面积, m^2 ; V 为风速, m/s 。

S型风力机扫风面积 A :

$$A = 2HR \quad (2)$$

式中: H 为风轮高度, m ; R 为风轮的旋转半径, m 。

S型垂直轴风力机的转矩 T_T :

$$T_T = \frac{P_T}{\omega_T} = \frac{C_p \rho_A A V^3}{2\omega_T} \quad (3)$$

式中: ω_T 为风力机的角速度, rad/s 。

风力机的叶尖速比 λ :

$$\lambda = \frac{\omega_T R}{V} \quad (4)$$

与传统的水平轴风力机相比,垂直轴风力机应用于风力致热具有以下优点:①垂直轴风力机的类型比较多,使用范围广,可以根据具体需要选型;②运行噪声低,适于安装在人的居住地;③外形美观,可与建筑相容;④结构比较简单,容易和结构简单的致热器相匹配;⑤变速装置和致热器可放在地面;⑥无需对风装置,可利用任何风向的风能,环境适应性强,可适应各种恶劣环境;⑦启动风速要求不严格,叶片寿命长;⑧设计方法先进,具有广阔的市场应用前景。

2.2 设计参数

一个高度为1.08 m,风轮半径为0.25 m的风力机的设计参数见表1。

表1 风力机设计参数
Table 1 Design parameters of wind turbine

项目	数据
空气密度 $\rho_A / \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1.225
风能最大利用系数 $C_{p \max}$	0.3
$C_{p \max}$ 对应的叶尖速比 λ_E	0.9
额定风速 $V / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	12
风轮高度 H / m	1.08
风轮的旋转直径 R / m	0.25
叶片重叠比 $\frac{e}{d_T}$	0.17
风力机扫风面积 A / m^2	0.54
风力机的功率 P / W	170

3 搅拌液体致热装置

3.1 搅拌液体致热装置特点

搅拌液体致热装置主要由搅拌桶、搅拌轴、搅拌器及阻尼板组成(图4)。搅拌桶为双层结构,搅拌轴与风力机的中心轴通过联轴器连接,搅拌轴

带动搅拌器转动。在搅拌桶的内壁贴附有 4 块阻尼板。当风力带动风力机转动时,搅拌轴带动搅拌器转动搅水,水与搅拌器叶片、阻尼板和搅拌桶内壁摩擦、撞击,产生热量,水温逐渐升高。

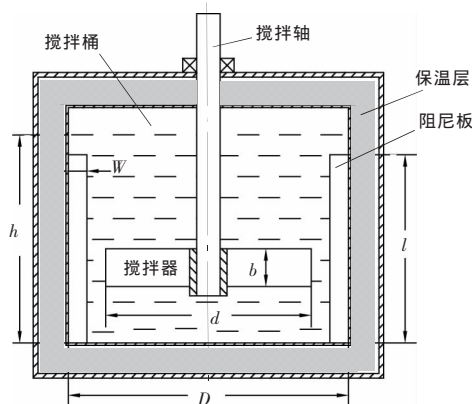


图 4 搅拌致热装置结构示意图

Fig.4 Structural schematic of liquid-stirring heater

搅拌液体致热装置的特点:① 风力机输出轴直接带动搅拌器,任何转速下搅拌器都能吸收输入的全部能量,并将其转换成热能;② 搅拌器与风力机的工作特性合理匹配;③ 风力机系统可不必另设超速保护装置;④ 致热器结构简单、容易制造、成本低、可靠性高,对结构材料、工作液体和风速变化无特殊要求;⑤ 在一定范围内可实现自动热循环;⑥ 搅拌器易产生“空穴”而引起对构件的侵蚀。

3.2 搅拌液体致热装置参数

3.2.1 搅拌器直径的确定

当搅拌液体致热装置运行稳定时,致热功率等于搅拌液体的吸收功率 P_L [10]:

$$P_L = N_p \rho_L n^3 d^5 \quad (5)$$

$$N_p = f(Re) \quad (6)$$

式中: N_p 为搅拌功率准数, N_p 是搅拌设备最基本的特性参数之一; ρ_L 为搅拌液体的密度, kg/m^3 ; n 为搅拌器转速, r/s ; d 为搅拌器的直径, m ; Re 为搅拌雷诺数。

搅拌器的转速:

$$n = \frac{\omega_G}{2\pi} \quad (7)$$

搅拌器的转矩:

$$T_G = \frac{P_L}{\omega_G} = \frac{N_p \rho_L n^3 d^5}{\omega_G} \quad (8)$$

式中: ω_G 为搅拌器的角速度, rad/s 。

S 型垂直轴风力机与搅拌液体致热装置之间

的传动是靠联轴器连接的,传动比为 1,传动效率为 η ,则风力机与致热装置关系如下:

$$\omega_T = \omega_G \quad (9)$$

$$T_G = \eta T_T \quad (10)$$

$$\frac{\eta C_p \rho_A V^3}{2\omega_T} = \frac{N_p \rho_L n^3 d^5}{\omega_G} \quad (11)$$

根据式(11)可为给定的风力机设计相匹配的致热器。

搅拌器直径可确定为

$$d = \left(\frac{\eta C_p \rho_A V^3}{2N_p \rho_L n^3} \right)^{0.2} \quad (12)$$

将式(4)代入式(12)得:

$$d = \left(\frac{4\pi^3 \eta C_p \rho_A R^3}{N_p \rho_L \lambda^3} \right)^{0.2} \quad (13)$$

在搅拌容器内,常常以搅拌器的叶端速度 Λ 作为定性速度 ($\Lambda = nd$),所以搅拌雷诺数定义为

$$Re = \frac{d\Lambda\rho_L}{\mu} = \frac{\rho_L nd^2}{\mu} \quad (14)$$

式中: μ 为搅拌液体黏度, $\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$ 。

搅拌雷诺数不仅决定搅拌容器内液体流动的流态,而且对搅拌器特性起决定性作用。容器内液体流动的流态按搅拌雷诺数划分: $Re < 10$ 为层流; $Re > 10^4$ 为湍流; $10 \leq Re \leq 10^4$ 为过渡流 [10]。功率准数和搅拌雷诺数的直接关系见式(15) [11]:

$$N_p = B Re^z \quad (15)$$

式中: B 和 z 的值与搅拌雷诺数的大小有关。

搅拌液体为水时,在较低转速下可获得 $> 10^4$ 的搅拌雷诺数。对于在额定风速下运转的 S 型垂直轴风力机,搅拌液体致热器中搅拌的液体均满足 $Re > 10^4$ 的条件。当 $Re > 10^4$ 时,对 3~6 个叶片的搅拌器,常数 $B=5$,且 $z=0$,此时液体吸收功率满足下式 [10],[11]:

$$\frac{P_L}{\rho_L n^3 d^5} = 5 \quad (16)$$

在这种情况下,负荷转矩由式(17)表示:

$$T_G = \frac{5\rho_L d^5}{8\pi^3} \omega_G^2 \quad (17)$$

因此,搅拌器的最佳直径 d 计算公式为

$$d = \left(\frac{0.8\pi^3 \eta \rho_A C_p^{\max} R^3}{\rho_L \lambda^3} \right)^{0.2} \quad (18)$$

当风力机参数 $\eta=0.99$, $\rho_L=1000 \text{ kg/m}^3$ 时,搅拌器的直径 d 约为 0.16 m。

3.2.2 搅拌液体致热装置其它参数的确定

搅拌液体致热装置其它参数确定如下^{[12], [13]}。

①搅拌桶内径 D

对于开启涡轮式平直叶片, $\frac{d}{D}$ 的取值满足 $0.2 \leq \frac{d}{D} \leq 0.5$, 可取 $d=0.4 D$ 作为设计值。

②搅拌器叶片宽度 b

$\frac{b}{d}$ 的取值满足 $0.15 \leq \frac{b}{d} \leq 0.3$, 可取 $b=0.25 d$ 作为设计值。

③阻尼板宽度 W

全阻尼板条件下, $W=(\frac{1}{12} \sim \frac{1}{10})D$, 可取 $W=0.1 D$ 作为设计值。

④液面高度 h

$\frac{h}{d}$ 的取值满足 $1.11 \leq \frac{h}{d} \leq 1.38$, 即 $1.11 d \leq h \leq 1.38 d$ 。

⑤阻尼板长度 l

阻尼板长度对致热效果的影响很小, 一般取 $l=1.2 h_{\text{max}}$ 。

⑥各部件的具体尺寸

将风力机参数带入式(5)~(18)进行计算, 得到搅拌器的直径 $d=0.16 \text{ m}$; 搅拌叶片宽度 $b=0.04 \text{ m}$; 搅拌桶内径 $D=0.40 \text{ m}$; 阻尼板宽度 $W=0.04 \text{ m}$; 阻尼板长度 $l=0.265 \text{ m}$; 搅拌器叶片为 4 片, 阻尼板为 4 片。

4 海水蒸发室

如图 1 可见, 海水蒸发室为顶端带锥形罩的桶状结构。海水蒸发室与搅拌液体致热装置通过 5 根 30 W 的 L 形热管连接, 并通过玻璃胶密封固定, 将搅拌液体致热装置产生的热能传到海水蒸发室。海水蒸发室锥形罩的下方, 沿圆柱形桶的内壁设有斜槽, 斜槽的最高点处连接着由单向阀和抽真空管构成的气压调节机构, 斜槽的最低点与淡水出水管道连接。海水蒸发室的底部有海水进水管及浓盐水出水管。锥形罩的内壁装设有两根 57 W 的圆柱形热管, 热管能够加快水蒸气的凝结过程。海水通过进水管进入蒸发室, 在热能作用下海水温度升高, 并在负压条件下蒸发。水蒸气在锥形罩上凝结成水珠, 并沿着锥形罩流入斜槽内, 由淡水出水管流出。

搅拌桶内径为 0.4 m。由于考虑有漏热损失的存在, 致热装置产生的热量不会毫无损失地传递到蒸发室, 因此, 初步确定蒸发桶内径为 0.3 m, 蒸发室桶高为 0.2 m, 锥形罩展开扇形半径为 0.15 m。L 形热管插入蒸发室 0.05 m, 其中海水液位 0.1 m。

将锥形罩与空气的换热简化成空气外掠平板模型。由风力机的设计参数可知, 外界空气设计流速为 12 m/s 时, 雷诺数 $Re=\frac{u_{\infty}x_c}{\nu}=1.2 \times 10^5$ 。其中: u_{∞} 为无穷远处外界空气的流速; x_c 为锥形罩展开的扇形半径; ν 为 20 °C 时空气的动力粘度, $\nu=1.506 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

由空气外掠平板模型得, 在整个锥形罩上的努塞尔数 $Nu=0.664Re^{1/2}$, $Pr^{1/3}=204.5^{[14]}$ 。锥形罩与外界空气的对流换热系数 $h=\frac{Nu_l}{x_c}=35.31 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。碳钢的导热系数 λ 为 49.8 W/(m·K), 锥形罩壁厚为 0.002 m, 锥形罩的热阻 $R=\frac{\delta}{\lambda}=4.02 \times 10^{-5} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ 。因为锥形罩的热阻远小于对流热阻, 可忽略不计, 所以锥形罩与外界空气的换热系数 $K=h=35.371 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。若不考虑蒸发室的漏热损失, 设外界空气温度为 20 °C, 锥形罩内壁凝结水温度为 60 °C, 则蒸发室的冷凝功率 $\varphi=99.84 \text{ W}$ 。

风力机额定功率为 170 W, 在锥形罩外侧加装两只 57 W 的热管, 此时冷凝功率为 213.84 W, 这样可保证冷凝功率大于加热功率, 加快了海水的蒸发速度。海水在常压下的汽化潜热为 2 258 kJ/kg, 若不考虑整个系统的漏热损失, 由能量守恒可知, 当系统在额定风速下运行时, 蒸发室锥形罩散出的能量应等于海水凝结放出的汽化潜热。设风力机输入功率为 170 W, 则海水蒸发室吸收功率可达 150 W, 则蒸发室的出水率为 239.1 g/h。若风力机的额定功率设计为 2 kW, 则相应的出水率可达 2.812 kg/h; 若海水蒸发室结合一定的真空负压技术和热量回收技术, 则出水量还可以得到相应的提高。

5 结论

本文阐述了一种风力致热海水淡化装置的结构、工作原理和主要部件的特性, 通过建立数学模型, 为垂直轴风力机搅拌液体致热海水淡化装置的设计提供了理论依据。

在风力致热海水淡化装置设计过程中, 首先

根据所需要的淡水量确定风力机尺寸,然后根据搅拌液体致热装置的数学模型确定其尺寸,再根据低温多效海水淡化经验,参照搅拌液体致热装置的尺寸确定海水蒸发室的大小。

通过理论计算预估该装置在 12 m/s 风速下的产水量约为 239.1 g/h。若风力机的额定功率设计为 2 kW,则相应的出水率可达 2.812 kg/h;若海水蒸发室适当应用真空负压技术和热量回收技术,则出水量还可得到相应提高。

本文设计的风力致热海水淡化装置可连接不同的换热器,应用于不同场合,可用于制取热水、房间取暖等,进一步扩大风能利用领域。

参考文献:

- [1] 李超,李利平.风电海水淡化研究与应用[J].电力勘测设计,2014(2):72-75.
- [1] Li Chao,Li Liping. Research and application of wind power seawater desalination [J].Electric Power Survey & Design,2014(2):72-75.
- [2] 王世明,刘银.海岛开发淡化海水系统研究综述[J].工程研究,2013,5(1):100-114.
- [2] Wang Shiming,Liu Yin. A review of desalination system for island development[J].Journal of Engineering Studies, 2013,5(1):100-114.
- [3] 胡以怀.新能源与船舶节能技术[M].北京:科学出版社,2015.80-107.
- [3] Hu Yihuai. New Energy and Ship Energy Saving Technology [M].Beijing:Science Press,2015.80-107.
- [4] 王正明,路正南.风电项目投资及其运行的经济性分析[J].可再生能源,2008,26(6):21-24.
- [4] Wang Zhengming,Lu Zhengnan.The economic analysis on the investment and operation of the wind power project [J].Renewable Energy Resources,2008,26(6):21-24.
- [5] 祁泉淞.我国水资源现状及其水资源管理中的问题和对策[J].中国水运,2008,8(2):180-181.
- [5] Qi Quansong.Present situation of water resources and the problems and countermeasures in water resources management in China[J].China Water Transport,2008,8(2):180-181.
- [6] 阮国岭.海水淡化工程设计[M].北京:中国电力出版社,2013.4-5.
- [6] Ruan Guoling. Design of Seawater Desalination Project [M].Beijing:China Electric Power Press,2013.4-5.
- [7] 郝晓地,李会海.海水淡化+风能发电+盐业化工——三位一体的清洁生产技术[J].节能与环保,2006(10):25-28.
- [7] Hao Xiaodi,Li Huihai.Desalination + wind electricity + salt production —a proposal for a trinity technology of cleaner production[J].Energy Conservation and Environmental Protection,2006(10):25-28.
- [8] 李勤.对我国城市缺水问题的建议[J].资源开发与保护,1991(1):12.
- [8] Li Qin.Suggestions on urban water shortage in China[J].Resources Development and Protection,1991(1):12.
- [9] J L Menet.Adoube —step savonius rotor for local production of electricity;a design study [J].Renewable Energy,2004,29(11):1843-1862.
- [10] Hemrajani R R,Tatterson G B. Handbook of Industrial Mixing:Science and Practice [M]. New Jersey:Handbook of Industrial Mixing,2004:313,345-384.
- [11] Chakirov R,Vagapov Y. Direct conversion of wind energy into heat using joule machine [A].2011 International Conference on Environmental and Computer Science[C]. Singapore:ACSIT Press,2011.
- [12] 王凯,虞军.搅拌设备[M].北京:化学工业出版社,2003.26-35.
- [12] Wang Kai,Yu Jun.Mixing Equipment [M].Beijing:Chemical Industry Press,2003.26-35.
- [13] 刘洋,胡以怀.搅拌式风力致热装置的参数设计[J].太阳能学报,2014,35(10):1977-1980.
- [13] Liu Yang,Hu Yihuai.Parameter design of stirring wind heating device [J].Acta Energiae Solaris Sinica,2014,35(10):1977-1980.
- [14] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2006.212.
- [14] Yang Shiming,Tao Wenquan.Heat Transfer[M].Beijing:Higher Education Press,2006.212.

Structure design and parameters calculation of wind-powered seawater desalination device

Jin Hao¹, Hu Yihuai¹, Tang Juanjuan², Feng Shiquan¹, Tan Qinming¹

(1.Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai 201306, China; 2.Shanghai Ship Design and Research Institute, Shanghai 201203, China)

Abstract: Wind-powered seawater desalination is a way to firstly convert wind energy into thermal energy, and then use thermal energy to evaporate seawater for fresh water generation. A kind of wind-powered seawater desalination device is introduced in this paper about its structure and working principle. The characteristics of S type vertical axis wind turbine, liquid-stirring heater and seawater evaporation chamber are described. Mathematical calculation of agitator diameter and other parameters of the liquid-stirring heater are carried out according to the driving torque of wind turbine. Evaporating chamber capacity for seawater is determined according to the size of liquid-stirring heater and the generated fresh water from the seawater desalination device under rated wind speed is estimated at 239.1 g/h, which verify the feasibility of this kind of wind-powered seawater desalination device.

Key words: wind-powered heater; seawater desalination; wind energy; thermal energy; S type vertical axis wind turbine; mathematical modeling