

# 机械压汽蒸馏海水淡化系统的性能分析

焦冬生, 王 军

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

**摘要:**建立了一套机械压汽蒸馏海水淡化系统,其设计生产能力为  $2 \text{ m}^3 \cdot \text{d}^{-1}$ 、蒸发温度为  $95 \text{ }^\circ\text{C}$ 。通过实验和理论计算分析了蒸发-冷凝器、压缩机和预热器的性能及系统运行参数对产水能耗的影响。结果表明蒸发温度在  $89 \sim 97 \text{ }^\circ\text{C}$  之间系统运行良好;盐水浓度从  $4.0\%$  降到  $2.0\%$ ,淡水产率提高约  $7.2\%$ ;淡水产率随蒸发温度升高而升高;系统最小淡水分离功为  $59.4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

**关键词:**海水淡化;机械压汽;蒸馏

中图分类号: TQ085; TQ028

文献标识码: A

## Performance of the mechanical vapor compression desalination system

JIAO Dong-sheng, WANG Jun

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

**Abstract:** A mechanical vapor compression desalination system was set up, of which the designed capacity is  $2 \text{ m}^3 \cdot \text{d}^{-1}$ , and the evaporator temperature is  $95 \text{ }^\circ\text{C}$ . The system is composed of evaporator-condenser, compressor and preheaters. The performance of the components and the effects of the parameters on the energy consumption were analyzed experimentally and theoretically. The results indicate that the experimental system works well when the operating temperature is in the range from  $89 \text{ }^\circ\text{C}$  to  $97 \text{ }^\circ\text{C}$ , and that the production rate increases with the evaporator temperature. When the salinity reduces from  $4.0\%$  to  $2.0\%$ , the production rate increases by about  $7.2\%$ . The least seawater separation work of the system is  $59.4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ .

**Key words:** desalination; mechanical vapor compression; distillation

### 符号表

$A/\text{m}^2$	换热面积	$Q/\text{kJ}$	热量
$b/\text{m}$	板宽	$r/\text{m}$	半径
$c_p/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	比定压热容	$Re$	雷诺数
$d/\text{m}$	直径	$s/(\text{g} \cdot \text{kg}^{-1})$	浓度
$h/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	对流换热系数	$T/^\circ\text{C}$	温度
$k/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	导热系数	$U/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	换热器总传热系数
$L/\text{m}$	管长	$W/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	每根管子的蒸发量
$m/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	质量流量	希腊文	
$p/\text{Pa}$	压力	$\lambda/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$	潜热
$Pr$	普朗特数	$\sigma/(\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$	液体表面张力

$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	密度
$\delta/\text{m}$	壁厚
$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	液体的黏度
$\eta$	效率
下标	
w	水, 换热壁
plate	板式换热器
0	初始, 环境

b	浓盐水
c	冷流体
d	冷凝
e	蒸发
f	盐水, 给水
h	热流体
i	内
o	外

## 0 引言

海水淡化技术是缓解淡水紧缺的有效技术之一。目前海水淡化技术主要分蒸馏法和膜法两类,前者以多级闪蒸法(multi-stage flash, MSF)<sup>[1~3]</sup>、多效蒸馏法(multiple effect evaporation, MEE)<sup>[4,5]</sup>及压汽蒸馏法(vapor compression, VC)<sup>[6~8]</sup>为代表;后者以反渗透膜法(reverse osmosis, RO)<sup>[9]</sup>和电渗析法(electro dialysis, ED)<sup>[10,11]</sup>为主。根据Wangnick Consulting GMBH公司统计,2000年国际上用MSF和RO工艺生产淡水的产量占海水(盐水)淡化工艺总产量的86%(分别为44%和42%),ED、VC和MEE则分别占6%、4%和4%<sup>[12]</sup>。VC法主要有热力压汽蒸馏(thermal vapor-compression, TVC)<sup>[13]</sup>和机械压汽蒸馏(mechanical vapor compression, MVC)<sup>[14~16]</sup>两类。MVC系统蒸发器和冷凝器合二为一,结构紧凑,而且与TVC相比,不需要高压蒸汽发生器,工艺简单。为了尽可能多地回收热能,MVC系统除了利用蒸发-冷凝器回收潜热外,还利用预热器回收高温冷凝水和浓盐水的显热。MVC系统在较低的温度下运行,可降低盐水结垢和腐蚀的危害,同时减少散热损失。MVC系统可以利用如太阳能<sup>[17]</sup>、风能<sup>[18]</sup>等可再生能源驱动压缩机。与TVC相比,MVC系统不需要高压蒸汽发生器,工艺简单。与渗透膜技术相比,VC技术对海水前处理要求较低<sup>[19]</sup>,可以避免由于各种添加剂而造成的水源二次污染,而且可以淡化被有机物污染的盐水<sup>[20]</sup>。总之,MVC系统具有以下优点<sup>[8]</sup>:系统构造模块化,结构简单紧凑;对原海水的处理简单;只需动力源,不需外部热源;操作简单,调节方便。与MSF或MEE系统联合运行可以进一步提高MSF或MEE系统的热回收率<sup>[21~23]</sup>。大型MVC系统的淡水生产成本较低,平均能耗为 $10.4 \sim 11.2 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ <sup>[6,7]</sup>。

随着我国人口增加、工农业发展以及城市开发,

我国的水资源将会非常紧缺。而我国海水(盐水)淡化技术相对较落后而且工艺单一。为了研究MVC的热力学特性和关键技术,作者在实验室设计和建造了MVC蒸馏系统,并对其性能进行了实验测试。蒸发-冷凝器内的蒸发器采用竖管换热器,使用离心式压缩机。作者分别就蒸发温度和海水浓度等参数对淡水产率的影响做了实验研究和理论分析。

## 1 实验系统

为使实验装置可靠运行,采用立式蒸馏器<sup>[24]</sup>,图1是实验系统示意图。蒸发-冷凝器主体为蒸发腔和冷凝加热腔,由85根紫铜管按正三角形排列的换热管束构成(图2)。铜管外径16 mm,壁厚1 mm,管长900 mm,管排距为20 mm。离心式压缩机的型号为HBD-1100,其功率为1.1 kW,压差为0.018 MPa,最大体积流量为 $2.8 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 。预热器是由AISI316L板制成的板式换热器,宽77 mm,长312 mm,板间距1.8 mm,板厚0.5 mm。预热器由两部分组成:冷凝水-浓盐水预热器和浓盐水-淡水预热器,换热面积分别为 $2.2 \text{ m}^2$ 和 $3.6 \text{ m}^2$ 。进水水泵和排浓盐水水泵的额定扬程为8 m,体积流量为 $0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ,功率为80 W。淡水水泵的吸程为8 m,体积流量为 $2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ,功率为370 W。启动(或补偿)

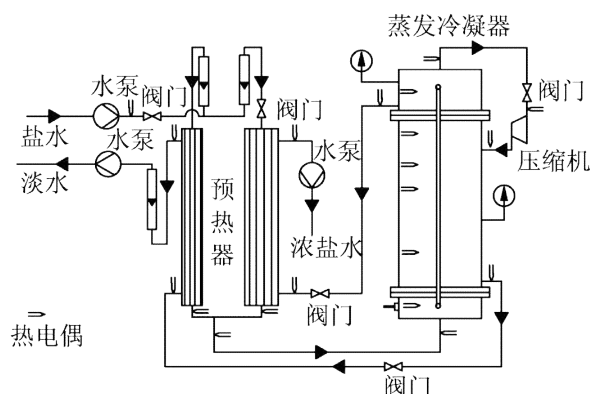


图 1 MVC 实验流程示意图

Fig. 1 The sketch of the experimental MVC distillation process

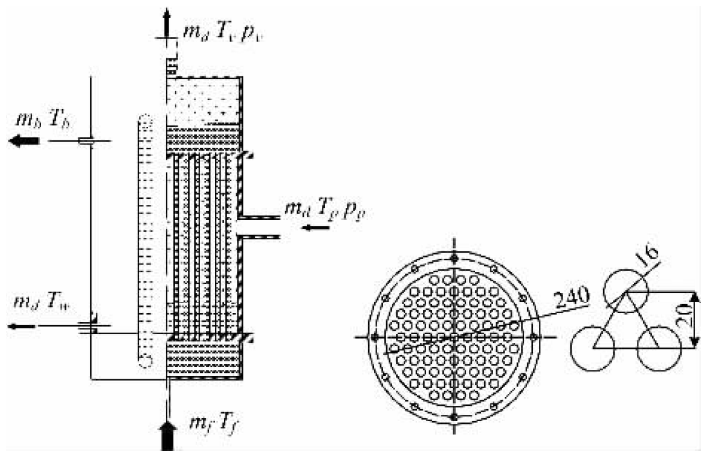


图 2 蒸发-冷凝器结构示意图

Fig. 2 The sketch of the evaporator-condenser

电加热器功率为 1 kW. 蒸发-冷凝器、预热器、压缩机和连接管路用 30 mm 厚的聚苯乙烯隔热.

系统的运行过程为:先用电加热器加热蒸发腔内的盐水(18 kg)至饱和温度,再启动压缩机,然后调节电加热器的电功率直到系统稳定运行,即蒸发腔和冷凝腔内的压力保持稳定,淡水产率较稳定.系统稳定运行时,由预热器提供质量流量为  $m_f$ 、温度为  $T_f$ 、浓度为  $s_f$  的盐水给蒸发腔.盐水在蒸发腔内被加热到饱和温度  $T_c$  并沸腾,生成蒸汽.由于盐水的饱和压力高于淡水的饱和压力,所以盐水蒸发生成的蒸汽为过热蒸汽,温度为  $T_v$ ;蒸汽经过滤网,压力由  $p_v$  降低到  $p_s$ ,温度随之降低到  $T_g$ .经压缩机压缩后,蒸汽温度和压力分别升高到  $T_p$  和  $p_p$ ,变成过热蒸汽.过热蒸汽在冷凝加热腔内与管壁换热,变成冷凝水,温度降到  $T_{cd}$ ,释放出的潜热用于加热管内盐水.从冷凝加热腔中排出的冷凝水温度为  $T_d$ ,质量流量为  $m_d$ ,经预热器加热盐水,温度降到  $T_{do}$ .蒸发腔内没有蒸发的浓盐水由水泵抽出经预热器冷却,同样用于加热盐水.排出的浓盐水的质量流量为  $m_b$ ,浓度为  $s_b$ ,温度为  $T_b$ .被浓盐水和冷凝水预热的盐水温度由初始温度  $T_0$  升到  $T_f$ ,总质量流量为  $m_f$ .蒸发腔内的负压由压缩机和浓盐水排泄泵维持,冷凝腔内的压力即压缩机的背压由淡水水泵维持.压缩机的压差通过阀门进行调节.由压缩机输出的蒸汽通过换热管束把冷凝热传给饱和盐水,使其沸腾产生蒸汽.蒸发-冷凝器内发生了蒸汽冷凝和盐水蒸发两个相变过程,因此具有较高的传热效率.

## 2 数学模型

### 2.1 蒸发-冷凝器

为简化分析,作如下假定:

- (I) 不考虑盐水沸点的升高、蒸汽经过滤网时温度的降低,即认为  $T_c = T_g = T_v$ ;
- (II) 溶液比热容恒定,不随温度和浓度变化;
- (III) 潜热不随温度变化,即蒸发潜热和冷凝潜热相等;
- (IV) 蒸汽中不含盐分,而且可忽略过热蒸汽的显热;
- (V) 无热损.

根据假定(IV)得质量平衡和盐分平衡:  $m_f = m_d + m_b$  和  $m_f s_f = m_b s_b$ . 依据假定(V),蒸发过程吸收的热量等于冷凝过程中释放的热量,即  $m_d \lambda_v + m_f c_p \cdot (T_v - T_f) = m_d [\lambda_v + c_p (T_{cd} - T_d)]$ . 温差  $T_{cd} - T_v$  则由压缩机决定,温差又反过来影响换热器的换热量.因此压缩机的质量流量与蒸发-冷凝器蒸发冷凝量应相匹配,使得压缩机的工作状态处于稳定的区域内.

冷凝潜热通过换热管束传给饱和盐水,使盐水蒸发产生二次蒸汽.换热量和蒸发量的关系为

$$Q = U_i A_i (T_{cd} - T_v) = m_d \lambda_v + m_f c_p (T_v - T_f) \quad (1)$$

不考虑换热管壁面水垢的影响,则基于管内面积的总传热系数  $U_i$  的表达式为

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (2)$$

管内蒸发对流换热系数为<sup>[25]</sup>

$$h_i = 535 C_s c_p G_{L_s} \left( \frac{c_p \mu_L}{\lambda_L} \right)^{-0.6} \left( \frac{\rho_L \sigma g}{p^2} \right)^{-0.425} \left( \frac{d_o G_{L_s}}{\mu_L} \right)^{-0.3} \cdot F \quad (3)$$

管外冷凝对流换热系数为<sup>[26]</sup>

$$h_o = 0.943 \times \left( \frac{k_i^3 \rho_i^2 \lambda'_v g}{\lambda \mu_L \Delta T} \right)^{1/4} \quad (4)$$

以上各式中,  $U_i / (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$  为换热器总传热系数,  $h_i$  和  $h_o$  分别为换热管内外对流换热系数,  $k / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$  为换热管管壁的导热系数;  $r_i$  和  $r_o$  分别为换热管内外半径,  $A_i / \text{m}^2$  和  $A_o / \text{m}^2$  分别为管内外表面积,  $d_o / \text{m}$  为管外径,  $L / \text{m}$  为蒸发管的长度;  $m_d / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$  为蒸发率,  $W / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$  为每根管子的蒸发量;  $\lambda_v / (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$  为蒸发(或冷凝)潜热,修正潜热  $\lambda'_v = \lambda_v + 0.68 c_p (T_b - T_w)$ ; 实验选用的为普通铜管,系数  $C_s = 0.001$ ,  $F = 1.7$ ,管子处于垂直状态,  $G_{L_s} = (W/A_o) (\rho_L/\rho_v) (\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$ ;  $k_L / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$ 、 $\rho_L / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$  和  $\mu_L / (\text{Pa} \cdot \text{s})$  分别为膜温下凝液的导热系数、密度和



$W_{\text{theory}} = 5.07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  和  $W_{\text{min}} = 28.64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ . 由此可见实验海水淡化技术过程与理论分离过程的分离功相差甚远 ( $59.4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  对  $28.64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ), 实验有进一步降低能耗的可能.

表 1 1945 年 Kell 配制的人工海水的盐含量

Tab. 1 The salt content in 3.5% artificial sea water formed by Kell in 1945

盐	质量/g
NaCl	28.566
MgCl <sub>2</sub>	3.887
MgSO <sub>4</sub>	1.787
CaSO <sub>4</sub>	1.308
K <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	0.832
NaHCO <sub>3</sub>	0.124
KBr	0.103
SrSO <sub>4</sub>	0.028 8
H <sub>3</sub> BO <sub>3</sub>	0.028 2
加水至	1 000

表 2 实验结果

Tab. 2 The experiment results

参数	结果				
	1	2	3	4	5
蒸发压力/MPa	0.090	0.085	0.080	0.075	0.070
蒸发温度/°C	97.6	95.9	93.7	92.0	89.1
压缩机功率/W	1 100	1 100	1 100	1 100	1 100
辅助加热器功率/W	150	150	100	100	100
泵功率/W	160	160	530	530	530
淡水产率/kg·h <sup>-1</sup>	85.4	82.7	80.2	75.4	72.7
比能耗/kJ·kg <sup>-1</sup>	59.4	61.2	77.76	82.8	86.4

### 3.1 蒸发温度对系统运行的影响

图 4 给出了蒸发和压缩温度对淡水产率的影响. 从图中可以看出在相同的蒸发温度下, 淡水产率随压缩后蒸汽温度的升高而升高. 影响淡水产率的

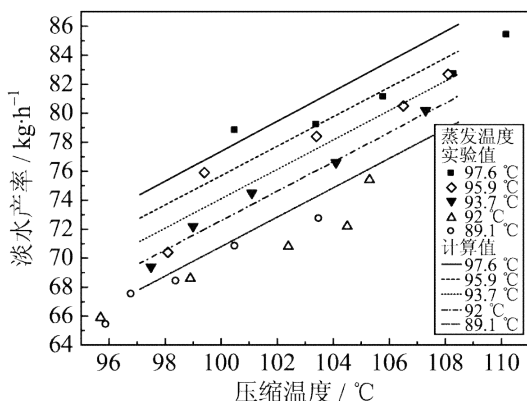
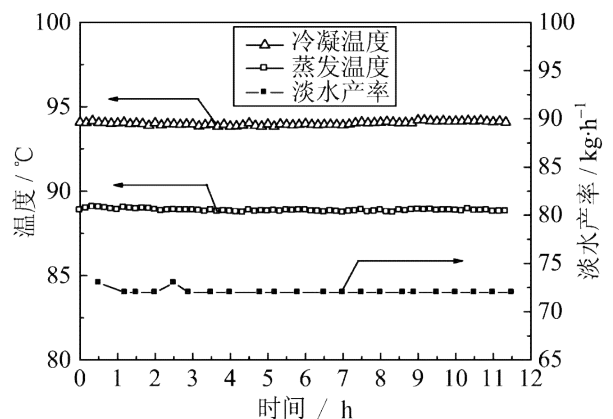


图 4 不同压缩温度下的淡水产率

Fig. 4 The fresh water production rate with difference compression temperature

因素有蒸发速率、冷凝速率以及高温蒸汽与饱和盐水之间的传热. 高温蒸汽与饱和盐水之间的传热除了受蒸发冷凝器的结构影响外, 还受到传热温差的影响. 传热温差由压缩机运行工况、系统散热和蒸汽湿度决定. 压缩机在等熵压缩的情况下, 可把蒸汽温度提高  $15.2 \sim 16 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 而实际上蒸汽经压缩后温度增高范围在  $2.2 \sim 13.6 \text{ }^\circ\text{C}$  之间 (图 4). 湿蒸汽被压缩时, 蒸汽内的水滴会吸收大量压缩功而气化, 直接影响压缩后蒸汽的温度. 改进过滤网和加强管道隔热可降低蒸汽内水滴的含量.

图 5 为  $0.07 \text{ MPa}$  的蒸发压力和  $0.085 \text{ MPa}$  的冷凝压力下, 稳定运行时蒸发和冷凝温度变化的曲线. 从图中可以看出在稳定的运行情况下, 系统可连续产水, 生产率为  $72.7 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ . 总的输入功率  $2 330 \text{ W}$ , 包括压缩机  $1 100 \text{ W}$ 、辅助电加热器电功率  $700 \text{ W}$  和水泵电功率  $530 \text{ W}$ . 虽然在低压下蒸发温度低, 热损小, 但维持真空的水泵能耗提高了, 因此消耗的电能增加. 由于整个系统都处在负压下工作, 漏气变得更加严重. 蒸汽中含有不凝性气体, 这部分气体既消耗压缩功又影响蒸汽与换热管之间的传热, 降低了系统的性能. 利用倒扣在水中充满水的  $500 \text{ mL}$  量筒测量随冷凝水一起排出的气体的体积. 实验测得漏气率为  $220 \text{ mL} \cdot \text{min}^{-1}$ .



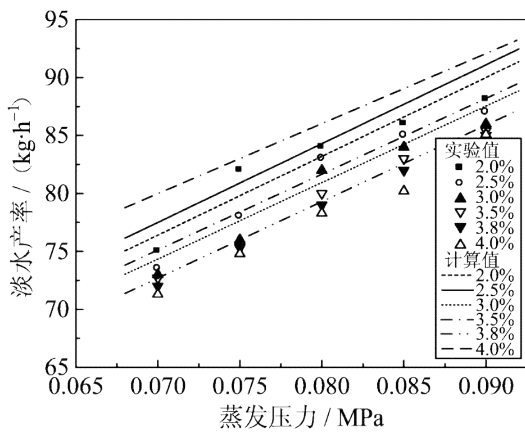
evaporating pressure:  $0.07 \text{ MPa}$ , condensing pressure:  $0.85 \text{ MPa}$

图 5 稳定实验过程中的蒸发和冷凝温度

Fig. 5 The evaporating and condensing temperatures during stable operation

### 3.2 盐水浓度对淡水产率的影响

图 6 是盐水浓度对淡水产率的影响, 盐水浓度 (质量分数) 变化范围为  $2.0\% \sim 4.0\%$ . 从图中可以看出淡水的产率随盐水浓度降低和蒸发压力的升高而提高, 盐水浓度从  $4.0\%$  降到  $2.0\%$ , 淡水产率提高约  $7.2\%$ .



evaporating pressure: 0.07 MPa, condensing pressure: 0.085 MPa

图 6 盐水浓度与淡水产率的关系

Fig. 6 The relationship between the concentration of saline water and the fresh water production rate

### 3.3 压缩机

在蒸发腔内的压力为  $p_i = 0.07$  MPa、温度为  $T_i = 89$  °C、压缩机出口压力为  $p_o = 0.085$  MPa 的情况下,如果是绝热等熵压缩,过热蒸汽的绝热指数为  $k = 1.3$ ,压缩机出口的蒸汽温度为  $T_o = 105.6$  °C. 则理想情况下,压缩单位质量的蒸汽所消耗的比能耗为

$$\omega = \frac{1}{k-1} RT_i \left[ \left( \frac{p_o}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 25.5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (9)$$

实验测试得到蒸汽平均质量流量为  $72 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , 这样在等熵过程中蒸汽获得的功率为 510 W. 然而实验测试的出口温度为  $94$  °C, 而在  $0.085$  MPa 压力下的饱和温度为  $95.1$  °C, 主要原因是热电偶测点布置在管壁外,管壁存在温度梯度,所以测试温度低于饱和温度. 经查表得该处蒸汽的比焓为  $2667.75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , 蒸汽实际获得的比焓  $2657.99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , 所以整个压缩过程中蒸汽获得的功率为  $195.2 \text{ W}$ , 压缩机的等熵效率为  $0.383$ , 压缩机的输出效率为  $0.177$ . 压缩机的损失主要有三个方面,压缩机热损、电机的损失和流体阻力损失.

### 3.4 预热器的热效率及热损

图 7 是在蒸发和冷凝压力分别为  $0.07$  MPa 和  $0.085$  MPa 的状态下,预热器的各进出口处流体的温度变化曲线. 逆流板式换热器虽然传热效率高,但预热盐水的排出温度与冷凝水和浓盐水的温度分别存在  $3$  °C 和  $1.5$  °C 的差异. 用于预热的换热器有待优化,以降低换热温差,提高余热回收率,使系统的淡水功耗得到进一步降低. 从表 3 中可以看出系统

排放的废热较多,可以通过加大预热器换热面积来提高盐水与冷凝水和高温浓盐水的换热量,降低淡水和浓盐水携带的热能,提高盐水的热能. 由于系统存在散热和排泄能量损失,所以用电加热器来补偿这部分能量,使得系统能够持续运行.

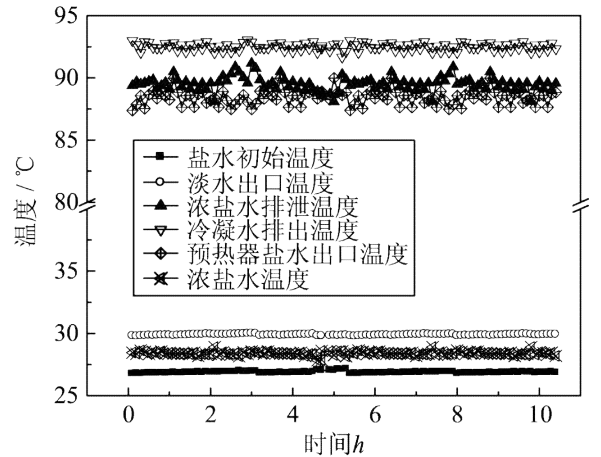


图 7 预热器的进出口温度

Fig. 7 The inlets and outlets temperatures of the preheaters

表 3 预热器的参数

Tab. 3 The parameter of the preheaters

参数	数值
海水初始温度	26.9 °C
淡水温度	30.2 °C
浓盐水排出温度	89.5 °C
冷凝水排出温度	92.5 °C
盐水预热后温度	88.3 °C
浓盐水温度	28.4 °C
淡水产率	$72 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
浓盐水质量流量	$135 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
淡水携带的热功率	$5233.2 \text{ W}$
浓盐水携带的热功率	$9623.3 \text{ W}$
盐水进入蒸发器时的热功率	$14828.1 \text{ W}$
预热器热功率损失	$28.4 \text{ W}$
流失的热功率	$513.5 \text{ W}$

## 4 结论

作者建立了一套机械压汽蒸馏海水淡化系统,其设计生产能力为  $2 \text{ m}^3 \cdot \text{d}^{-1}$ 、蒸发温度为  $95$  °C. 通过实验和理论计算分析了蒸发-冷凝器、压缩机和预热器的性能及系统运行参数对产水能耗的影响.

结果表明,蒸发温度在  $89 \sim 97$  °C 之间系统运行良好,淡水产率随蒸发温度升高而升高;盐水浓度从  $4.0\%$  降到  $2.0\%$ ,淡水产率提高约  $7.2\%$ ;作为系统动力源的离心压缩机能有效提高蒸汽的温度和压力,但效率较低. 简化的模型能预测实验的变化趋

势. 实验系统淡化盐水的最低分离功为  $59.4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , 与卡诺热机淡化分离功相比偏高.

实验系统还有待改进, 应选用高性能的大流量低压比的压缩机, 降低蒸发温度, 可进一步提高蒸发-冷凝器的性能, 同时还可降低散热损失; 为了使冷凝腔内的过热蒸汽在管壁充分而均匀地放热, 其进入冷凝腔的方式有待改进.

#### 参考文献 (References)

- [1] El-Dessouky H, Shaban H I, Al-Ramadan H. Steady-state analysis of multi-stage flash desalination process [J]. *Desalination*, 1995, 103: 271-287.
- [2] Al-Hengari S, El-Bousiffi M, El-Mudir W. Performance analysis of a MSF desalination unit [J]. *Desalination*, 2005, 182(1-3): 73-85.
- [3] El-Dessouky H, Ettouney H, Al-Fulaij H, et al. Multistage flash desalination combined with thermal vapor compression [J]. *Chemical Engineering and Processing*, 2000, 39: 343-356.
- [4] Alasfour F N, Darwish M A, Bin Amer A O. Thermal analysis of ME-TVC+MEE desalination systems [J]. *Desalination*, 2005, 174(1): 39-61.
- [5] El-Dessouky H T, Ettouney H M. Multiple-effect evaporation desalination system: thermal analysis [J]. *Desalination*, 1999, 125: 259-276.
- [6] Aybar H S. Analysis of a mechanical vapor compression desalination system [J]. *Desalination*, 2002, 142: 181-186.
- [7] El-Mudir W, El-Bousiffi M, Al-Hengari S. Performance evaluation of a small size TVC desalination plant [J]. *Desalination*, 2004, 165: 269-279.
- [8] Ettouney H, El-Dessouky H, Al-Roumi Y. Analysis of mechanical vapour compression desalination process [J]. *Int J Energy Res*, 1999, 23: 431-451.
- [9] Darton E G, Buckley E. Thirteen years' experiences treating a seawater RO plant [J]. *Desalination*, 2001, 134: 55-62.
- [10] Turek M. Cost effective electrolytic seawater desalination [J]. *Desalination*, 2002, 153: 371-376.
- [11] Gong Y, Wang X L, Yu L X. Process simulation of desalination by electrodialysis of an aqueous solution containing a neutral solute [J]. *Desalination*, 2005, 172: 157-172.
- [12] Kahraman N, Cengel Y A. Exergy analysis of a MSF distillation plant [J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, 46: 2 625-2 636.
- [13] El-Mudir W, El-Bousiffi M, Al-Hengari S. Performance evaluation of a small size TVC desalination plant [J]. *Desalination*, 2004, 165 (15): 269-279.
- [14] Aly N H, El-Fiqi A K. Mechanical vapor compression desalination systems: A case study [J]. *Desalination*, 2003, 158: 143-150.
- [15] Al-Juwayhel F, El-Dessouky H, Ettouney H. Analysis of single-effect evaporator desalination system combined with vapor compression heat pumps [J]. *Desalination*, 1997, 114: 253-275.
- [16] Bahar R, Hawlader M N A, Woei L S. Performance evaluation of a mechanical vapor compression desalination system [J]. *Desalination*, 2004, 166: 123-127.
- [17] Helal A M, Al-Malek S A. Design of a solar-assisted mechanical vapor compression (MVC) desalination unit for remote areas in the UAE [J]. *Desalination*, 2006, 197: 273-300.
- [18] Karameldin A, Lotfy A, Melchemar S. The Red Sea area wind-driven mechanical vapor compression desalination system [J]. *Desalination*, 2002, 153: 47-53.
- [19] Veza J M. Mechanical vapour compression desalination plants-A case study [J]. *Desalination*, 1995, 101: 1-10.
- [20] Koren A, Nadav N. Mechanical vapour compression to treat oil field produced water [J]. *Desalination*, 1994, 98: 41-48.
- [21] El-Dessouky H T, Ettouney H M. Multiple-effect evaporation desalination systems: thermal analysis [J]. *Desalination*, 1999, 125 (1-3): 259-276.
- [22] Darwish M A. New idea for co-generation power desalting plants due to abandoned MSF desalination process [J]. *Desalination*, 2001, 134(1-3): 221-230.
- [23] Mabrouk A A, Nafey A S, Fath H E S. Thermo-economic analysis of some existing desalination processes [J]. *Desalination*, 2007, 205(1-3): 354-373.
- [24] 贾海军, 姜胜耀, 吴少融, 等. 双塔竖直接管高温多效蒸发海水淡化实验系统 [J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2003, 43(10): 1 336-1 338, 1 358.
- [25] 钱颂文. 换热器设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 72.
- [26] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 1998: 209-216.
- [27] B·Φ·里斯. 离心压缩机 [M]. 董孝强, 朱报祯等译. 北京: 中国工业出版社, 1965: 21.
- [28] 毛希澜. 化工设备设计全书: 换热器设计 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1988: 342.
- [29] Riley J P, Chester R. *Chemical oceanography (化学海洋学)* [M]. Beijing: China Ocean Press, 1982: 632.