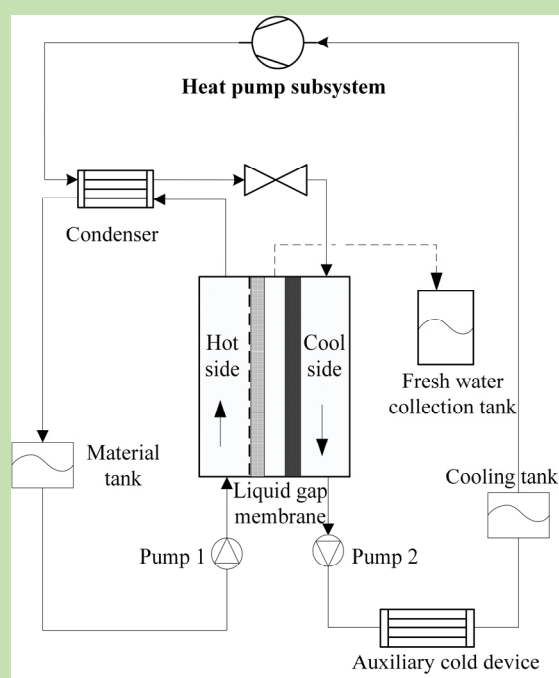


# Thermal performance analysis of seawater desalination system based on liquid gap heat pump membrane distillation

Qiyu ZHANG<sup>1</sup>, Le TONG<sup>1,2</sup>, Chen YUE<sup>1,2\*</sup>

1. School of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, Jiangsu 210016, China  
2. Key Laboratory of Thermal Management and Energy Utilization of Aircraft, Ministry of Industry and Information Technology, Nanjing, Jiangsu 210016, China

**Abstract:** A novel brine solution concentration system based on the heat pump membrane technology was integrated to improve the membrane flux as well as reduce the consumption of cooling water. This proposed system was simulated by the Aspen Plus platform. After experimentally verifying the system simulation model, influences from the feed liquid temperature, temperature at permeate side and feed flow rate on the overall thermal performance indices of the system were studied. The results showed decreasing temperature at permeate side improved the permeability and decreased of the coefficient of performance (COP), and the change of temperature at permeate side played a great effect on the coefficient of performance under the fixed condition of the low temperature at permeate side. With increase of the temperature at permeate side, an optimal temperature value was obtained to maximize the water production ratio and minimize the energy consumption per ton of water, and the maximal water production ratio was 3.42, the minimal energy



consumption per ton of water was 463 MJ/t under the working condition in this research. Besides, as the feed liquid temperature increased, the optimal temperature at permeate side increased. As the feed flow rate rised, permeability and coefficient of performance went up, while the energy consumption of tons of water rised and the water production ratio reduced. Moreover, when the feed flow rate was less than 3 L/min, the energy consumption of tons of water and the water production ratio reduced sharply as the feed flow rate increased. When the feed liquid temperature was 50 °C, the feed flow rate increased from 1.5 L/min to 3 L/min, the value of GOR (Gained Output Ratio) decreased by 33.5%, while the rise of flow rate from 4.5 L/min to 6 L/min only caused GOR decrease by 10.6%.

**Key words:** membrane distillation; heat pump; membrane flux; coefficient of performance

收稿: 2019-11-11, 修回: 2020-03-02, 网络发表: 2020-03-20, Received: 2019-11-11, Revised: 2020-03-02, Published online: 2020-03-20  
基金项目: 江苏省自然科学基金(编号: BK20191276)

作者简介: 张绮钰(1998-), 女, 辽宁省沈阳市人, 本科, 飞行器动力工程专业, E-mail: zqy1937772040@126.com; 岳晨, 通讯联系人, E-mail: yuechen@nuaa.edu.cn.

**引用格式:** 张绮钰, 童乐, 岳晨. 液隙式热泵膜蒸馏海水淡化系统的热力性能分析. 过程工程学报, 2020, 20(11): 1265-1272.

Zhang Q Y, Tong L, Yue C. Thermal performance analysis of seawater desalination system based on liquid gap heat pump membrane distillation (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2020, 20(11): 1265-1272, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219350.

# 液隙式热泵膜蒸馏海水淡化系统的热力性能分析

张绮钰<sup>1</sup>, 童乐<sup>1,2</sup>, 岳晨<sup>1,2\*</sup>

1. 南京航空航天大学能源与动力学院, 江苏 南京 210016

2. 航空飞行器热管理与能量利用工业和信息化部重点实验室, 江苏 南京 210016

**摘要:** 热泵膜蒸馏是一种新型的膜分离技术, 在处理高浓度盐水方面具有很大的优势, 而目前的热泵膜蒸馏系统存在渗透量较低、冷却水消耗量大等问题。为提高渗透量、减少冷却水的消耗, 设计了一种新型液隙式热泵膜蒸馏的海水淡化系统, 通过在 Aspen Plus 中自定义膜模块建立经过实验验证的系统仿真模型, 研究了进料液温度、渗透侧温度及进料流量对系统膜通量及能效比等热力参数的影响。结果表明, 渗透侧温度降低可引起渗透量增加和能效比减小, 且在低渗透侧温度情况下渗透侧温度的改变对能效比影响更大。随着渗透侧温度变化, 存在一个渗透侧温度使造水比最大且吨水能耗最小, 研究工况下最大造水比可达 3.42, 最小吨水能耗为 463 MJ/t, 且该最佳渗透侧温度随进料液温度增加而增加。进料液流量增加可引起渗透量和能效比增加, 引起吨水能耗升高和造水比降低, 当进料液流量小于 3 L/min 时, 进料液流量增加对吨水能耗和造水比的负面影响较显著, 进料液温度为 50℃时, 料液流量从 1.5 L/min 增至 3 L/min, 造水比的降低幅度可达 33.5%; 料液流量从 4.5 L/min 增至 6 L/min 时, 造水比的降低幅度降至 10.6%。

**关键词:** 膜蒸馏; 热泵; 膜通量; 能效比

中图分类号: P747; TQ028.8

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2020)11-1265-08

## 1 前言

膜蒸馏(Membrane Distillation, MD)<sup>[1]</sup>技术是一种新型的膜分离技术, 具有常压、中低温操作的特点, 在处理高浓度腐蚀性溶液方面具有很大优势<sup>[2,3]</sup>。常见的膜蒸馏方式有直接接触式膜蒸馏(Direct Contact Membrane Distillation, DCMD)<sup>[4]</sup>、气隙膜蒸馏(Air Gap Membrane Distillation, AGMD)<sup>[5]</sup>、减压膜蒸馏(Vacuum Membrane Distillation, VMD)<sup>[6]</sup>、气扫式膜蒸馏(Sweeping Gap Membrane Distillation, SGMD)<sup>[7]</sup>。其中 DCMD 工作时水蒸汽透过膜后在冷侧冷凝, 结构简单, 但膜两侧均与料液直接接触, 导热损失大, 热效率较小; AGMD 冷却板放在渗透侧与膜之间, 在它们中间充满绝热气体, 工作时料液侧蒸汽透过微孔膜后与冷侧液体分隔, 在冷凝壁上透过的蒸汽被冷凝后排出, 但其结构复杂, 由于气隙中存在较高传质阻力, 渗透量较低, 限制了其在工业生产中的推广<sup>[8]</sup>。

为减小导热损失, 提高热效率, 同时增大渗透量, Ugrosov 等<sup>[9]</sup>提出了液隙式膜蒸馏(Liquid Gap Membrane Distillation, LGMD)的理论模型, 此模型结合 DCMD 和 AGMD 两种模型, 由膜蒸馏时渗透出的蒸馏水替代 AGMD 中的空气隙; Essalhi 等<sup>[10]</sup>针对温度对 AGMD 和 LGMD 渗透量及一些热力性能参数的影响进行了实验

研究, 得出了 LGMD 膜通量更高的结论。此外, 采用热泵与膜蒸馏装置耦合可大幅减少膜蒸馏能耗<sup>[11]</sup>, 提高系统紧凑性、可靠性。张旻等<sup>[12]</sup>在应用 VMD 技术制取纯净水的同时采用热泵回收水蒸气冷凝潜热用于加热原料液, 以提高能源利用率。韩怀远等<sup>[13]</sup>通过实验研究了 VMD 过程与热泵耦合技术, 获得通过热泵回收 VMD 过程的相变热的最佳工艺条件。

综上, 目前热泵膜蒸馏的研究中, 大多是关于直接接触式热泵膜蒸馏的研究, 缺乏对液隙式膜蒸馏技术耦合热泵的探索; 与热泵耦合结构简单, 热泵膜蒸馏系统对冷却水需求量大。

本工作对常规热泵膜蒸馏系统进行改进设计, 通过在 Aspen Plus 中自定义膜模块建立了经过实验验证的系统仿真模型, 研究了进料温度、渗透侧温度对系统膜通量、能效比、造水比和吨水能耗等热力参数的影响。

## 2 模型

### 2.1 热泵膜蒸馏系统介绍

常规热泵膜蒸馏的系统如图 1 所示<sup>[14]</sup>, 由热源/冷源系统、冷却系统、进料加热系统三个循环组成。根据热源/冷源的不同, 又可以分为外加热源/冷源的方案[图 1(a)]和热泵提供冷热源的方案[图 1(b)]。基于热泵工作特性的要求, 系统需要加入辅冷器以保证系统运行过程

中在设定的温度下稳定运行。热泵膜蒸馏系统采用液隙式膜组件可提高系统膜通量和热效率,但仍需消耗大量

冷却水以维持系统正常工作。

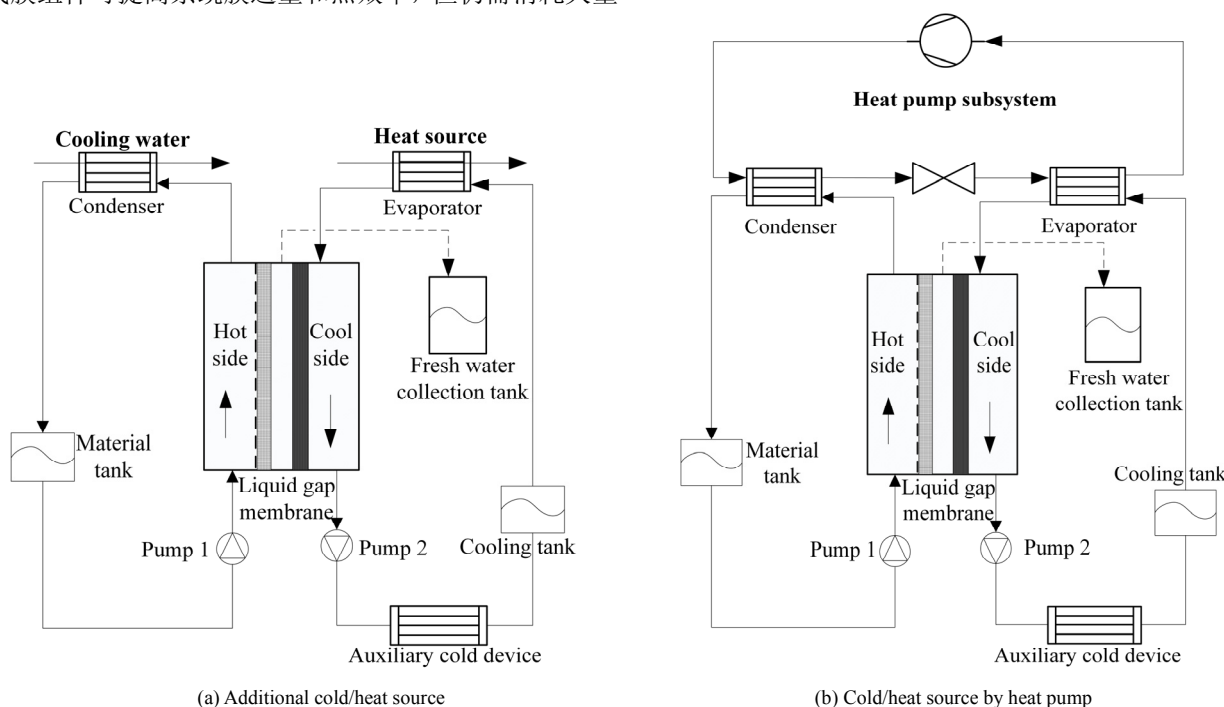


图 1 常规液隙式热泵膜蒸馏系统的示意图  
Fig.1 Schematic diagram of conventional liquid gap heat pump membrane distillation systems

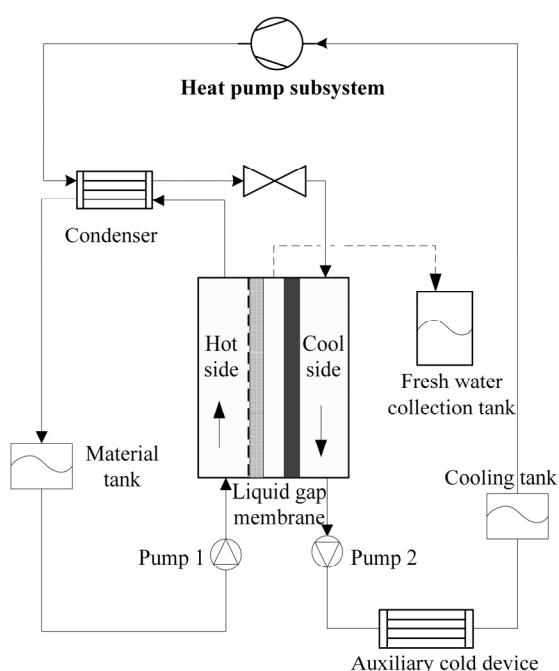


图 2 新型液隙式热泵膜蒸馏系统的示意图  
Fig.2 Schematic diagram of a new type of liquid gap heat pump membrane distillation system

为进一步提高液隙式膜蒸馏于热泵耦合的热效率,减少冷却水的使用量,本研究提出了一种新型热泵膜蒸

馏系统,如图 2 所示。该系统将冷却系统与热泵系统耦合,利用有机工质直接实现进料液侧与渗透侧的热量传递。压缩机压缩冷却液罐中的有机工质获得高温高压蒸汽;高温高压蒸汽经冷凝器加热出口料液,工质温度降低;经节流阀膨胀降温后作为冷却剂冷却渗透侧蒸汽;换热后的工质被水泵打入辅冷器降温并流回冷却液罐。热泵低温工质直接冷却渗透侧蒸汽,相较于传统热泵膜蒸馏系统中热泵工质与冷却水换热,借助冷却水冷却蒸汽,改良后装置结构紧凑,热损失减小,热效率高。

## 2.2 仿真模型

### 2.2.1 假设

为确保系统平稳运行并简化计算,进行如下假设:  
(1) 忽略循环工质的动能差;(2) 假设系统绝热,忽略系统与环境换热;(3) 忽略流动过程中的不可逆损失;(4) 忽略换热器中压降;(5) 假设系统处于稳定工作状态。

### 2.2.2 传质计算

由于液隙式膜蒸馏通过膜的传质具有努森扩散、分子扩散、黏性流动等输运机制。复合膜的渗透通量计算如下<sup>[15]</sup>:

$$J = \varepsilon C_{lg} (p_f - p_a) \quad (1)$$

其中,  $J$  为透过膜孔的蒸汽通量 $[\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})]$ ,  $\varepsilon$ 为膜孔隙度,  $C_{\text{lg}}$ 为活性层膜扩散系数 $[\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})]$ ,  $p_{\text{f}}$ 为料液侧膜表面的水蒸气分压力(Pa),  $p_{\text{a}}$ 为渗透侧压力(Pa)。

活性层膜蒸馏系数  $C_{\text{lg}}$  可由下式计算:

$$C_{\text{lg}} = \left( \frac{1}{C_{\text{kn}}} + \frac{1}{C_{\text{mol}}} \right)^{-1} + C_{\text{pf}} \quad (2)$$

其中,  $C_{\text{kn}}$  为 Knudsen 扩散系数 $[\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})]$ ,  $C_{\text{mol}}$  为摩尔扩散系数 $[\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})]$ ,  $C_{\text{pf}}$  为黏流系数 $[\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})]$ 。

其中  $C_{\text{kn}}$ ,  $C_{\text{mol}}$ <sup>[16,17]</sup>可表示为

$$C_{\text{kn}} = \frac{4d\varepsilon_a M^{-\frac{1}{2}}}{3\delta_a \tau_a (2\pi RT)^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

$$C_{\text{mol}} = \frac{M\varepsilon_a D_p}{\delta_a \tau_a (p - p_v) RT} \quad (4)$$

其中,  $d$  为膜孔直径( $\mu\text{m}$ ),  $\varepsilon_a$  为活性层膜孔隙度(%),  $M$  为溶剂的摩尔质量( $\text{kg}/\text{kmol}$ ),  $\delta_a$  为活性层膜厚度( $\mu\text{m}$ ),  $\tau_a$  为膜活性层弯曲度,  $R$  为气体常数 $[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$ ,  $T$  为温度( $^{\circ}\text{C}$ ),  $p$  为总压强(Pa),  $p_v$  为蒸汽压强(Pa),  $D$  为二元扩散系数( $\text{m}^2\cdot\text{s}$ ),

黏流系数  $C_{\text{pf}}$  可由下式计算<sup>[18]</sup>:

$$C_{\text{pf}} = \frac{M\varepsilon_a r^2 p_v}{8\mu\delta_a \tau_a RT} \quad (5)$$

其中,  $\mu$  为水蒸汽的动态黏滞度 $[\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})]$ 。二元扩散系数  $D$  由 Fuller-Shelltler-Giddings (FSG) 经验公式<sup>[19]</sup>计算:

$$D = 1.19 \times 10^{-4} \frac{T_m^{1.75}}{p_m} \quad (6)$$

其中,  $T_m$  取膜两侧平均温度(K),  $p_m$  取膜两侧平均压力(Pa)。

LGMD 模型中换热过程主要包括从热侧的进料液到膜表面的对流换热、跨越膜材料的热传导与透过膜孔的蒸发潜热传递和通过液隙的热传导。传热计算方法如下:

通过膜孔的蒸汽蒸发潜热量  $Q_v$  为

$$Q_v = J\Delta h \quad (7)$$

其中,  $\Delta h$  为水蒸汽的蒸发比焓( $\text{J}/\text{kg}$ )。

通过膜的导热热量  $Q$  为

$$Q = k\Delta T \quad (8)$$

其中,  $k$  为导热系数,  $\Delta T$  为进料液与渗透液的温度差(K)。

根据能量守恒定律可知,

$$Q_v = Q \quad (9)$$

### 2.2.3 系统热力性能指标

用上述模型模拟调整热泵部分压气机增压比时膜渗透侧蒸汽温度的改变, 记录进料液温度, 膜渗透侧温度改变时的膜渗透量、热泵能效比和造水比。其中热力参数计算方法如下:

热泵的能效比 COP(Coefficient of Performance)为热泵压气机消耗单位功率制冷量:

$$\text{COP} = \frac{W_h}{W_{\text{cp}}} \quad (10)$$

其中,  $W_h$  为热泵的制冷量(W),  $W_{\text{cp}}$  为热泵的压缩机功耗(W)。

系统的造水比 GOR(Gained Output Ratio)

$$\text{GOR} = \frac{Q_v}{W_{\text{cp}}} \quad (11)$$

系统的吨水能耗的计算公式为

$$P_h = \frac{W_{\text{cp}}}{JA} \quad (12)$$

其中,  $P_h$  为系统吨水能耗(MJ/t),  $A$  为膜的有效面积( $\text{m}^2$ )。

基于该模型, 在 Aspen Plus 中自定义模块计算传质过程, 模型中加入换热器模拟液隙式膜组件换热过程。

## 3 新型热泵膜蒸馏系统热力影响分析

### 3.1 系统建模验证

为验证模型准确性, 将所建模型的模拟值与文献实验值进行对比。文献[14]采用一种具有聚四氟乙烯(PTFE)活性层和聚丙烯(PP)支撑层的疏水微孔复合膜进行实验, 研究了冷却液流量一定时不同热侧温度下的膜通量变化, 实验参数见表1。对不同进料液温度的几组数据进行了验证对比, 模拟值与实验值的误差均在5%以内, 模拟结果与实验数据吻合较好(图3), 在工作温度范围内, 计算模型的误差不超过5%。

表1 基本输入参数

Table 1 Basic input parameters

Basic input parameter	Value
Active layer porosity, $\varepsilon_a/\%$	70
Active layer membrane thickness, $\delta_a/\mu\text{m}$	20
Membrane pore radius, $r/\mu\text{m}$	0.5
Liquid gap thickness, $\delta/\text{mm}$	13
Feed flow rate, $Q_{\text{in}}/(\text{L}/\text{min})$	1.5
Cool flow rate, $Q_{\text{cool}}/(\text{L}/\text{min})$	1.5

### 3.2 渗透侧温度的影响

图4(a)为不同进料液温度下膜渗透量随渗透侧温度的变化。由图可知, 由于热侧溶液温度升高, 其热侧蒸汽分压力增加, 引起热侧与冷侧间的蒸汽压差显著增大, 因此蒸馏膜的传质驱动力明显增加, 使渗透量随进

料液温度升高而显著增加。在研究条件下, 进料液温度为  $70^{\circ}\text{C}$  时, 渗透侧温度由  $60^{\circ}\text{C}$  降至  $20^{\circ}\text{C}$ , 可使渗透量增大  $156.8\%$ 。渗透侧温度为  $20^{\circ}\text{C}$  时, 渗透膜进料液温度由  $50^{\circ}\text{C}$  提高至  $70^{\circ}\text{C}$ , 可使渗透量增大近 3 倍。相比于渗透侧的温度变化, 进料液温度的变化对渗透量的影响更显著。

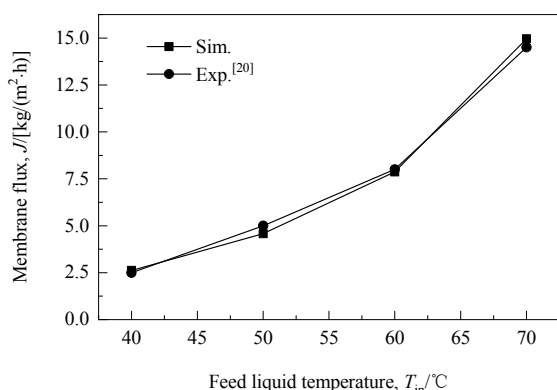


图 3 LGMD 膜通量随进料液温度的变化

Fig.3 Variations of membrane flux of LGMD with feed liquid temperature

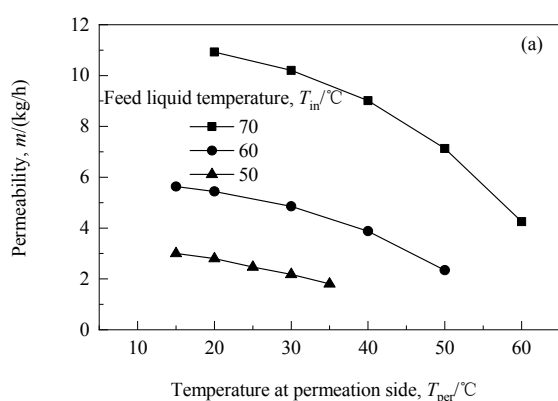
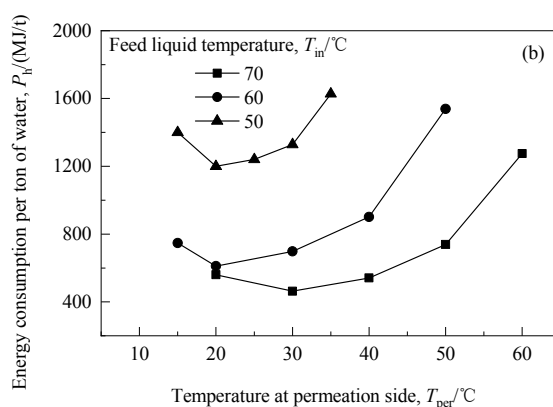


图 4 渗透量和吨水能耗随渗透侧温度的变化

Fig.4 Variations of permeability and energy consumption per ton of water with temperature at permeation side

图 5(a)为不同温度下能效比 COP 随渗透侧温度的变化。由图可知, 进料液温度不变, 随渗透侧温度升高, 能效比 COP 逐渐增大, 而随渗透侧温度与进料液温度差距减小, COP 的变化幅度减小。进料液温度为  $60^{\circ}\text{C}$  时, 渗透侧温度由  $15^{\circ}\text{C}$  上升到  $30^{\circ}\text{C}$ , 可使 COP 增大  $22.0\%$ , 而继续升高渗透侧温度至  $50^{\circ}\text{C}$  仅使 COP 增大  $4.8\%$ 。这是因为热泵工质料液换热的蒸发温度几乎不变, 在渗透侧温度降低时, 热泵工质的冷凝温度与蒸发温度温差变大, COP 减小。渗透侧温度较高时, 渗透侧温度降低, 蒸汽渗透量影响大, 制冷量增加, 减缓了 COP 降低的速度。此外, 高进料液温度时的 COP 基本比低进料液温度时低, 这是因为进料液温度高时热泵工质的

图 4(b)为不同进料液温度下吨水能耗随渗透侧温度的变化。由图可知, 该模型热效率高, 研究工况下吨水能耗最小可达到  $463 \text{ MJ/t}$ , 且在渗透侧温度为  $20^{\circ}\text{C}$  的情况下均不高于  $1200 \text{ MJ/t}$ 。进料液温度不变, 随渗透侧温度降低, 吨水能耗先减小后增大, 且随进料液温度降低, 吨水能耗极小值对应的渗透侧温度降低。对于相同渗透侧温度, 进料液温度较小时吨水能耗大, 这是由于渗透侧温度降低时, 蒸汽渗透量增大, 料液出口在热泵冷凝器中换热量大, 压缩机能耗大。渗透侧温度较高时, 渗透侧温度降低对蒸汽渗透量影响大, 吨水能耗降低幅度大; 渗透侧温度较低时, 压缩机功耗增加的影响变大, 吨水能耗升高。因此, 给定进料液温度时, 吨水能耗存在最小值, 此时获得单位淡水的能量消耗最少, 进料液温度  $60^{\circ}\text{C}$  时, 通过调节压气机压比, 吨水能耗最低可达  $611.16 \text{ MJ/t}$ , 比渗透侧温度  $50^{\circ}\text{C}$  时吨水能耗减少了  $927.22 \text{ MJ/t}$ 。进料液温度低时, 渗透量降低的影响远大于压气机功耗的影响, 吨水能耗在低于  $20^{\circ}\text{C}$  时随渗透侧温度的降低反而升高。



冷凝温度与蒸发温度的温差变大, COP 变小。

不同温度下造水比 GOR 随渗透侧温度的变化如图 5(b)所示。由图可知, 进料液温度不变, 随渗透侧温度降低, 造水比 GOR 先增大后略微减小。进料液温度在  $50^{\circ}\text{C}$  时, 渗透侧温度由  $35^{\circ}\text{C}$  降至  $20^{\circ}\text{C}$ , GOR 可增高  $15.8\%$ ; 而继续降低渗透侧温度至  $15^{\circ}\text{C}$ , GOR 反而降低  $9.6\%$ 。因为渗透侧温度降低时, 蒸汽渗透量增大, 料液出口在热泵冷凝器中换热量大, 压缩机能耗大。渗透侧温度较低时, 渗透侧温度降低对蒸汽渗透量影响大, 造水比降低; 渗透侧温度较高时, 压缩机功耗增加的影响大, 随渗透侧温度降低, 造水比下降减慢甚至上升; 如进料液温度为  $50^{\circ}\text{C}$ 、渗透侧温度  $20\sim 30^{\circ}\text{C}$  时, 随渗透侧

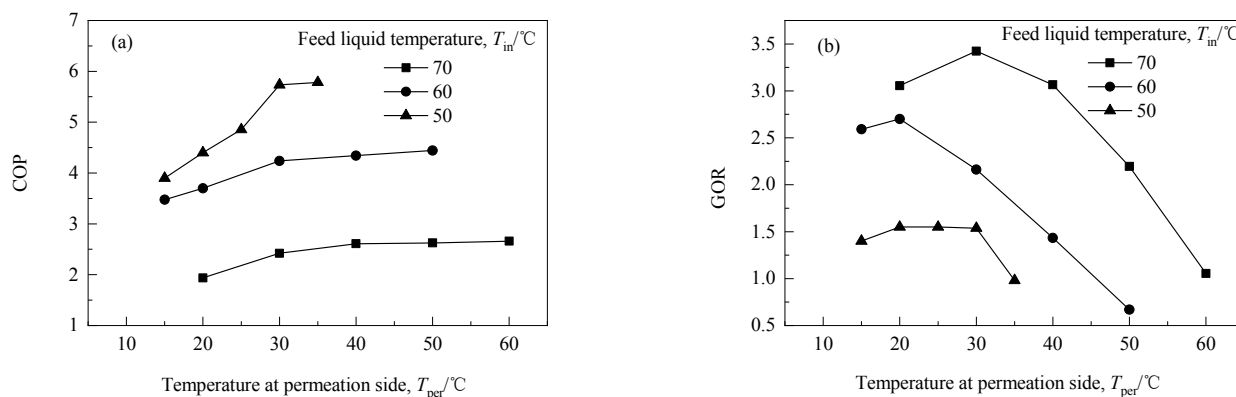


图5 能效比和造水比随渗透侧温度的变化  
Fig.5 Variations of COP and GOR with temperature at permeation side

温度降低,造水比缓慢减小,而当渗透侧温度高于  $30^{\circ}\text{C}$  的情况下,造水比减小。渗透侧温度较低时,渗透侧温度下降带来的单位蒸汽蒸发潜热量的下降不可忽略,会抵消部分蒸发量增高对系统的影响,造水比随渗透侧温度的变化平缓。因此,给定进料液温度时,GOR 存在最大值,此时获得单位淡水的能量消耗最少。进料液温度低时,渗透量减小的影响远大于压气机功耗的影响,吨水能耗较高,研究范围内进料液  $50^{\circ}\text{C}$  时造水比最高为 1.55,而  $70^{\circ}\text{C}$  进料液造水比最高为 3.42,由此可见,低进料液温度可减少系统能耗。

综合图 4 和 5 可知,提高进料液温度尽管能显著提高渗透量,从而提高淡水的产量,但会引起热泵子系统压缩功耗提高,从而导致系统能耗有所增加。综合考虑溶液进口温度和热泵子系统的能耗,该系统在不同渗透侧温度下存在最佳的溶液进口温度。

### 3.3 料液流量的影响

由图 6(a)可知,随料液流量增加,渗透量增加,且增加速度变慢。进料液温度  $70^{\circ}\text{C}$ 、料液流量 1.5 L/min 时渗透量为 5.4 kg/h,料液流量 6 L/min 时可达 6.16 kg/h。进料液温度  $70^{\circ}\text{C}$  下,料液流量从 1.5 L/min 增至 3 L/min,渗透量增大 4.8%;料液流量从 4.5 L/min 增至 6 L/min,渗透量增大 4.1%。这是因为料液流量增大时,膜两侧平均温度  $T_m$  升高,渗透侧温度  $T_a$  降低,驱动压力差增大,而随料液流量增大,料液与膜的作用时间减小,所以随料液流量增加,膜通量增长的速度减小。

由图 6(b)可知,随料液流量增加,热泵能效比 COP 增大。进料液温度为  $50^{\circ}\text{C}$  时,料液流量从 1.5 L/min 增至 6 L/min, COP 增大 16.1%。这是因为随料液流量增加,系统换热量增加,回收出口原料液时所需的制热量增加,流量增加时渗透侧温度降低,而热泵中工质蒸发温度几乎不变,即热泵工质的冷凝温度与高温热源温差减少,所以系统中热泵能效比增加。

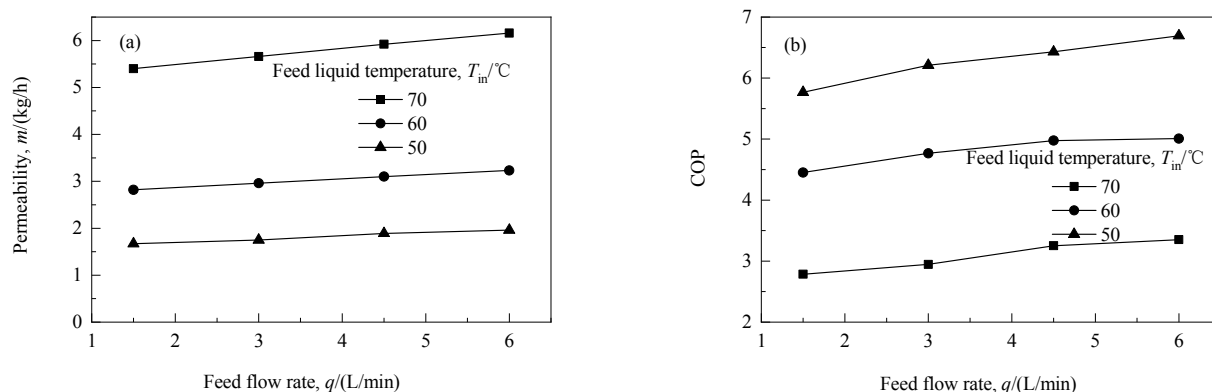


图6 渗透量和能效比随料液流量的变化  
Fig.6 Variations of permeability and COP with feed flow rate

由图 7(a)可知, 随料液流量增加, 系统的造水比 GOR 降低, 料液流量对造水比的影响减小, 料液流量小于 3 L/min 时对造水比的影响较大。进料液温度 50℃ 时, 料液流量从 1.5 L/min 增至 3 L/min 时, GOR 降低 33.5%; 料液流量从 4.5 L/min 增至 6 L/min 时, GOR 仅降低 10.6%。这是因为随料液流量增加, 料液在热泵中换热量增加, 压缩机功耗增加, 从而使造水比下降, 且

此影响大于膜通量增大的影响。

由图 7(b)可知, 随料液流量增加, 系统的吨水能耗增加, 且吨水能耗随料液流量的增加速度与系统的造水比的减小速度相同。吨水能耗反映获得单位纯水时热泵消耗的能量, 造水比反映热泵消耗单位功时膜渗透的蒸发潜热, 二者变化规律相反。

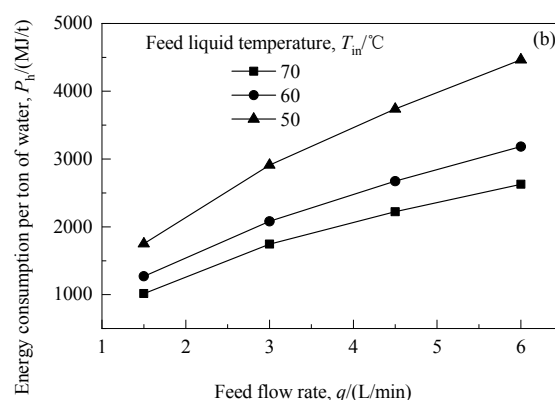
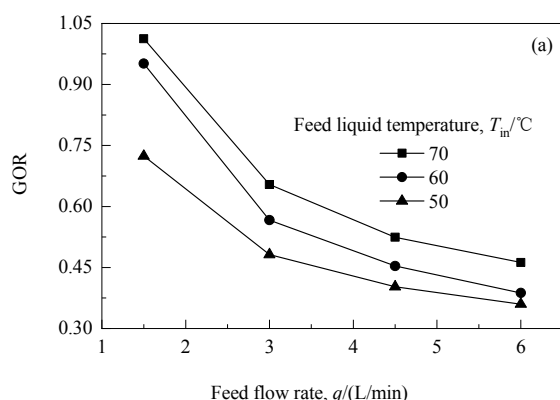


图 7 造水比与吨水能耗随料液流量的变化

Fig.7 Variations of GOR and energy consumption per ton of water with feed flow rate

## 4 结 论

针对一种新型液隙式热泵膜蒸馏系统, 在实验数据修正和蒸馏膜模型验证的基础上, 对关键操作参数进料温度、渗透侧温度及进料流量对系统整体热力性能吨水能耗的影响进行了研究, 得到如下结论:

(1) 相较于当前的热泵膜蒸馏系统, 新型液隙式热泵膜蒸馏系统不需要消耗冷却水。系统的整体热力性能指标吨水能耗在渗透侧温度 20℃ 时均不高于 1200 MJ/t。

(2) 提高进料液温度能显著提高渗透量, 从而提高淡水的产量, 但提高溶液温度会引起热泵子系统压缩功耗提高, 导致系统能耗增加。综合考虑溶液进口温度和热泵子系统的能耗, 在不同渗透侧温度条件下, 存在最佳的溶液进口温度。

(3) 随进料液流量增加, 渗透量和能效比增加, 但吨水能耗升高, 造水比 GOR 降低, 当进料液浓度小于 3 L/min 时, 进料液流量增加对吨水能耗和造水比的负面影响较显著。进料液温度为 50℃ 时, 料液流量从 1.5 L/min 增至 3 L/min、从 4.5 L/min 增至 6 L/min 时, GOR 降低幅度分别为 33.5% 和 10.6%。

## 参考文献

- [1] Bodell B R. Silicone rubber vapor diffusion in saline water distillation: US 3361645 [P]. 1963-06-03.
- [2] 卞晓彤, 黄永明, 郭如涛, 等. 高盐废水单质分盐与资源化利用的研究进展 [J]. 无机盐工业, 2019, (8): 7-12.  
Bian X T, Huang Y M, Guo R T, et al. Research progress on single component salt and resource utilization of high salt wastewater [J]. Inorganic Salt Industry, 2019, (8): 7-12.
- [3] 魏允, 王倩, 丛威. 扩散渗析-电渗析回收赖氨酸离子交换废液中的盐 [J]. 过程工程学报, 2019, 19(5): 975-981.  
Wei Y, Wang Q, Cong W. The process of salt recovery from lysine ion-exchange waste water by diffusion dialysis-electrodialysis [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2019, 19(5): 975-981.
- [4] 刘羊九, 韩吉田, 王云山, 等. 直接接触式膜蒸馏用于处理含盐溶液的实验研究 [J]. 化工学报, 2018, 69(S2): 246-251.  
Liu Y J, Han J T, Wang Y S, et al. Experimental study on direct contact membrane distillation for treatment of saline solutions [J]. CIESC Journal, 2018, 69(S2): 246-251.
- [5] 郭智, 张新妙, 栾金义, 等. 气隙式膜蒸馏技术研究进展 [J]. 现代化工, 2017, 37(4): 16-19, 21.  
Guo Z, Zhang X M, Luan J Y, et al. Air gap membrane distillation technology research progress [J]. Journal of Modern Chemical Industry, 2017, 37(4): 16-19, 21.
- [6] 刘捷, 武春瑞, 吕晓龙. 减压膜蒸馏传热传质过程 [J]. 化工学报, 2011, 62(4): 1-3.  
Liu J, Wu C R, Lü X L. Vacuum membrane distillation heat and mass transfer process [J]. CIESC Journal, 2011, 62(4): 1-3.
- [7] 陈华艳, 李欢, 吕晓龙. 气扫式膜蒸馏传质传热过程 [J]. 化工学报, 2009, 60(2): 304-309.  
Chen H Y, Li H, Lü X L. Mass and heat transfer process of gas swept membrane distillation [J]. CIESC Journal, 2009, 60(2): 304-309.

- [8] 刘文昭, 许高洁, 董强, 等. 煤化工废水中二元酚处理方法的进展 [J]. 过程工程学报, 2018, 18(2): 232–240.  
Liu W Z, Xu G J, Dong Q, et al. A review of treatment on dihydric phenol in coal chemical wastewater [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2018, 18(2): 232–240.
- [9] Ugrozov V V, Elkina I B, Nikulin V N, et al. Theoretical and experimental research of liquid-gap membrane distillation process in membrane module [J]. Desalination, 2003, 157: 325–331.
- [10] Essalhi M, Khayet M. Application of a porous composite hydrophobic/hydrophilic membrane in desalination by air gap and liquid gap membrane distillation: a comparative study [J]. Separation and Purification Technology, 2014, 133: 176–186.
- [11] 赵欣慰, 陈东, 谢继红, 等. 热泵膜蒸馏系统结构及其优化分析 [J]. 化工装备技术, 2014, 35(1): 7–8.  
Zhao X W, Chen D, Xie J H, et al. Structure and optimization analysis of heat pump membrane distillation system [J]. Chemical Equipment Technology, 2014, 35(1): 7–8.
- [12] 张旻, 任建勋, 陈泽敬. 压缩式热泵膜蒸馏系统的分析与实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 107–109.  
Zhang Y, Ren J X, Chen Z J. Analysis and experimental research of membrane distillation system of compression heat pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 107–109.
- [13] 韩怀远, 高启君, 吕晓龙. 减压膜蒸馏过程与热泵耦合技术研究 [J]. 天津工业大学学报, 2011, 30(1): 1–4.  
Han H Y, Gao Q J, Lü X L. Research on coupling technology of vacuum membrane distillation process and heat pump [J]. Journal of Tiangong University, 2011, 30(1): 1–4.
- [14] 朱帮守. 基于热泵膜蒸馏的海水淡化系统热力性能分析 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018: 13.  
Zhu B S. Thermal performance analysis of seawater desalination system based on heat pump membrane distillation [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018: 13.
- [15] Im B-G, Lee J-G, Kim Y-D, et al. Theoretical modeling and simulation of AGMD and LGMD desalination processes using a composite membrane [J]. Journal of Membrane Science, 2018, 565: 14–24.
- [16] Cheng L H, Wu P C, Chen J. Numerical simulation and optimal design of AGMD based hollow fiber modules for desalination [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2009, 48(10): 4948–4959.
- [17] Alsaadi A S, Ghaffour N, Li J D, et al. Modeling of air-gap membrane distillation process: a theoretical and experimental study [J]. Journal of Membrane Science, 2013, 445: 53–65.
- [18] Cipollina A, Di Sparti M G, Tamburini A, et al. Development of a membrane distillation module for solar energy seawater desalination [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2012, 90(12): 2101–2121.
- [19] Lee J-G, Kim Y-D, Kim W-S, et al. Performance modeling of direct contact membrane distillation (DCMD) seawater desalination process using a commercial composite membrane [J]. Journal of Membrane Science, 2015, 478: 85–95.