

研究论文

基于亲水/憎水复合膜的全热交换器 换热换湿性能

张 炎, 张立志, 项 辉, 徐学利

(华南理工大学化工与能源学院传热强化与过程节能教育部重点实验室, 广东 广州 510640)

摘要: 膜全热交换器由于可以同时回收空调排风中的潜热和显热而受到重视。研究了基于 PVAL/PVDF 复合透湿膜的全热交换器的透热透湿性能, 实验测定了新风与排风之间的显热交换能力和水蒸气交换能力, 并建立了基于亲水/憎水复合膜的逆流膜全热交换器传热传质计算模型, 实验与理论结果吻合较好。结果表明, 该复合膜全热交换器的总传热系数为 $20\sim 35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$, 总传质系数为 $(1.5\sim 3.5) \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

关键词: 空调; 全热交换器; 复合膜; 换热换湿

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2007) 02-0294-05

Performance of heat and mass transfer based on hydrophilic/hydrophobic composite membrane

ZHANG Yan, ZHANG Lizhi, XIANG Hui, XU Xueli

(Key Laboratory of Enhanced Heat and Energy Conservation of Ministry of Education, School of Chemical and Energy Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

Abstract: The membrane-based total heat exchanger is a novel heat recovery unit due to its simultaneous recovery of sensible heat and moisture. This study investigated the heat and moisture exchange capabilities through a PVAL/PVDF composite membrane, between the fresh air and exhaust air in a total heat exchanger. A heat and mass transfer model was set up for the counter flow exchanger. The calculated and experimental results were in agreement. The total heat transfer coefficient was in the order of $20\text{--}35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$ and the total mass transfer coefficient was in the order of $(1.5\text{--}3.5) \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ respectively.

Key words: air conditioning; total heat exchanger; composite membrane; heat and moisture transfer

引 言

在空调新风热回收领域常用的热回收装置有金属壁换热器、热管换热器、转轮全热回收器和膜全热交换器 (MHME)^[1], 其中金属壁换热器和热管换热器只能回收显热, 转轮全热回收器和膜全热交

换器不仅能回收显热, 还能回收潜热, 因此效率较高。但转轮存在新风/排风间混合问题。而膜全热交换器没有这个污染问题, 且没有运动部件, 系统可靠性高^[2-3]。

前人对全热交换器中的透湿膜进行过许多研究。Paul 等^[4]比较了中空纤维素酯膜和金属膜、

2006-01-19 收到初稿, 2006-05-18 收到修改稿。

联系人: 张立志。第一作者: 张炎 (1981-), 男, 硕士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50306005); 霍英东基金项目 (101057); 广东省自然科学基金项目 (05006557)。

Received date: 2006-01-19.

Corresponding author: Prof. ZHANG Lizhi. E-mail: lzzhang@scut.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (50306005) and the Natural Science Foundation of Guangdong Province (05006557).

陶瓷膜对湿度控制的效果，证明中空纤维素酯膜的除湿性能要优于金属膜和陶瓷膜，但力学性能不够好。邢丹敏等^[5]采用非对称聚砜中空纤维膜、磺化聚砜-聚砜复合中空纤维膜进行了空气除湿性能研究，考察了操作压力、回收率等不同操作条件对除湿性能的影响。Pan 等^[6]研究了非对称三乙酸纤维素中空纤维的除湿性能，发现这些膜具有较高的水蒸气透度和选择度，并建立了水蒸气在透过膜时渗透速率与压力之间的关系。

单层膜往往功能单一，难以解决选择性与透过性之间的矛盾。复合膜是将选择性膜层（或活性膜层）沉积于具有微孔的支撑层（底膜）表面上，它的性能主要由表层决定，机械强度主要由底层提供。一种亲水/憎水复合膜（PVAL/PVDF）具有优良的选择性透湿能力和机械强度，本文对以这种膜为媒介的全热交换器进行传热传质分析。

1 数学模型

1.1 总方程

实验所用是一单膜正方形全热交换器。新风与排风逆流布置，流道宽度 100 mm，高度 2 mm。在图 1 所示的膜全热交换器内，复合膜夹在换热器的中间，新风和排风分别流过膜两侧，同时进行热湿交换。图 2 所示为复合膜的结构，支撑层为聚偏氟乙烯膜（PVDF），厚度为 δ_1 ，活性层为聚乙烯醇（PVAL），厚度为 δ_2 。

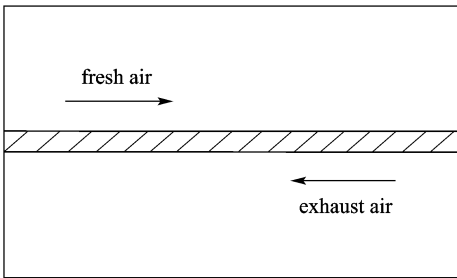


图 1 膜全热交换器示意图

Fig. 1 Scheme of membrane-based heat and mass exchanger

如图 2 所示，新风通过膜传递给排风的热量和水分质量分别为 Q 和 W ，则有^[7]

$$Q = UA_m(T_f - T_e) \quad (1)$$

$$W = U_L A_m \rho_a (\omega_f - \omega_e) \quad (2)$$

$$U = \left(\frac{1}{h_f} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (3)$$

$$U_L = \left(\frac{1}{k_f} + \frac{\delta_1}{D_{wm1}} + \frac{\delta_2}{D_{wm2}} + \frac{1}{k_e} \right)^{-1} \quad (4)$$

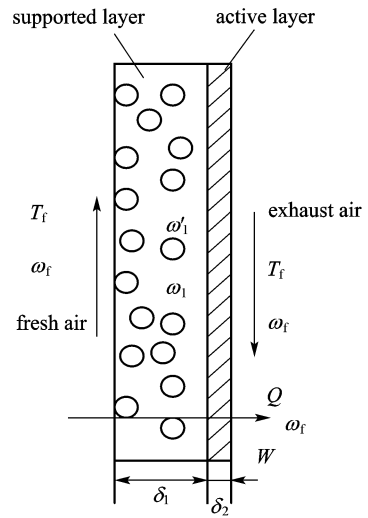


图 2 复合膜结构

Fig. 2 Structure of composite membrane

水蒸气在多孔憎水性支撑层中的扩散系数^[8]

$$D_{wm1} = \frac{\epsilon D_k}{\tau} \quad (5)$$

$$D_k = \frac{1}{3} d_0 \sqrt{\frac{8RT}{\pi M_w}} \quad (6)$$

水分在亲水致密活性层中的传递按照吸附-扩散-解析的方式进行，其扩散系数为^[9]

$$D_{wm2} = \frac{D_{wp}}{\rho_a} \rho_p \psi \quad (7)$$

水蒸气透过复合膜时，满足

$$W = \rho_a \frac{D_{wm1}}{\delta_1} (\omega_f - \omega_1) = \rho_p \frac{D_{wp}}{\delta_2} (\omega'_1 - \omega_e) \quad (8)$$

将水分在 PVAL 中的吸附等温线作线性处理，设 ψ 为分配系数，则有

$$\omega'_1 = \psi \omega_1 \quad (9)$$

式中 ω'_1 为 PVAL 吸附的水分量， ω_1 为憎水层空气中的含湿量。

1.2 对流传热传质系数的计算

边界层内的对流传热系数可以用 Nusselt 关联式来表示

$$Nu = \frac{hd_e}{\lambda_n}$$

对于非圆截面管道充分发展的层流 Nusselt 数，其值与矩形截面的长宽比有关。当 $b/H \rightarrow \infty$ ，恒热流时为 8.23，恒壁温时为 7.54^[10]。在本例中 $b/H=50$ 时，Nusselt 数恒热流时为 7.91，恒壁温时为 7.17。

对处于入口段的恒壁温层流换热，采用式 (10) 计算

$$Nu = 7.54 + \frac{0.0688 Re Pr (d_e/L)}{1 + 0.04 [Re Pr (d_e/L)]^{0.67}} \quad (10)$$

对于矩形流道，当量直径 d_e 的计算公式如下^[14]

$$d_e = \frac{4bH}{2(b+H)} \quad (11)$$

边界层内的传质通常由 Sherwood 关联式来描述

$$Sh = \frac{kd_c}{D_{wa}} \quad (12)$$

由 Colburn-Chilton 关联式有

$$j = \frac{Sh}{ReSc^{0.4}} = \frac{Nu}{RePr^{0.4}} \quad (13)$$

则有

$$Sh = Nu \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0.4}$$

Schmidt 数 Sc 为

$$Sc = \frac{\mu_a}{\rho_a D_{wa}} = \frac{\nu_a}{D_{wa}} \quad (14)$$

2 实验部分

2.1 PVDF/PVDF 复合膜的制备

本实验采用浸涂法制备复合膜。实验所用 PVDF 膜由北京九鼎高科公司提供，孔径 $0.45 \mu\text{m}$ ，孔隙率 80% ，厚度 $80 \mu\text{m}$ 。

(1) 交联剂的配制 称取 3 g 羟基丁二酸（化学纯）和 3 g 乙酸（分析纯）溶于 94 ml 蒸馏水中配制成交联剂。

(2) 聚乙烯醇溶液的配制 称取 7 g 聚乙烯醇粉末溶于 93 ml 蒸馏水中，在密封玻璃瓶中于 90°C 下搅拌 2 h 至完全溶解，配制成 7% 的聚乙烯醇 (PVAL) 水溶液。

(3) 复合膜的制备 将 PVA 溶液浇铸在多孔

支撑层（即 PVDF 膜）上，在室温下干燥 24 h ，然后将涂覆有 PVAL 的一侧与含交联剂和催化剂的溶液接触，随后放置在 100°C 的真空干燥箱中烘干，即得到 PVAL/PVDF 复合膜。

2.2 实验原理及装置

水蒸气在透过复合膜时，分离性能主要由复合膜的表层决定，支撑层只起支撑作用，但也要受到微孔支撑层的结构、孔径、孔分布等的影响。复合膜的表层一般是亲水性物质，这样有利于水分子的透过。

实验装置如图 3 所示，空气经加湿器和恒温槽加湿加热后，进入膜全热交换器，通过放置在里面的复合膜与从另一侧进来的排风进行热湿交换，气体流量用浮球流量计测量，换热器两侧均用真空泵抽气。

3 结果与讨论

3.1 换热器的总散热系数

在膜的传热传湿实验过程中，虽然对实验过程采取了一定的保温措施，但由于换热器与外界环境接触，会向环境散发一定的热量，因此有必要测定换热器的总散热系数 K 。换热器散热面积 A_s 为 0.022 m^2 ，截面积 A 为 0.0004 m^2 ，室温 $T = 24.0^\circ\text{C}$ ，流体定性温度取进出口温度的算术平均值，利用式 (15) 和式 (16) 计算出的结果如图 4 所示。

$$Q_s = K_s A_s \Delta T \quad (15)$$

$$Q_s = c_{pa} m (T_i - T_o) = c_{pa} \rho_a v A (T_i - T_o) \quad (16)$$

式中 ΔT 为对数平均温差。

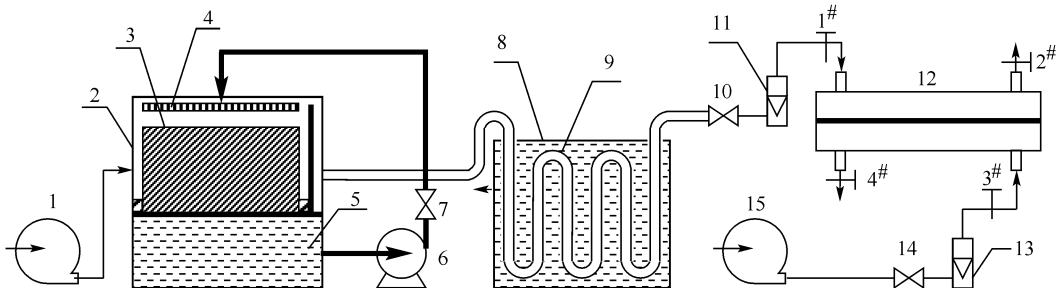


图 3 实验台系统图

Fig. 3 Scheme of experimental setup

- 1, 15—vacuum air pump; 2—humidifier; 3—packing; 4—liquor distributor; 5—pool;
6—water pump; 7, 10, 14—valve; 8—hot water bath; 9—coil; 11, 13—flowmeter;
12—MHME; 1#—4#—temperature and humidity sensor

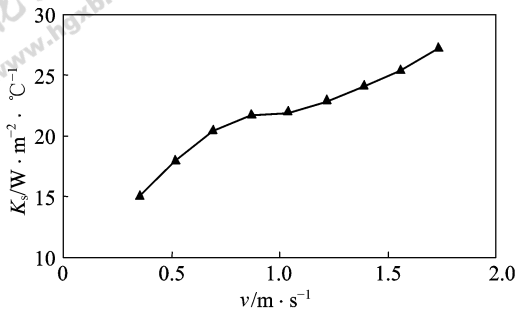


图 4 换热器散热系数随流速的变化

Fig. 4 Effect of velocity to overall heat dissipation coefficient of MHME

从图 4 可知，换热器的总散热系数随气体流速的增大而增大。换热器的总散热系数与外壳的热导率和对流换热的表面传热系数等因素有关，当气体流速变大时，流体流动的热边界层厚度减小，使通道内的对流传热系数变大，而换热器外壳的热导率基本保持不变，从而导致换热器的总散热系数随流速的变化而产生变化。

3.2 膜传热传质系数的计算及其比较

在换热器内，两侧流体采用逆流流动方式。设新风温度由 T_{fi} 变为 T_{fo} 、含湿量由 ω_{fi} 变为 ω_{fo} 时传递的热量和水蒸气质量分别为 Q_c 和 W_c ，通过换热器壁向外散发的热量为 Q_s ，排风温度由 T_{ei} 变为 T_{eo} ，含湿量由 ω_{ei} 变为 ω_{eo} ，由质量和能量守恒有

$$Q_c = c_{pi} m_i (T_{fi} - T_{fo}) - Q_s \quad (17)$$

$$W_c = m_i \rho_{af} (\omega_{fi} - \omega_{fo}) = m_e \rho_{ae} (\omega_{ei} - \omega_{eo}) \quad (18)$$

$$Q_c = UA_m \Delta T \quad (19)$$

$$W_c = U_L \rho_a A_m \Delta \omega \quad (20)$$

式中 $\Delta \omega$ 为对数平均湿差。

实验在常温常压下进行，室温 $T=16.2^\circ\text{C}$ ，膜的热导率 λ_m 和水分在聚乙烯醇中的扩散系数 D_{wp} 已通过以前的实验测出，其他计算参数值见表 1。由式 (19) 和式 (20) 分别给出总传热系数和总传质

表 1 模拟采用参数

Table 1 Simulation parameters

Parameters	Values	Parameters	Values
δ_1/m	80×10^{-6}	$\rho_a/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1.205
δ_2/m	20×10^{-6}	$\rho_p/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1280
d_0/m	4.5×10^{-7}	$c_{pa}/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$	1005
L/m	11×10^{-2}	$D_{wp}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	3.2×10^{-10}
b/m	10×10^{-2}	$D_{wa}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	2.6×10^{-5} [12]
H/m	2×10^{-3}	$\lambda_m/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	0.1268
τ	2	$M_w/\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$	18.02
ϵ	0.8	ψ	15.0

系数的实验值。

图 5、图 6 分别为单层 PVDF 和 PVAL/PVDF 复合膜的对流传热传质系数的模型计算值与实验值对比，单层 PVDF 膜可看作是亲水层厚度 $\delta_2=0$ 的复合膜。由图可知，单层膜与复合膜的总对流传热系数相差很小。计算发现，复合膜本身的热阻占总热阻的最大值为 2.2%，而传质阻力最大可达到总传质阻力的 66.9%，因此，与膜两侧的对流换热热阻相比，膜本身的热阻可以忽略不计，而传质阻力在其中占主导地位，不能忽略。此外还看到，膜的传热传质阻力均随流体流速的增加而增加。这是因为，对于非规则截面管流在层流下的流动阻力和对流传热系数，Nusselt 数 Nu 与 Reynolds 数 Re 和 Prandtl 数 Pr 有关。这些参数通常用一个乘积来表示，即 $(RePrd_e/L)$ 来确定 Nu 。通常情况下，在热入口段时， Nu 随这个乘积的增加而增加。当流体流速变大时， Re 变大，使 Nu 也变大，从而导致对流传热传质系数都随流体流速的增加而增加。

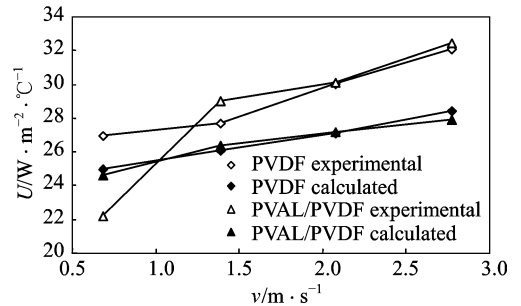


图 5 不同膜总传热系数的变化

Fig. 5 Comparison of total heat transfer coefficient of membranes

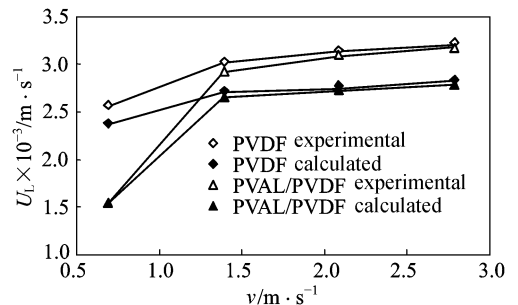


图 6 不同膜总传质系数的变化

Fig. 6 Comparison of total mass transfer coefficient of membranes

从图 5、图 6 可以看到，计算结果与实验结果之间存在一定的误差，但最大不超过 15%。分析

发现, 误差主要来自两个方面: (1) 由于气体的质量流量较小, 因此流量的测量会产生一定的误差; (2) 膜全热交换器与外界环境不是完全处于绝热状态, 热量散发会导致一定的实验误差。虽然存在一定的误差, 但从分析结果来看, 该模型仍能较好地用于基于新型复合膜的全热交换器传热传质估算。

4 结 论

通过对复合膜的传热传质机理进行研究, 建立了基于亲水/憎水复合膜的全热交换器内的传热传质计算模型, 通过对模型的计算结果与实验结果分析, 发现该数学模型能较好地反映复合膜的热湿交换性能, 特别是当流体流速较小, 流体处于层流充分发展流时, 其传质系数理论值与计算值吻合得很好。通过计算, 得到了采用复合膜全热交换器中复合膜的传热系数为 $20 \sim 35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$, 传质系数为 $(1.5 \sim 3.5) \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

符 号 说 明

A	面积, m^2
b	流道宽度, m
c_p	比定压热容, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$
D	扩散系数, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
d	孔径, m
H	流道高度, m
h	对流传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$
j	计算因子
K_s	换热器总散热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$
k	对流传质系数, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
L	流道长度, m
M	摩尔质量, $\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$
m	质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Q	热量, $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
R	气体常数, $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
T, t	温度, K 或 C
U	总对流传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$
U_L	总对流传质系数, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	气体流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
δ	膜厚度, m
ϵ	孔隙率
λ	热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$
ν	运动黏度, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
τ	曲折因子
ψ	分配系数
ω	空气含湿量, $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$

下角标

a	空气
e	排风
f	新风
i	入口
m	膜
o	出口
p	PVAL
s	散热
w	水分
1	支撑层
2	活性层

References

- [1] Zhang Mingrui (张明瑞), Zhang Lizhi (张立志), Xu Xueli (徐学利). Entropy analysis of membrane-based heat and mass exchanger. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2005, **56** (11): 2069-2072
- [2] Niu J L, Zhang L Z. Potential energy saving for conditioning fresh air with a membrane-based energy recovery ventilator. *ASHRAE Transactions*, 2002, **108** (1): 55-63
- [3] Zhang Lizhi (张立志). Air Dehumidification (除湿技术). Beijing: Chemical Industry Press, 2005: 318-341
- [4] Paul Scovazzo, Jedrick Burgos, Alex Hoehn, Paul Todd. Hydrophilic membrane-based humidity control. *Journal of Membrane Science*, 1998, **149**: 69-81
- [5] Xing Danmin (邢丹敏), Cao Yiming (曹义鸣), Xu Renxian (徐仁贤). Investigation of air dehydration by polysulfone hollow fiber membranes. *Membrane Science and Technology* (膜科学与技术), 1997, **17** (2): 38-42
- [6] Pan C Y, Jensen C D, Bielech C, Habgood H W. Permeation of water vapor through cellulose triacetate membranes in hollow fiber form. *Journal of Applied Polymer Science*, 1978, **22**: 2307-2323
- [7] Zhang L Z, Niu J L. Effectiveness correlations for heat and moisture transfer processes in an enthalpy exchanger with membrane cores. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2002, **10**: 922-929
- [8] Lawson K W, Lloyd D R. Membrane distillation. *Journal of Membrane Science*, 1997, **124**: 1-25
- [9] Cussler E L. Diffusion—Mass Transfer in Fluid Systems (扩散——流体系统中的传质). 2nd ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2002: 63-87
- [10] Zhao Zhennan (赵镇南). Heat Transfer (传热学). Beijing: Higher Education Press, 2002: 246-249
- [11] Zhang L Z, Jiang Y. Heat and mass transfer in a membrane-based energy recovery ventilator. *Journal of Membrane Science*, 1999, **163**: 29-38
- [12] Zhang Yinping (张寅平), Zhang Lizhi (张立志), Liu Xiaohua (刘晓华), Mo Jinhan (莫金汉). Mass Transfer in Built Environment (建筑环境传质学). Beijing: Building Industry Press, 2006: 373-374