

# 基于热质交换的渗透膜热回收器数值模拟及工程应用分析

刘彦琛 宋国军

中国天辰工程有限公司 天津 300400

**【摘要】**：随着我国经济的发展以及城镇化的推进，建筑建造和运行用能占全社会总能耗的比重逐年增加。建筑空调能耗在建筑运行能耗中占据较大比重。在“双碳”背景下，新建建筑的节能降耗要求日益严格。本文对大型建筑中应用较多的排风热回收器建立数值模型，对排风热回收器中的传热、传质过程进行数值模拟，从微观角度解析了新风与排风的热质交换过程。以本文所建立的数值模型为基础，模拟了排风热回收器在工程应用中的效果。结果表明，排风热回收器应用于新风、排风量较大，室内外温度、含湿量差较大的地区时，夏季可以起到对新风的预冷和除湿的作用，冬季可以起到对新风的预热和加湿的作用。应用排风热回收器可有效实现建筑的节能降耗。

**【关键词】**：热质交换；数值模拟；渗透膜热回收器；工程应用；节能降耗

DOI:10.12417/2705-0998.25.24.052

## 1 研究背景及意义

随着我国经济的发展以及城镇化的推进，我国的城镇人口逐年增加。到2022年，城镇人口达到9.21亿，城镇化率也从2001年的37.7%增长到65.2%<sup>[1]</sup>。城镇化进程在能源方面的表现是，建筑建造和运行用能占全社会总能耗的比重逐年增加，2018年比重为37%，其中建筑运行能耗占中国全社会能耗的23%<sup>[2]</sup>。建筑运行能耗中空调运行能耗占35%以上，降低空调运行能耗成为建筑节能领域的共识。

空调节能的方式有很多，其中应用比较广泛的一种方式排风热回收。排风热回收方式多以室外新风与室内排风进行换热，可以降低冬、夏季新风的加热和冷却能耗。我国在2015年和2021年分别发布了《公共建筑节能设计标准》（GB 50189-2015）和《建筑节能与可再生能源利用通用规范》（GB 55015-2021），上述两部标准中提出在技术经济比较合理时，建筑中宜设置排风能量回收装置，并且明确了相应的评价标准。

目前应用比较广泛的排风热回收技术有转轮热回收技术、渗透热质交换技术、热管热回收技术等<sup>[3]</sup>。渗透热质交换技术一般利用具有选择透过性的渗透膜，该渗透膜对水分子具有良好的透过性，对其他分子具有较高的阻隔性，采用叉流或者逆流的方式使新风和排风分别通过渗透膜的两侧，达到热质交换的目的，叉流换热与逆流换热相比具有相同换热面积下换热效果好的优点<sup>[4]</sup>，如图1所示为叉流式排风热回收装置结构图。

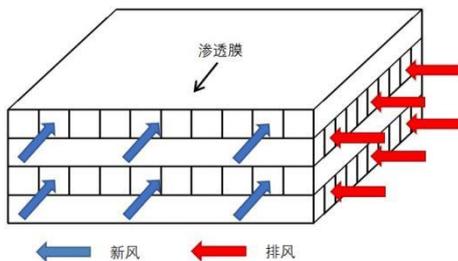


图1 叉流式排风热回收装置结构图

渗透热质交换技术与转轮热回收技术相比具有无传动结构、结构紧凑、维护简便的特点，与热管热回收技术相比能够回收排风中的水，具有更高的热回收效率。目前，对基于渗透热质交换的排风余热回收的研究方式主要有实验研究<sup>[5]</sup>和理论分析<sup>[6-8]</sup>两种，本文采用理论建模的方式对叉流式排风热回收装置建立理论模型，研究新风、排风参数对渗透热质交换的影响及渗透换热器内部热湿分布规律。

## 2 理论模型

在渗透换热技术中，室内排风与新风分别通过渗透膜的两侧，热湿传递过程依靠室内排风与新风的温度差及含湿量差来推动。图2为渗透热质交换示意图。在显热传递过程中，高温流体流经渗透膜时与低温流体发生对流传热，放出热量，高温流体温度降低，渗透膜将热量以对流传热的方式传递给另一侧，低温流体温度升高。通常渗透膜两侧的高低温度流体还存在含湿量差，含湿量高的流体中的水分子通过渗透膜进入含湿量低的流体中。

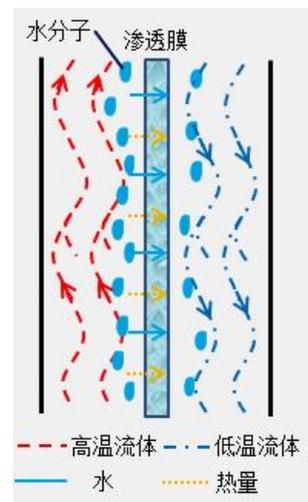


图2 渗透热质交换示意图

本文先对渗透膜换热器进行划分,如图3所示,用若干个平行于渗透膜的虚拟平面在每层流道高度一半的位置进行切割,切割之后每两个虚拟平面之间构成了“排风—渗透膜—新风”的换热网络,整个换热器由若干层换热网络构成。

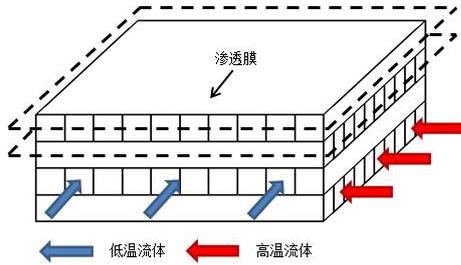


图3 渗透热质交换示意图

取渗透膜换热器中任意一层换热网络,对单层换热网络建立二维坐标,沿x,y方向将每边n等分,换热单元坐标如图4所示。本文规定,以每个换热单元离原点最近的点的坐标表示该换热单元,x轴正方向为高温流体流动方向,y轴正方向为低温流体流动方向。例如,图4中蓝色换热单元可表示为第1-5换热单元,红色换热单元可表示为第4-3换热单元。

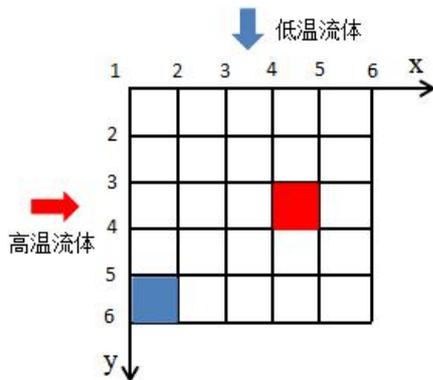


图4 换热单元坐标

取渗透膜换热器中任一换热单元(第i-j换热单元,微元面积为dA)进行分析,换热单元渗透膜两侧应遵从质量守恒定律和热量守恒定律。当室内排风与新风流经该换热单元渗透膜两侧时,发生对流传热及对流传质过程。在稳定流动段,任一换热单元排风和新风流速变化范围在1.4—1.5m/s,雷诺数变化范围400-500,故,换热单元中的流动为层流,对流传热系数 $h_q$ 和对流传质系数 $h_m$ 分别采用西得—塔特管内受迫流动层流换热公式<sup>[9]</sup>和契尔顿—科尔本热质交换的类似律<sup>[10]</sup>计算:

$$h_q = 1.86 \frac{\lambda}{d_e} Re_x^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{d_e}{l}\right)^{1/3} \left(\frac{u_f}{u_w}\right)^{0.14}$$

式(1)

$$\frac{h_q}{h_m} = C_p Le^{2/3} \quad \text{式(2)}$$

式中  $\lambda$ —— 流体导热系数 (W/(m·K));

$d_e$ —— 换热管内的当量直径 (m) [60];

$Re_x$ —— 雷诺准则数;

$Pr$ —— 普朗特准则数;

$\mu_f$ —— 换热单元进口流体温度下的动力黏度 (kg/(s·m));

$\mu_w$ —— 渗透膜温度下的动力黏度 (kg/(s·m));

$C_p$ —— 定压比热 (kJ/(kg·K));

$Le$ —— 刘易斯准则数。

换热管内的当量直径可由如下公式计算:

$$d_e = \frac{4f}{U} \quad \text{式(3)}$$

式中  $f$ —— 流道断面面积 (m<sup>2</sup>);

$U$ —— 流道截面周长 (m)。

雷诺准则数  $Re_x$ :

$$Re_x = \frac{ud_e}{\nu} \quad \text{式(4)}$$

式中  $u$ —— 气体流速 (m/s);

$\nu$ —— 运动黏度 (m<sup>2</sup>/s)。

普朗特准则数  $Pr$ :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{式(5)}$$

式中  $\mu$ —— 动力粘度 (kg/(s·m))。

刘易斯准则数  $Le$ :

$$Le = \frac{Sc}{Pr} \quad \text{式(6)}$$

其中  $Sc$ —— 施密特数;

$Pr$ —— 普朗特准则数。

施密特数  $Sc$ :

$$Sc = \frac{\nu}{D_{air}} \quad \text{式(7)}$$

式中  $D_{air}$ ——水蒸气在空气中的扩散系数,针对本项模拟扩散系数取  $D_{air}=0.298 \times 10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$ 。

水分子从室内排风侧通过渗透膜传递到新风侧,水分子的渗透量  $W_{trans}$  利用湿阻的概念计算[9]:

$$dW_{trans} = \frac{d_{f,i-j} - d_{a,i-j}}{\frac{1}{h_{ma,i-j}} + \frac{\delta}{D_{film} \rho_{H_2O}} + \frac{1}{h_{mf,i-j}}} dA$$

式(8)

式中  $d_{f,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元进口室内排风含湿量 (kg/kg 干空气);

$d_{a,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元进口新风含湿量 (kg/kg 干空气);

$h_{ma,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元中新风侧对流传质系数 (kg/(m<sup>2</sup>·s));

$\delta$ ——渗透膜厚度 (m);

$D_{film}$ ——水分子在渗透膜中的扩散系数 (m<sup>2</sup>/s);

$\rho_{H_2O}$ ——水的密度 (kg/m<sup>3</sup>);

$h_{mf,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元中室内排风侧对流传质系数 (kg/(m<sup>2</sup>·s))。

由于水分子从室内排风侧渗透到新风侧,室内排风和新风的含湿量存在如下关系:

$$dW_{trans,i-j} = (d_{a,i+1-j} - d_{a,i-j})m_{a,i-j} \quad \text{式(9)}$$

$$dW_{trans,i-j} = (d_{f,i-j} - d_{f,i-j+1})m_{f,i-j} \quad \text{式(10)}$$

式中  $d_{a,i+1-j}$ ——第  $i-j$  换热单元出口新风含湿量 (kg/kg 干空气);

$d_{f,i-j+1}$ ——第  $i-j$  换热单元出口室内排风含湿量 (kg/kg 干空气);

$m_{a,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元的新风质量流量 (kg/s);

$m_{f,i-j}$ ——第  $i-j$  块换热单元的室内排风质量流量 (kg/s)。

在第  $i-j$  换热单元内,新风侧和室内排风侧的显热传递量为:

$$dQ_{sa,i-j} = h_{qa,i-j}(t_{film,i-j} - t_{a,i-j})dA \quad \text{式(11)}$$

$$dQ_{sf,i-j} = h_{qf,i-j}(t_{f,i-j} - t_{film,i-j})dA \quad \text{式(12)}$$

式中  $Q_{sa,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元新风侧显热传递量 (kW);

$h_{qa,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元新风侧对流传热系数 (kW/(m<sup>2</sup>

·K));

$t_{film,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元中渗透膜的温度 (°C);

$t_{a,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元进口新风温度 (°C);

$Q_{sf,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元室内排风侧显热传递量 (kW);

$h_{qf,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元室内排风侧对流传热系数 (kW/(m<sup>2</sup>·K));

$t_{f,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元进口室内排风温度 (°C)。

新风侧和室内排风侧的显热传递量还可表示为:

$$dQ_{sa,i-j} = C_{pa,i-j}m_{a,i-j}(t_{a,i+1-j} - t_{a,i-j}) \quad \text{式(13)}$$

$$dQ_{sf,i-j} = C_{pf,i-j}m_{f,i-j}(t_{f,i-j} - t_{f,i-j+1}) \quad \text{式(14)}$$

(14)

式中  $C_{pa,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元空气定压比热 (kJ/(kg·K));

$C_{pf,i-j}$ ——第  $i-j$  换热单元室内排风定压比热 (kJ/(kg·K));

$t_{a,i+1-j}$ ——第  $i-j$  换热单元出口新风温度 (°C);

$t_{f,i-j+1}$ ——第  $i-j$  换热单元出口室内排风温度 (°C)。

第  $i-j$  换热单元中新风侧和室内排风侧显热量满足热量守恒定律:

$$dQ_{sa,i-j} = dQ_{sf,i-j} \quad \text{式(15)}$$

联立式(1) - (15)可以求得第  $i-j$  换热单元出口新风的温度  $t_{a,i+1-j}$  和含湿量  $D_{a,i+1-j}$ 、排风温度  $t_{f,i-j+1}$  和含湿量  $D_{f,i-j+1}$ ,该换热单元的出口流体参数即为下一换热单元的进口流体参数。

通过以上计算过程可以计算获得热质交换器每个流道的出口参数。由于两层渗透膜之间的流道由若干肋板隔开,肋板隔开的各流道出口新风和排风物性参数不同,各股新风或排风经过充分混合之后的物性参数采用混合法则进行计算<sup>[11]</sup>。

混合后气体的焓值  $h_{mix}$  和含湿量  $d_{mix}$  为:

$$h_{mix} = h_{low} + \frac{(h_{high} - h_{low})m_{high}}{m_{low} + m_{high}} \quad \text{式(16)}$$

$$d_{mix} = d_{low} + \frac{(d_{high} - d_{low})m_{high}}{m_{low} + m_{high}} \quad \text{式(17)}$$

式中  $h_{low}$ ——两股混合气流中焓值较低气流的焓值 (kJ/kg);

$h_{high}$ ——两股混合气流中焓值较高气流的焓值 (kJ/kg);

$m_{high}$ —— 两股混合气流中焓值较高气流的流量 (kg/s) ;

$m_{low}$ —— 两股混合气流中焓值较低气流的流量 (kg/s) ;

$d_{low}$ —— 两股混合气流中含湿量较低气流的含湿量 (kg/kg 干气体) ;

$d_{high}$ —— 两股混合气流中含湿量较高气流的含湿量 (kg/kg 干气体) 。

在确定热交换器进口参数的情况下, 依据以上数值计算理论模型即可以计算获得热交换器出口参数。

### 3 数值模拟

依据上一节建立的理论模型, 利用软件编译后可获得基于热质交换的渗透膜热回收计算程序。利用该计算程序可以对整个热交换器内的热质交换过程进行系统分析。现以天津市夏季空调排风热回收典型工况为例, 分析热交换器内部热质交换过程。典型工况: 新风量 (排风量) 10000m<sup>3</sup>/h, 室内空气温度 26℃、含湿量 10.6g/kg 干空气, 夏季空气调节室外计算干球温度 33.9℃、含湿量 19.6g/kg。经过计算可得, 热质交换后排出室内的空气温度为 30.24℃、含湿量 11.19g/kg, 新风经过降温除湿之后变为温度 29.72℃、含湿量 19.01g/kg。

渗透膜换热器中室内排风与新风的流动方式为叉流, 换热器各流道内的气体状态各不相同, 渗透膜的温度分布也不均匀。为了更深入地了解渗透热质交换过程, 本文利用渗透膜换热器渗透热质交换理论模型, 对任意一层渗透膜温度、任意两层渗透膜之间的室内排风和新风温度与含湿量变化进行分析, 以期直观体现渗透膜换热器内部的温、湿度分布情况。渗透膜换热器入口由于扰流的作用会形成一段紊流区。紊流区与层流区相比长度极小, 且紊流区换热量与传湿量不稳定, 故在理论计算中可以忽略, 本文仅分析和展示层流区新风与排风的热质交换过程。

如图 6 夏季工况任意一层渗透膜温度分布图所示, 在渗透膜换热器室内排风进口与新风出口附近区域 (即图中左下角区域), 渗透膜温度最高; 在渗透膜换热器新风出口与室内排风进口附近区域 (即图中右上角区域), 渗透膜温度最低; 整层渗透膜温度从左下角到右上角逐渐降低。这是因为, 左下区域靠近新风进口和室内排风出口, 属于热质交换过程中冷、热流体的高温区域, 右上区域靠近新风出口和室内排风进口, 属于热质交换过程中冷、热流体的低温区域。

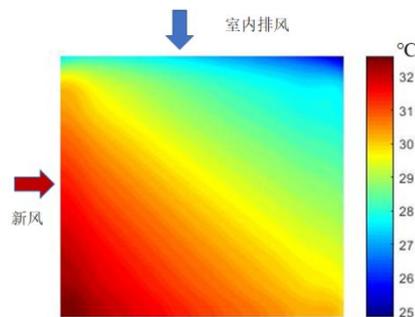


图 6 夏季工况任意一层渗透膜温度分布图

新风在进入渗透膜换热器之后与室内排风进行热质交换, 新风温度、含湿量变化如图 7、图 8 所示。

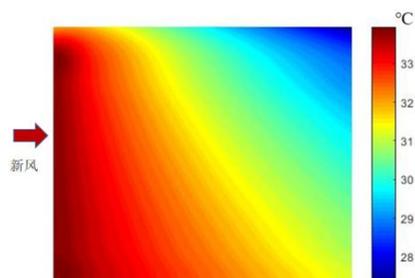


图 7 夏季工况任意两层渗透膜之间新风温度变化情况



图 8 夏季工况任意两层渗透膜之间新风含湿量变化情况

沿新风流动方向, 新风温度和含湿量逐渐降低。新风在渗透膜换热器中经历了降温除湿的过程, 有效利用了室内冷能, 为后续空调机组中新风的制冷除湿过程降低了能耗。

同理, 在冬季工况下, 新风与室内排风在渗透膜换热器中进行热质交换, 可以回收室内排风的热量与水, 实现新风的加热与增湿。利用本文建立的基于热质交换的排风热回收计算程序计算冬季空调排风热回收典型工况。典型工况: 新风量 (排风量) 10000m<sup>3</sup>/h, 室内空气温度 20℃、含湿量 7.3g/kg, 冬季空气调节室外计算干球温度 -9.6℃、含湿量 0.9g/kg。经过计算可得, 热质交换后室内排风温度为 4.3℃、含湿量 7.2g/kg, 新风经过升温加湿之后变为温度 6.0℃、含湿量 1.01g/kg。如图 9 冬季工况任意一层渗透膜温度分布图所示, 与夏季工况类似, 在渗透膜换热器室内排风进口与新风出口附近区域 (即图中左

下角区域), 渗透膜温度最高; 在渗透膜换热器新风进口与室内排风出口附近区域(即图中右上角区域), 渗透膜温度最低; 整层渗透膜温度从左下角到右上角逐渐降低。

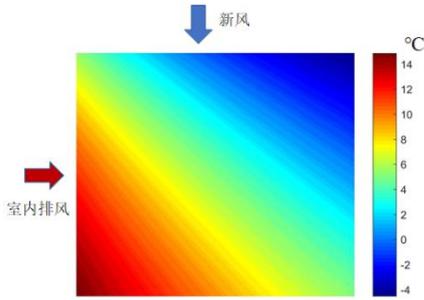


图9 冬季工况任意一层渗透膜温度分布图

新风在进入渗透膜换热器之后与室内排风进行热质交换, 新风温度、含湿量变化如图10、图11所示, 新风被室内排风加热加湿。

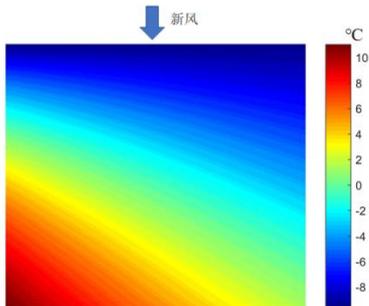


图10 夏季工况任意两层渗透膜之间新风温度变化情况

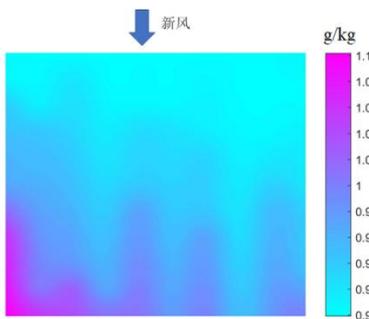


图11 夏季工况任意两层渗透膜之间新风含湿量变化情况

#### 4 工程应用

利用本文建立的理论模型, 通过数值模拟可以计算出渗透膜换热器出口的空气参数。本节仍以上文所述典型工况为例, 分析典型工况下渗透膜换热器在工程应用方面的表现。

应用渗透膜换热器在冬夏季工况下可以实现室内排风与新风的热质交换, 起到排风热回收以及夏季新风除湿、冬季新风加湿的作用。以天津地区夏季空调使用小时数1800h, 冬季

空调使用小时数1210h为例, 使用渗透膜换热器可以实现的热回收效果如下表1、2所示。

表1 夏季新风热回收情况

室外新风	换热前	换热后
空气温度(°C)	33.9	29.72
空气含湿量(g/kg)	19.6	19.01
焓值(kJ/kg)	84.5	78.5
风量(m <sup>3</sup> /h)	10000	
热回收量(kW)	21.67	
空调运行时间(h)	1800	
热回收量(kJ)	1.4×10 <sup>8</sup>	
全热回收效率(%)	80.7	

表2 夏季新风热回收情况

室外新风	换热前	换热后
空气温度(°C)	-9.6	6
空气含湿量(g/kg)	0.9	1.01
焓值(kJ/kg)	-7.5	8.6
风量(m <sup>3</sup> /h)	10000	
热回收量(kW)	58.14	
空调运行时间(h)	1210	
热回收量(kJ)	2.5×10 <sup>8</sup>	
全热回收效率(%)	74.9	

使用渗透膜换热器可以实现的除湿或加湿效果如下表3、4所示。表3 夏季新风除湿情况

室外新风	换热前	换热后
空气温度(°C)	33.9	29.72
空气含湿量(g/kg)	19.6	19.01
焓值(kJ/kg)	84.5	78.5
风量(m <sup>3</sup> /h)	10000	
除湿量(kg/h)	7.67	
空调运行时间(h)	1800	
除湿量(kg)	13806	

表4 冬季新风加湿情况

室外新风	换热前	换热后
空气温度(°C)	-9.6	6
空气含湿量(g/kg)	0.9	1.01
焓值(kJ/kg)	-7.5	8.6

风量(m <sup>3</sup> /h)	10000	
加湿量(kg/h)	1.43	
空调运行时间(h)	1210	
加湿量(kg)	1730.3	

根据表 1~4 计算所得的数据可知,利用排风热回收器,可有效回收建筑在冬夏季运行过程中产生的余热,同时实现夏季新风除湿、冬季新风加湿的功能。该热回收器适用于新风、排风量大,室内外温度、含湿量差较大的地区。

## 5 结论

本文对渗透膜换热器建立了理论模型,并进行了数值模拟。理论计算表明,在天津地区,以新风量为 10000m<sup>3</sup>/h 的公共建筑为例,夏季新风回收冷量可达  $1.4 \times 108 \text{kJ}$ 、新风除湿量 13806kg、全热回收效率 80.7%。冬季新风回收热量可达  $2.5 \times 108 \text{kJ}$ 、新风加湿量 1730.3kg、全热回收效率 74.9%。在环保形势日益严峻,节能要求日渐严格的趋势下,在暖通设计中运用排风热回收节能技术,有助于更好地提高能量利用效率,节水节能,降低建筑碳排放。本文从理论的角度论证了利用渗透膜热回收器回收室内余热的高效性,该类热回收器实际的使用效果,待后续工程实践过程论证。

## 参考文献:

- [1] 清华大学建筑节能研究中心,中国建筑节能年度发展研究报告.2024:中国建筑节能年度发展研究报告.
- [2] 杨子艺等,面向碳中和的各国建筑运行能耗与碳排放对比研究方法及应用.气候变化研究进展,2023.19(06):第 749-760 页.
- [3] 李雪华,绿色建筑中的空调系统热回收技术实用效果分析,2019,重庆大学.第 91 页.
- [4] Min,Y.,Y.Chen and H.Yang,Numerical study on indirect evaporative coolers considering condensation:A thorough comparison between cross flow and counter flow.International Journal of Heat&Mass Transfer,2019.131:p.472-486.
- [5] 陈剑波,陈莹与江盼,基于被动房建筑的新风机组性能试验研究.流体机械,2018.46(07):第 64-68 页.
- [6] Min,J.and M.Su,Performance analysis of a membrane-based energy recovery ventilator:Effects of outdoor air state.Applied thermal engineering,2011.31(17):p.4036-4043.
- [7] Qiu,S.,et al.,An energy exchange efficiency prediction approach based on multivariate polynomial regression for membrane-based air-to-air energy recovery ventilator core.Building&Environment,2019.149(FEB.):p.490-500.
- [8] Gjennestad,M.A.,et al.,Performance analysis of heat and energy recovery ventilators using exergy analysis and nonequilibrium thermodynamics.Energy&Buildings,2018.170(JUL.):p.195-205.
- [9] 章熙民,任泽需与梅飞鸣,传热学(第五版).2007:传热学(第五版).
- [10] 连之伟,热质交换原理与设备—第 2 版.2006:热质交换原理与设备-第 2 版.
- [11] 沈维道,工程热力学—第二版.1983:工程热力学—第二版.