



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107490211 A

(43)申请公布日 2017. 12. 19

(21)申请号 201710642577.6

(22)申请日 2017.07.31

(71)申请人 郑州轻工业学院

地址 450000 河南省郑州市金水区东风路5号

(72)发明人 赵敏

(74)专利代理机构 西安智大知识产权代理事务所 61215

代理人 贺建斌

(51)Int.Cl.

F25B 39/00(2006.01)

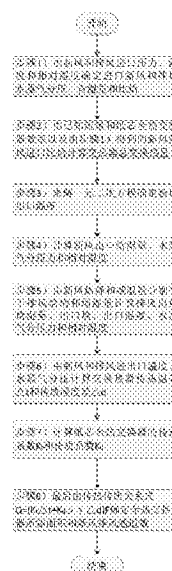
权利要求书5页 说明书12页 附图3页

(54)发明名称

一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法

(57)摘要

一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法,先确定六边形平纸板外形尺寸;然后采用一元二次方程方法确定纸芯全热交换器所需面积和通道数,首先由新风和排风进口已知参数和设计要求的湿交换效率计算二者进口的水蒸气分压、含湿量、比焓以及交换器总交换热量,然后构建一元二次方程求解新风出口温度,进而得到新风出口参数,然后由新风和排风热量平衡关系得到排风出口参数;再计算全热交换器的传热温差和传质湿度差,传热系数和传质系数;最后根据传热传质关系式得到全热交换器所需的面积和通道数,本发明提升了纸芯全热交换器性能,克服了现有方法温度和湿度迭代计算的弊端,设计方法简单高效。



1. 一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法,其特征在于,包括以下步骤:

第一步,先确定六边形平纸板外形尺寸:

六边形纸芯全热交换器,包括六边形平纸板1和塑料框架结构封条2,相邻上下两层六边形平纸板与塑料框架结构封条形成一个流体通道,供室外新风或室内排风使用,通道高度取值范围为2mm~3mm,当通道内流动的流体为新风时称为新风通道,记为“F”,当通道内流动的流体为排风时称为排风通道,记为“D”,n个或(n+1)个新风通道F和(n+1)个或n个排风通道D单叠交替布置,二者以交叉流和逆流组合方式在交换器中进行热湿交换;

六边形纸板1外形尺寸由垂直高度a、直边段长度b和两斜边段之间夹角 β 三个独立尺寸确定,首先根据纸芯全热交换器安装的房屋装饰吊顶高度限制和其处理新风量的大小确定六边形纸板垂直高度a,然后再确定六边形直边段长度b,边形垂直高度a与直边段长度b之比满足 $\in [1.5 \sim 2]$ 条件,最后再确定六边形两斜边段之间夹角 β ,两斜边段之间夹角 β 满足 $\in [80^\circ \sim 90^\circ]$ 条件;

第二步,采用一元二次方程方法确定纸芯全热交换器所需面积F和通道数n:

1) 由新风和排风进口压力、温度和相对湿度确定进口新风和排风水蒸气分压、含湿量和比焓;

1.1) 进口新风的水蒸气分压 p_v^{freshin} , (Pa)

由新风进口温度 $t_{\text{in}}^{\text{fresh}}$,查饱和水蒸气对照表得到对应的饱和水蒸气压 p_s^{freshin} ,乘以相对湿度 $\phi_{\text{in}}^{\text{fresh}}$ 得到 p_v^{freshin} ,

$$p_v^{\text{freshin}} = p_s^{\text{freshin}} \cdot \phi_{\text{in}}^{\text{fresh}};$$

1.2) 进口新风的含湿量 $d_{\text{in}}^{\text{fresh}}$, (g/kg干空气)

$$d_{\text{in}}^{\text{fresh}} = 622 \cdot \frac{p_v^{\text{freshin}}}{p_{\text{total}}^{\text{freshin}} - p_v^{\text{freshin}}}, \text{其中 } P_{\text{total}}^{\text{freshin}} \text{ 为新风进口压力 (Pa);}$$

1.3) 进口新风的比焓 $h_{\text{in}}^{\text{fresh}}$, (kJ/kg干空气)

$$h_{\text{in}}^{\text{fresh}} = C_p^{\text{freshin}} \cdot t_{\text{in}}^{\text{fresh}} + \frac{d_{\text{in}}^{\text{fresh}}}{1000} \cdot (\gamma + 1.86 \cdot t_{\text{in}}^{\text{fresh}}),$$

其中 C_p^{freshin} 为进口新风干空气的定压比热容, (kJ/kg·°C), γ 为水的汽化潜热,取为2501kJ/kg,进口新风温度 $t_{\text{in}}^{\text{fresh}}$ (°C);

1.4) 进口排风的水蒸气分压 $p_v^{\text{dischargein}}$, (Pa)

由排风进口温度 $t_{\text{in}}^{\text{discharge}}$,查饱和水蒸气对照表得到对应的饱和水蒸气压 $p_s^{\text{dischargein}}$ (Pa),乘以相对湿度 $\phi_{\text{in}}^{\text{discharge}}$ 得到 $p_v^{\text{dischargein}}$, $p_v^{\text{dischargein}} = p_s^{\text{dischargein}} \cdot \phi_{\text{in}}^{\text{discharge}}$;

1.5) 进口排风的含湿量 $d_{\text{in}}^{\text{discharge}}$, (g/kg干空气)

$$d_{in}^{discharge} = 622 \cdot \frac{p_v^{dischargein}}{P_{total}^{dischargein} - p_v^{dischargein}}, \text{其中 } P_{total}^{dischargein} \text{ 为排风进口压力 (Pa);}$$

1.6) 进口排风的比焓 $h_{in}^{discharge}$ (kJ/kg干空气)

$$h_{in}^{discharge} = C_p^{dischargein} \cdot t_{in}^{discharge} + \frac{d_{in}^{discharge}}{1000} \cdot (\gamma + 1.86 \cdot t_{in}^{discharge}),$$

其中 $C_p^{dischargein}$ 为进口排风干空气的定压比热容, (kJ/kg · °C), γ 为水的汽化潜热, 取为 2501 kJ/kg;

2) 由已知的流量和纸芯全热交换器效率 η_h 以及由步骤 1) 得到的新风排风进口比焓确定交换器总交换热量 Q (W);

$$Q = 1000 \cdot \eta_h \cdot (h_{in}^{fresh} - h_{in}^{discharge}) \cdot \frac{V \cdot \rho}{3600},$$

其中 V, ρ 分别为纸芯全热交换器处理风量, (m^3/h) 和对应的密度, (kg/m^3);

3) 求解一元二次方程确定新风出口温度;

3.1) 新风出口比焓 h_{out}^{fresh} , (kJ/kg干空气)

$$h_{out}^{fresh} = h_{in}^{fresh} - \eta_h \cdot (h_{in}^{fresh} - h_{in}^{discharge});$$

3.2) 新风出口温度 t_{out}^{fresh} , (°C)

求解下列二次方程式

$$a \cdot (t_{out}^{fresh})^2 + b \cdot t_{out}^{fresh} + c = 0$$

其中:

$$a = \frac{1.86}{1000} \cdot \frac{d_{in}^{fresh} - d_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}},$$

$$b = C_p + \frac{1.86}{1000} \cdot \frac{t_{in}^{fresh} d_{in}^{discharge} - t_{in}^{discharge} d_{in}^{fresh}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} + \frac{2501}{1000} \cdot \frac{d_{in}^{fresh} - d_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}},$$

$$c = \frac{2501}{1000} \times \left(\frac{t_{in}^{fresh} d_{in}^{discharge} - t_{in}^{discharge} d_{in}^{fresh}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} \right) - h_{out}^{fresh},$$

得到方程式的两根, 取处于新风进口温度 t_{in}^{fresh} 和排风进口温度 $t_{in}^{discharge}$ 之间的根作为新风出口温度 t_{out}^{fresh} ;

4) 计算新风出口含湿量、水蒸气分压力和相对湿度;

4.1) 新风出口含湿量 d_{out}^{fresh} , (g/kg干空气)

$$d_{out}^{fresh} = 1000 \times \frac{h_{out}^{fresh} - C_p^{freshout} \cdot t_{out}^{fresh}}{2501 + 1.86 \cdot t_{out}^{fresh}}, \text{其中 } C_p^{freshout} \text{ 为出口新风干空气的定压比热容,}$$

(kJ/kg · °C);

4.2) 新风出口水蒸气分压力 p_v^{freshout} , (Pa)

$$p_v^{\text{freshout}} = \frac{p_{\text{total}}^{\text{freshout}}}{1 + \frac{622}{d_{\text{out}}^{\text{fresh}}}}, \text{ 其中 } p_{\text{total}}^{\text{freshout}} \text{ 为新风出口压力 (Pa);}$$

4.3) 新风出口相对湿度 $\phi_{\text{out}}^{\text{fresh}}$, (%)

$$\phi_{\text{out}}^{\text{fresh}} = \frac{p_v^{\text{freshout}}}{p_s^{\text{freshout}}} \times 100\%,$$

其中 p_s^{freshout} 由新风出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{fresh}}$ 查对应的饱和水蒸气对照表得到, (Pa);

5) 由新风焓降和减湿量分别等于排风焓增和增湿量计算排风出口焓湿量、出口焓、出口温度、水蒸气分压力和相对湿度;

5.1) 排风出口的含湿量 $d_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (g/kg干空气)

$$d_{\text{out}}^{\text{discharge}} = (d_{\text{in}}^{\text{fresh}} - d_{\text{out}}^{\text{fresh}}) + d_{\text{in}}^{\text{discharge}};$$

5.2) 排风出口比焓 $h_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (kJ/kg干空气)

$$h_{\text{out}}^{\text{discharge}} = (h_{\text{in}}^{\text{fresh}} - h_{\text{out}}^{\text{fresh}}) + h_{\text{in}}^{\text{discharge}};$$

5.3) 排风的出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (°C)

$$t_{\text{out}}^{\text{discharge}} = \frac{h_{\text{out}}^{\text{discharge}} - \frac{2501}{1000} \times d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}{C_p^{\text{dischargeout}} + \frac{1.86 \times d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}{1000}}, \text{ 其中 } C_p^{\text{dischargeout}} \text{ 为出口排风干空气的定压比}$$

热容, (kJ/kg · °C);

5.4) 排风出口的水蒸气分压力 $p_v^{\text{dischargeout}}$, (Pa)

$$p_v^{\text{dischargeout}} = \frac{p_{\text{total}}^{\text{dischargeout}}}{1 + \frac{622}{d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}}, \text{ 其中 } p_{\text{total}}^{\text{dischargeout}} \text{ 为排风出口压力 (Pa);}$$

5.5) 排风出口的相对湿度 $\phi_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (%)

$$\phi_{\text{out}}^{\text{discharge}} = \frac{p_v^{\text{dischargeout}}}{p_s^{\text{dischargeout}}} \times 100\%,$$

其中 $p_s^{\text{dischargeout}}$ 由排风出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{discharge}}$ 查对应的饱和水蒸气对照表得到, (Pa);

6) 由新风和排风进出口温度、水蒸气分压计算全热换热器的传热温差 Δt 和传质湿度差 Δd ;

6.1) 新风和排风传热温差 Δt , (°C)

$$\Delta t = \phi \left| t_{\text{in}}^{\text{fresh}} - t_{\text{out}}^{\text{discharge}} \right| = \phi \left| t_{\text{out}}^{\text{fresh}} - t_{\text{in}}^{\text{discharge}} \right|$$

其中 ϕ 为传热温差 Δt 的修正系数, 分以下情况计算: 当纸芯全热交换器平纸板为菱形

或正方形时,新风和排风流动方式为交叉流, ϕ 取为交叉流换热修正系数 ξ ,按照下面方法确定:

首先计算参数 E_A 和 R_A

$$E_A = \frac{t_{out}^{discharge} - t_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}}$$

$$R_A = \frac{t_{in}^{fresh} - t_{out}^{fresh}}{t_{out}^{discharge} - t_{in}^{discharge}}$$

由 E_A 和 R_A 值查交叉流温差修正系数图得到 ξ ;当纸芯全热交换器平纸板为六边形时,由于新风和排风在六边形纸芯全热交换器中进行逆流和交叉流组合流动方式, ϕ 的取值按照下列公式计算:

$$\phi = \frac{(S_{rect} + \xi \cdot 2S_{tri})}{S_{rect} + 2S_{tri}},$$

其中 S_{rect} , S_{tri} 分别是六边形纸板的矩形和三角形的面积,如图3所示;

6.2) 新风和排风传质湿度差 Δd , (g/kg干空气)

$$\Delta d = 622 \times \frac{\Delta p_v}{0.5 \times (p_{total}^{freshin} + p_{total}^{dischargein}) - \Delta p_v},$$

其中 Δp_v 为新风和排风水蒸气分压的对数平均差,由下式得到

$$\Delta p_v = \frac{\left| p_v^{freshin} - p_v^{dischargeout} \right| - \left| p_v^{freshout} - p_v^{dischargein} \right|}{\ln \frac{\left| p_v^{freshin} - p_v^{dischargeout} \right|}{\left| p_v^{freshout} - p_v^{dischargein} \right|}};$$

7) 计算纸芯全热交换器的传热系数 K_t 和传质系数 K_d ;

7.1) 传热系数 K_t , ($W/m^2 \cdot ^\circ C$):

$$K_t = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

其中 α_1 , α_2 分别为新风和排风侧对流换热系数, ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), δ 为全热交换器纤维纸的厚度, λ 为纸的导热系数, ($W/m \cdot ^\circ C$),由于纸的厚度 δ 通常在 $10^{-5}m$ 量级,纸的导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 很小,忽略;另外由于 $\alpha_1 \approx \alpha_2 \approx \alpha$,因此全热交换器的总传热系数 K_t 简化为

$$K_t \approx \frac{\alpha}{2}$$

上式对流换热系数 α 由下式确定

$$\alpha = 1000 \times j \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \cdot \rho \cdot v \cdot C_p$$

其中 Pr , ρ , v , C_p , j 分别为新风侧或排风侧的普朗特数、密度 (kg/m^3)、速度 (m/s)、定压比热容 ($kJ/kg \cdot ^\circ C$) 和 j 因子, j 因子按下式进行确定,

$$\ln j = 0.103109 \times (\ln Re)^2 - 1.91091 \times (\ln Re) + 3.211,$$

其中:

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

式中 v, d, ν 分别为新风侧或排风侧风速 (m/s)、水力直径 (m) 和运动粘度 (m^2/s);

7.2) 传质系数 K_d , (m/s)

类比于上述传热系数 K_t 确定方法, 纸芯全热交换器传质系数 K_d 按下式确定:

$$K_d = \left(\frac{1}{\alpha_{d1}} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{\alpha_{d2}} \right)^{-1},$$

其中 α_{d1}, α_{d2} 分别为纸膜两侧新风和排风的对流传质系数, (m/s), δ 为纸厚度, (m), D 为水蒸气在纸膜内的质扩散系数, (m^2/s), 同样考虑纸的厚度 δ 通常在 $10^{-5}m$ 量级, 忽略水蒸气在纸膜内的扩散阻力 $\frac{\delta}{D}$, 且 $\alpha_{d1} \approx \alpha_{d2} \approx \alpha_d$, 全热交换器的总传质系数 K_d 简化为:

$$K_d \approx \frac{\alpha_d}{2},$$

其中:

$$\alpha_d = \frac{\alpha}{1000 \rho C_p},$$

式中 α, ρ, C_p 分别为新风侧或排风侧对流换热系数 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)、密度 (kg/m^3) 和定压比热容 ($kJ/kg \cdot ^\circ C$);

8) 最终确定全热交换器所需的面积 F (m^2) 和通道数 n ;

8.1) 全热换热器所需换热面积 F , (m^2)

$$F = \frac{Q}{(K_t \cdot \Delta t + K_d \cdot \rho \cdot \gamma \cdot \Delta d)}$$

8.2) 确定全热交换器通道数 n

$$n = \frac{F}{S}$$

其中 S 单层通道的传热面积, 由下式得到

$$S = 2 \times a \cdot b + \frac{a^2}{\tan \frac{\beta}{2}}$$

式中 a, b, β 分别为六边形纸板的垂直高度、直边长度和两个斜边的夹角。

2. 如权利要求1所述的一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法, 其特征在于, 所述的设计方法适用于其它形状 of 纸芯全热交换器。

一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及纸芯全热交换器优化设计技术领域,具体是一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法。

背景技术

[0002] 纸芯全热交换器是一种以特定纤维纸作为传热传质表面实现流体间热湿交换(即全热交换)的设备。在建筑空调暖通领域,利用该设备,室外新鲜的空气夏(冬)季时被室内排出的污浊空气预先冷却和减湿(加热和加湿),以接近于室内空气的温度和湿度进入房间,一方面改善了房间内空气质量,另一方面通过回收房间内排出空气的能量处理新风,有效地降低了建筑空调暖通系统用能耗,因此,纸芯全热交换器被认为是解决建筑领域改善空气质量和降低能耗这对矛盾的理想设备,具有广阔的发展前景。

[0003] 目前最常用的纸芯全热交换器为六边形平纸板塑料框架结构,由六边形平纸板交替堆叠成长方体形状,冷热流体采用逆流和交叉流组合方式。对于这种纸芯全热交换器,六边形纸板的外形尺寸对交换器性能有很大影响。若纸板的直边段长度过短,则冷热流体在交换器中逆流流动比例过小,导致冷热流体不能进行充分传热传质,造成交换器效率大大降低,而若直边段长度过长,为了满足新风和排风风机和通道布置的要求,则会使交换器尺寸整体增大,造成生产成本提高,经济性下降。另外六边形两斜边段之间的夹角对交换器局部阻力的影响较大,夹角越小,交换器阻力越小,但效率也会降低,反之亦然,在设计这一角度时,应兼顾对流动阻力影响,在提高交换器效率的同时不应使阻力增加过大。因此合理的六边形纸板外形尺寸对提升交换器的性能至关重要,然而目前文献中均未给出如何优化设计纸芯全热交换器六边形纸板外形尺寸以及它们最佳取值。

[0004] 另外与一般间壁式换热器不同的是,在设计纸芯全热交换器时,由于冷热流体在纸板两侧同时进行着传热传质的热湿交换,因此纸芯全热交换器的热量传递方程不再仅是温度的单变量函数,而是温度和湿度的双变量函数,并且热量传递方程也不仅和传热系数有关,而且和传质系数有关,加上冷热流体焓值也是温度和湿度的双变量函数,因此在设计纸芯全热交换器过程中,往往需要对冷热流体出口温度和湿度四个变量进行多次反复迭代计算,造成设计过程繁琐效率低,而且计算结果易发散。目前公开文献中也未见解决该问题的有效方法。

发明内容

[0005] 为了克服上述现有技术的缺点,本发明的目的在于提供一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法,提升纸芯全热交换器效率和阻力性能,简化设计过程、提高设计效率。

[0006] 为达到上述目的,本发明采用的技术方案为:

[0007] 一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法,包括以下步骤:

[0008] 第一步,先确定六边形平纸板外形尺寸:

[0009] 六边形纸芯全热交换器,包括六边形平纸板1和塑料框架结构封条2,相邻上下两层六边形平纸板1与塑料框架结构封条2形成一个流体通道,供室外新风或室内排风使用,通道高度取值范围为2mm~3mm,当通道内流动的流体为新风时称为新风通道,记为“F”,当通道内流动的流体为排风时称为排风通道,记为“D”,n个或(n+1)个新风通道F和(n+1)个或n个排风通道D单叠交替布置,二者以交叉流和逆流组合方式在交换器中进行热湿交换;

[0010] 六边形纸板1外形尺寸由垂直高度a、直边段长度b和两斜边段之间夹角 β 三个独立尺寸确定,首先根据纸芯全热交换器安装的房屋装饰吊顶高度限制和其处理新风量的大小确定六边形纸板垂直高度a,然后再确定六边形直边段长度b,边形垂直高度a与直边段长度b之比满足 $\in [1.5 \sim 2]$ 条件,最后确定六边形两斜边段之间夹角 β ,两斜边段之间夹角 β 满足 $\in [80^\circ \sim 90^\circ]$ 条件;

[0011] 第二步,采用一元二次方程方法确定纸芯全热交换器所需面积F和通道数n:

[0012] 1) 由新风和排风进口压力、温度和相对湿度确定进口新风和排风水蒸气分压、含湿量和比焓;

[0013] 1.1) 进口新风的水蒸气分压 p_v^{freshin} , (Pa)

[0014] 由新风进口温度 $t_{\text{in}}^{\text{fresh}}$, 查饱和水蒸气对照表得到对应的饱和水蒸气压 p_s^{freshin} , 乘以相对湿度 $\phi_{\text{in}}^{\text{fresh}}$ 得到 p_v^{freshin} ,

[0015] $p_v^{\text{freshin}} = p_s^{\text{freshin}} \cdot \phi_{\text{in}}^{\text{fresh}}$;

[0016] 1.2) 进口新风的含湿量 $d_{\text{in}}^{\text{fresh}}$, (g/kg干空气)

[0017] $d_{\text{in}}^{\text{fresh}} = 622 \cdot \frac{p_v^{\text{freshin}}}{p_{\text{total}}^{\text{freshin}} - p_v^{\text{freshin}}}$, 其中 $p_{\text{total}}^{\text{freshin}}$ 为新风进口压力 (Pa);

[0018] 1.3) 进口新风的比焓 $h_{\text{in}}^{\text{fresh}}$, (kJ/kg干空气)

[0019] $h_{\text{in}}^{\text{fresh}} = C_p^{\text{freshin}} \cdot t_{\text{in}}^{\text{fresh}} + \frac{d_{\text{in}}^{\text{fresh}}}{1000} \cdot (\gamma + 1.86 \cdot t_{\text{in}}^{\text{fresh}})$,

[0020] 其中 C_p^{freshin} 为进口新风干空气的定压比热容, (kJ/kg·°C), γ 为水的汽化潜热, 取为2501kJ/kg, 进口新风温度 $t_{\text{in}}^{\text{fresh}}$ (°C);

[0021] 1.4) 进口排风的水蒸气分压 $p_v^{\text{dischargein}}$, (Pa)

[0022] 由排风进口温度 $t_{\text{in}}^{\text{discharge}}$, 查饱和水蒸气对照表得到对应的饱和水

[0023] 蒸气压 $p_s^{\text{dischargein}}$ (Pa), 乘以相对湿度 $\phi_{\text{in}}^{\text{discharge}}$ 得到 $p_v^{\text{dischargein}}$,

[0024] $p_v^{\text{dischargein}} = p_s^{\text{dischargein}} \cdot \phi_{\text{in}}^{\text{discharge}}$;

[0025] 1.5) 进口排风的含湿量 $d_{\text{in}}^{\text{discharge}}$, (g/kg干空气)

[0026] $d_{\text{in}}^{\text{discharge}} = 622 \cdot \frac{p_v^{\text{dischargein}}}{p_{\text{total}}^{\text{dischargein}} - p_v^{\text{dischargein}}}$, 其中 $p_{\text{total}}^{\text{dischargein}}$ 为排风进口压力 (Pa);

[0027] 1.6) 进口排风的比焓 $h_{\text{in}}^{\text{discharge}}$ (kJ/kg干空气)

$$[0028] \quad h_{in}^{discharge} = C_p^{dischargein} \cdot t_{in}^{discharge} + \frac{d_{in}^{discharge}}{1000} \cdot (\gamma + 1.86 \cdot t_{in}^{discharge}),$$

[0029] 其中 $C_p^{dischargein}$ 为进口排风干空气的定压比热容, (kJ/kg · °C), γ 为水的汽化潜热, 取为2501kJ/kg;

[0030] 2) 由已知的流量和纸芯全热交换器效率 η_h 以及由步骤1) 得到的新风排风进口比焓确定交换器总交换热量 Q (W);

$$[0031] \quad Q = 1000 \cdot \eta_h \cdot (h_{in}^{fresh} - h_{in}^{discharge}) \cdot \frac{V \cdot \rho}{3600},$$

[0032] 其中 V, ρ 分别为纸芯全热交换器处理风量, (m³/h) 和对应的密度, (kg/m³);

[0033] 3) 求解一元二次方程确定新风出口温度;

[0034] 3.1) 新风出口比焓 h_{out}^{fresh} , (kJ/kg干空气)

$$[0035] \quad h_{out}^{fresh} = h_{in}^{fresh} - \eta_h \cdot (h_{in}^{fresh} - h_{in}^{discharge});$$

[0036] 3.2) 新风出口温度 t_{out}^{fresh} , (°C)

[0037] 求解下列二次方程式

$$[0038] \quad a \cdot (t_{out}^{fresh})^2 + b \cdot t_{out}^{fresh} + c = 0$$

[0039] 其中:

$$[0040] \quad a = \frac{1.86}{1000} \cdot \frac{d_{in}^{fresh} - d_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}},$$

$$[0041] \quad b = C_p + \frac{1.86}{1000} \cdot \frac{t_{in}^{fresh} d_{in}^{discharge} - t_{in}^{discharge} d_{in}^{fresh}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} + \frac{2501}{1000} \cdot \frac{d_{in}^{fresh} - d_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}},$$

$$[0042] \quad c = \frac{2501}{1000} \times \left(\frac{t_{in}^{fresh} d_{in}^{discharge} - t_{in}^{discharge} d_{in}^{fresh}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} \right) - h_{out}^{fresh},$$

[0043] 得到方程式的两根, 取处于新风进口温度 t_{in}^{fresh} 和排风进口温度 $t_{in}^{discharge}$ 之间的根作为新风出口温度 t_{out}^{fresh} ;

[0044] 4) 计算新风出口含湿量、水蒸气分压力和相对湿度;

[0045] 4.1) 新风出口含湿量 d_{out}^{fresh} , (g/kg干空气)

$$[0046] \quad d_{out}^{fresh} = 1000 \times \frac{h_{out}^{fresh} - C_p^{freshout} \cdot t_{out}^{fresh}}{2501 + 1.86 \cdot t_{out}^{fresh}},$$

[0047] 其中 $C_p^{freshout}$ 为出口新风干空气的定压比热容, (kJ/kg · °C);

[0048] 4.2) 新风出口水蒸气分压力 $p_v^{freshout}$, (Pa)

[0049]
$$p_v^{\text{freshout}} = \frac{p_{\text{total}}^{\text{freshout}}}{1 + \frac{622}{d_{\text{out}}^{\text{fresh}}}}, \text{ 其中 } p_{\text{total}}^{\text{freshout}} \text{ 为新风出口压力 (Pa);}$$

[0050] 4.3) 新风出口相对湿度 $\phi_{\text{out}}^{\text{fresh}}$, (%)

[0051]
$$\phi_{\text{out}}^{\text{fresh}} = \frac{p_v^{\text{freshout}}}{p_s^{\text{freshout}}} \times 100\%,$$

[0052] 其中 p_s^{freshout} 由新风出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{fresh}}$ 查对应的饱和水蒸气对照表得到, (Pa);

[0053] 5) 由新风焓降和减湿量分别等于排风焓增和增湿量计算排风出口焓湿量、出口焓、出口温度、水蒸气分压力和相对湿度;

[0054] 5.1) 排风出口的含湿量 $d_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (g/kg干空气)

[0055]
$$d_{\text{out}}^{\text{discharge}} = (d_{\text{in}}^{\text{fresh}} - d_{\text{out}}^{\text{fresh}}) + d_{\text{in}}^{\text{discharge}};$$

[0056] 5.2) 排风出口比焓 $h_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (kJ/kg干空气)

[0057]
$$h_{\text{out}}^{\text{discharge}} = (h_{\text{in}}^{\text{fresh}} - h_{\text{out}}^{\text{fresh}}) + h_{\text{in}}^{\text{discharge}};$$

[0058] 5.3) 排风的出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (°C)

[0059]
$$t_{\text{out}}^{\text{discharge}} = \frac{h_{\text{out}}^{\text{discharge}} - \frac{2501}{1000} \times d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}{C_p^{\text{dischargeout}} + \frac{1.86 \times d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}{1000}},$$

[0060] 其中 $C_p^{\text{dischargeout}}$ 为出口排风干空气的定压比热容, (kJ/kg · °C);

[0061] 5.4) 排风出口的水蒸气分压力 $p_v^{\text{dischargeout}}$, (Pa)

[0062]
$$p_v^{\text{dischargeout}} = \frac{p_{\text{total}}^{\text{dischargeout}}}{1 + \frac{622}{d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}}, \text{ 其中 } p_{\text{total}}^{\text{dischargeout}} \text{ 为排风出口压力 (Pa);}$$

[0063] 5.5) 排风出口的相对湿度 $\phi_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (%)

[0064]
$$\phi_{\text{out}}^{\text{discharge}} = \frac{p_v^{\text{dischargeout}}}{p_s^{\text{dischargeout}}} \times 100\%,$$

[0065] 其中 $p_s^{\text{dischargeout}}$ 由排风出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{discharge}}$ 查对应的饱和水蒸气对照表得到, (Pa);

[0066] 6) 由新风和排风进出口温度、水蒸气分压计算全热换热器的传热温差 Δt 和传质湿度差 Δd ;

[0067] 6.1) 新风和排风传热温差 Δt , (°C)

[0068]
$$\Delta t = \phi |t_{\text{in}}^{\text{fresh}} - t_{\text{out}}^{\text{discharge}}| = \phi |t_{\text{out}}^{\text{fresh}} - t_{\text{in}}^{\text{discharge}}|$$

[0069] 其中 ϕ 为传热温差 Δt 的修正系数, 分以下情况计算: 当纸芯全热交换器平纸板为菱形或正方形时, 新风和排风流动方式为交叉流, ϕ 取为交叉流换热修正系数 ξ , 按照下面

方法确定:

[0070] 首先计算参数 E_A 和 R_A

$$[0071] \quad E_A = \frac{t_{out}^{discharge} - t_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}}$$

$$[0072] \quad R_A = \frac{t_{in}^{fresh} - t_{out}^{fresh}}{t_{out}^{discharge} - t_{in}^{discharge}}$$

[0073] 由 E_A 和 R_A 值查交叉流温差修正系数图得到 ξ ;当纸芯全热交换器平纸板为六边形时,由于新风和排风在六边形纸芯全热交换器中进行逆流和交叉流组合流动方式, ϕ 的取值按照下列公式计算:

$$[0074] \quad \phi = \frac{(S_{rect} + \xi \cdot 2S_{tri})}{S_{rect} + 2S_{tri}},$$

[0075] 其中 S_{rect} , S_{tri} 分别是六边形纸板的矩形和三角形的面积,如图3所示;

[0076] 6.2) 新风和排风传质湿度差 Δd , (g/kg干空气)

$$[0077] \quad \Delta d = 622 \times \frac{\Delta p_v}{0.5 \times (p_{total}^{freshin} + p_{total}^{dischargein}) - \Delta p_v},$$

[0078] 其中 Δp_v 为新风和排风水蒸气分压的对数平均差,由下式得到

$$[0079] \quad \Delta p_v = \frac{\left| p_v^{freshin} - p_v^{dischargeout} \right| - \left| p_v^{freshout} - p_v^{dischargein} \right|}{\ln \frac{\left| p_v^{freshin} - p_v^{dischargeout} \right|}{\left| p_v^{freshout} - p_v^{dischargein} \right|}};$$

[0080] 7) 计算纸芯全热交换器的传热系数 K_t 和传质系数 K_d ;

[0081] 7.1) 传热系数 K_t , ($W/m^2 \cdot ^\circ C$):

$$[0082] \quad K_t = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

[0083] 其中 α_1 , α_2 分别为新风和排风侧对流换热系数, ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), δ 为全热交换器纤维纸的厚度, λ 为纸的导热系数, ($W/m \cdot ^\circ C$),由于纸的厚度 δ 通常在 $10^{-5}m$ 量级,纸的导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 很小,忽略;另外由于 $\alpha_1 \approx \alpha_2 \approx \alpha$,因此全热交换器的总传热系数 K_t 简化为

$$[0084] \quad K_t \approx \frac{\alpha}{2}$$

[0085] 上式对流换热系数 α 由下式确定

$$[0086] \quad \alpha = 1000 \times j \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \cdot \rho \cdot v \cdot C_p$$

[0087] 其中 Pr , ρ , v , C_p , j 分别为新风侧或排风侧的普朗特数、密度(kg/m^3)、速度(m/s)、定压比热容($kJ/kg \cdot ^\circ C$)和 j 因子, j 因子按下式进行确定,

$$[0088] \quad \ln j = 0.103109 \times (\ln Re)^2 - 1.91091 \times (\ln Re) + 3.211,$$

[0089] 其中:

[0090] $Re = \frac{vd}{\nu},$

[0091] 式中 v, d, ν 分别为新风侧或排风侧风速 (m/s)、水力直径 (m) 和运动粘度 (m^2/s) ;

[0092] 7.2) 传质系数 K_d , (m/s)

[0093] 类比于上述传热系数 K_t 确定方法,纸芯全热交换器传质系数 K_d 按下式确定:

[0094] $K_d = \left(\frac{1}{\alpha_{d1}} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{\alpha_{d2}} \right)^{-1},$

[0095] 其中 α_{d1}, α_{d2} 分别为纸膜两侧新风和排风的对流传质系数, (m/s), δ 为纸厚度, (m), D 为水蒸气在纸膜内的质扩散系数, (m^2/s), 同样考虑纸的厚度 δ 通常在 $10^{-5}m$ 量级,忽略水蒸气在纸膜内的扩散阻力 $\frac{\delta}{D}$, 且 $\alpha_{d1} \approx \alpha_{d2} \approx \alpha_d$, 全热交换器的总传质系数 K_d 简化为:

[0096] $K_d \approx \frac{\alpha_d}{2},$

[0097] 其中:

[0098] $\alpha_d = \frac{\alpha}{1000\rho C_p},$

[0099] 式中 α, ρ, C_p 分别为新风侧或排风侧对流换热系数 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)、密度 (kg/m^3) 和定压比热容 ($kJ/kg \cdot ^\circ C$) ;

[0100] 8) 最终确定全热交换器所需的面积 F (m^2) 和通道数 n ;

[0101] 8.1) 全热换热器所需换热面积 F , (m^2)

[0102] $F = \frac{Q}{(K_t \bullet \Delta t + K_d \bullet \rho \bullet \gamma \bullet \Delta d)}$

[0103] 8.2) 确定全热交换器通道数 n

[0104] $n = \frac{F}{S}$

[0105] 其中 S 单层通道的传热面积,由下式得到

[0106] $S = 2 \times a \bullet b + \frac{a^2}{\tan \frac{\beta}{2}}$

[0107] 式中 a, b, β 分别为六边形纸板的垂直高度、直边长度和两个斜边的夹角。

[0108] 所述的建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法同样适用于其它形状纸芯全热交换器。

[0109] 本发明的有益效果为:

[0110] 与现有的纸芯全热交换器优化设计方法相比,本发明的一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法具有设计效率高、质量好、适用性强的优点,具体表现在以下两个方面:

[0111] 1、在结构设计上,它一方面继承了现有技术的精华,采用了目前最先进的纸芯全热交换器的结构形式—六边形平纸板塑料框架结构,结构简单坚固耐用,另一方面弥补了

现有结构尺寸设计的不足,给出了纸芯全热交换器六边形纸板尺寸的最佳取值范围和设计方法,从而在结构设计上为交换器达到设计性能要求提供了有力的保障。

[0112] 2、在设计方法实现上,它采用一种新的一元二次方程方法设计纸芯全热交换器面积和通道数,避免了现有方法温度和湿度反复迭代计算的弊端,简化了设计过程,提高了设计效率,同时该方法适用性强,不仅适用于六边形纸芯全热交换器,也同样适用于其它形状的纸芯全热交换器。

[0113] 总之,本发明从结构尺寸优化和设计方法实现上,使其具有设计效率高、质量好、适用性强的优点。

附图说明

[0114] 图1为本发明的纸芯全热交换器结构示意图和六边形纸板外形尺寸取值范围。

[0115] 图2为本发明的一元二次方程方法确定纸芯全热交换器面积和通道数流程框图。

[0116] 图3为本发明的纸芯全热交换器六边形纸板矩形和三角形面积示意图。

具体实施方式

[0117] 下面结合附图和实施例对本发明进行进一步说明。

[0118] 本实施例已知室外新风进口参数:压力 $P_{total}^{freshin}=102200$ (Pa)、温度 $t_{in}^{fresh}=32$ (°C)、相对湿度 $\phi_{in}^{fresh}=70\%$;室内排风进口参数:压力 $P_{total}^{dischargein}=101600$ (Pa),温度 $t_{in}^{discharge}=26$ (°C)、相对湿度 $\phi_{in}^{discharge}=50\%$,室外新风和室内排风体积流量 $V^{fresh}=V^{discharge}=V=1500$ (m³/h),热湿全热交换效率为 $\eta_h=0.7$,优化设计纸芯全热交换器,计算交换器所需的面积 F (m²) 和新风和排风的通道层数 n 。

[0119] 一种建筑空调暖通用六边形纸芯全热交换器优化设计方法,包括如下步骤:

[0120] 第一步,先确定六边形平纸板外形尺寸:

[0121] 参照图1,六边形纸芯全热交换器,包括六边形平纸板1和塑料框架结构封条2,相邻上下两层六边形平纸板1与塑料框架结构封条2形成一个流体通道,供室外新风或室内排风使用,通道高度取值范围为2mm~3mm,本实施例取为3mm,当通道内流动的流体为新风时称为新风通道,记为“F”,当通道内流动的流体为排风时称为排风通道,记为“D”, n 个或 $(n+1)$ 个新风通道F和 $(n+1)$ 个或 n 个排风通道D单叠交替布置,二者以交叉流和逆流组合方式在交换器中进行热湿交换;

[0122] 六边形纸板1外形尺寸由垂直高度 a 、直边段长度 b 和两斜边段之间夹角 β 三个独立尺寸确定,首先根据纸芯全热交换器安装的房屋装饰吊顶高度限制和其处理新风量的大小确定六边形纸板垂直高度 a 取为400mm,然后再确定六边形直边段长度 b ,垂直高度 a 与六边形直边段长度 b 的比值取为1.8,满足 $\in [1.5\sim 2]$ 条件, b 等于220mm,最后再确定六边形两斜边段之间夹角 β ,两斜边段之间夹角 β 取为80°,满足 $\in [80^\circ\sim 90^\circ]$ 条件;

[0123] 第二步,参照图2,采用一元二次方程方法确定纸芯全热交换器所需面积和通道数:该方法避免了过去方法温度和湿度迭代计算的弊端,同时不仅仅适用于六边形纸芯全热交换器,凡是用于室外新风和室内排风热湿交换的纸芯全热交换器均可使用,具有设计效率高、质量好、适用性强的优点;

[0124] 1) 由新风和排风进口压力、温度和相对湿度计算进口新风和排风的含湿量、水蒸

气分压和比焓；

[0125] 1.1) 由已知条件新风进口温度 $t_{in}^{fresh}=32^{\circ}\text{C}$ ，查饱和水蒸气对照表得到对应的饱和水蒸气压 $p_s^{freshin}=4757.8\text{ Pa}$ ，乘以相对湿度 $\phi_{in}^{freshin}=70\%$ 得到进口新风的水蒸气分压 $p_v^{freshin}$ ，(Pa)

$$[0126] \quad p_v^{freshin} = p_s^{freshin} \cdot \phi_{in}^{fresh} = 4757.8 \times 70\% = 3330.46\text{ Pa} ;$$

[0127] 1.2) 进口新风的含湿量 d_{in}^{fresh} ，(g/kg干空气)

$$[0128] \quad d_{in}^{fresh} = 622 \cdot \frac{p_v^{freshin}}{p_{total}^{freshin} - p_v^{freshin}} = 622 \times \frac{3330.46}{102200 - 3330.46} = 20.95\text{ g/kg干空气} ;$$

[0129] 1.3) 进口新风的比焓 h_{in}^{fresh} ，(kJ/kg干空气)

$$[0130] \quad h_{in}^{fresh} = C_p^{freshin} \cdot t_{in}^{fresh} + \frac{d_{in}^{fresh}}{1000} \cdot (\gamma + 1.86 \cdot t_{in}^{fresh})$$

$$= 1.0067 \times 32 + \frac{20.95}{1000} \times (2501 + 1.86 \times 32) = 85.86 \quad (\text{kJ/kg干空气})$$

[0131] 其中进口新风干空气的定压比热容 $C_p^{freshin}$ 和水的汽化潜热 γ 分别取为 $1.0067\text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 和 2501 kJ/kg ；

[0132] 1.4) 由已知条件排风进口温度 $t_{in}^{discharge}=26^{\circ}\text{C}$ ，查饱和水蒸气对照表得到对应的饱和水蒸气压 $p_s^{dischargein}=3362.9\text{ Pa}$ ，乘以相对湿度

[0133] $\phi_{in}^{discharge}=50\%$ ，得到排风进口的水蒸气分压 $p_v^{dischargein}$ ，(Pa)

$$[0134] \quad p_v^{dischargein} = p_s^{dischargein} \cdot \phi_{in}^{discharge} = 3362.9 \times 50\% = 1681.45\text{ Pa} ;$$

[0135] 1.5) 进口排风的含湿量 $d_{in}^{discharge}$ ，(g/kg干空气)

$$[0136] \quad d_{in}^{discharge} = 622 \cdot \frac{p_v^{dischargein}}{p_{total}^{dischargein} - p_v^{dischargein}} = 622 \times \frac{1681.45}{101600 - 1681.45} = 10.46$$

[0137] g/kg干空气；

[0138] 1.6) 确定进口排风的比焓 $h_{in}^{discharge}$ (kJ/kg干空气)

$$[0139] \quad h_{in}^{discharge} = C_p^{dischargein} \cdot t_{in}^{discharge} + \frac{d_{in}^{discharge}}{1000} \cdot (\gamma + 1.86 \cdot t_{in}^{discharge})$$

$$= 1.0067 \times 26 + \frac{10.47}{1000} \times (2501 + 1.86 \times 26) \quad \text{kJ/kg干空气, 其}$$

$$= 52.86$$

中进口排风干空气的定压比热容 $C_p^{dischargein}$ 和水的汽化潜热 γ 分别取为 $1.0067\text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 和 2501 kJ/kg ；

[0140] 2) 由步骤1) 得到的新风和排风的进口比焓、体积流量和设计要求达到的热湿交换全热效率计算全热交换器的总交换热量 $Q(\text{W})$ ；

$$[0141] \quad Q = 1000 \cdot \eta_h \cdot (h_{in}^{fresh} - h_{in}^{discharge}) \cdot \frac{V \cdot \rho}{3600} = 1000 \times 0.7 \times (85.86 - 52.86) \times \frac{1500 \times 1.168}{3600} \\ = 11243.54 \text{ W}$$

[0142] ,其中密度 ρ 在该全热交换器工作压力和温度下取为 1.168kg/m^3 ;

[0143] 3) 求解一元二次方程确定新风出口温度;

[0144] 3.1) 新风出口比焓 h_{out}^{fresh} , (kJ/kg干空气)

$$[0145] \quad h_{out}^{fresh} = h_{in}^{fresh} - \eta_h \cdot (h_{in}^{fresh} - h_{in}^{discharge}) = 85.86 - 0.7 \times (85.86 - 52.86) = 62.76$$

[0146] kJ/kg干空气;

[0147] 3.2) 新风出口温度 t_{out}^{fresh} , (°C)

[0148] 求解下列二次方程式

$$[0149] \quad a \cdot (t_{out}^{fresh})^2 + b \cdot t_{out}^{fresh} + c = 0,$$

[0150] 其中:

$$[0151] \quad a = \frac{1.86}{1000} \cdot \frac{d_{in}^{fresh} - d_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} = \frac{1.86}{1000} \times \frac{20.95 - 10.47}{32 - 26} = 0.0032504$$

$$[0152] \quad b = C_p + \frac{1.86}{1000} \cdot \frac{t_{in}^{fresh} d_{in}^{discharge} - t_{in}^{discharge} d_{in}^{fresh}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} + \frac{2501}{1000} \cdot \frac{d_{in}^{fresh} - d_{in}^{discharge}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} \\ = 1.0067 + \frac{1.86}{1000} \times \frac{32 \times 10.47 - 26 \times 20.95}{32 - 26} + \frac{2501}{1000} \times \frac{20.95 - 10.47}{32 - 26} \\ = 5.31222854$$

$$[0153] \quad c = \frac{2501}{1000} \cdot \left(\frac{t_{in}^{fresh} d_{in}^{discharge} - t_{in}^{discharge} d_{in}^{fresh}}{t_{in}^{fresh} - t_{in}^{discharge}} \right) - h_{out}^{fresh} \\ = \frac{2501}{1000} \times \left(\frac{32 \times 10.47 - 26 \times 20.95}{32 - 26} \right) - 62.76 \\ = -150.21657$$

[0154] 得到方程式的两根,

$$[0155] \quad x_1 = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{-5.31222854 - \sqrt{5.31222854^2 - 4 \times 0.0032504 \times (-150.21657)}}{2 \times 0.0032504} \\ = 27.8$$

$$[0156] \quad x_2 = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{-5.31222854 + \sqrt{5.31222854^2 - 4 \times 0.0032504 \times (-150.21657)}}{2 \times 0.0032504} \\ = -817.1$$

[0157] 取处于新风进口温度 $t_{in}^{fresh} = 32^\circ\text{C}$ 和排风进口温度 $t_{in}^{discharge} = 26^\circ\text{C}$ 之间的根 x_1 作为新风出口温度 $t_{out}^{fresh} = x_1 = 27.8^\circ\text{C}$;

[0158] 4) 确定新风出口含湿量、水蒸气分压力和相对湿度;

[0159] 4.1) 新风出口含湿量 d_{out}^{fresh} , (g/kg干空气)

$$[0160] \quad d_{\text{out}}^{\text{fresh}} = 1000 \times \frac{h_{\text{out}}^{\text{fresh}} - C_p^{\text{freshout}} \cdot t_{\text{out}}^{\text{fresh}}}{2501 + 1.86 \cdot t_{\text{out}}^{\text{fresh}}} = 1000 \times \frac{62.76 - 1.0067 \times 27.8}{2501 + 1.86 \times 27.8} = 13.62$$

[0161] g/kg干空气,其中出口新风干空气的定压比热容 C_p^{freshout} 取为1.0067kJ/kg·℃;

[0162] 4.2) 新风出口水蒸气分压力 p_v^{freshout} , (Pa)

$$[0163] \quad p_v^{\text{freshout}} = \frac{p_{\text{total}}^{\text{freshout}}}{1 + \frac{622}{d_{\text{out}}^{\text{fresh}}}} = \frac{102200}{1 + \frac{622}{13.62}} = 2190.01 \text{ Pa};$$

[0164] 4.3) 新风出口相对湿度 $\varphi_{\text{out}}^{\text{fresh}}$, (%)

$$[0165] \quad \varphi_{\text{out}}^{\text{fresh}} = \frac{p_v^{\text{freshout}}}{p_s^{\text{freshout}}} \times 100\% = \frac{2190.01}{3739.80} \times 100\% = 58.56\%,$$

[0166] 其中 p_s^{freshout} 由新风出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{fresh}} = 27.8^\circ\text{C}$ 查27℃和28℃对应的饱和水蒸气对照表插值得到, (Pa);

[0167] 5) 由新风焓降和减湿量分别等于排风焓增和增湿量计算排风出口焓湿量、出口焓、出口温度、水蒸气分压力和相对湿度;

[0168] 5.1) 排风出口的含湿量 $d_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (g/kg干空气)

$$[0169] \quad d_{\text{out}}^{\text{discharge}} = (d_{\text{in}}^{\text{fresh}} - d_{\text{out}}^{\text{fresh}}) + d_{\text{in}}^{\text{discharge}} = (20.95 - 13.62) + 10.46 = 17.79 \text{ g/kg干空气},$$

[0170] 5.2) 排风出口比焓 $h_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (kJ/kg干空气)

$$[0171] \quad h_{\text{out}}^{\text{discharge}} = (h_{\text{in}}^{\text{fresh}} - h_{\text{out}}^{\text{fresh}}) + h_{\text{in}}^{\text{discharge}} = (85.86 - 62.76) + 52.86 = 75.96 \text{ kJ/kg干空气};$$

[0172] 5.3) 排风的出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (℃)

$$[0173] \quad t_{\text{out}}^{\text{discharge}} = \frac{h_{\text{out}}^{\text{discharge}} - \frac{2501}{1000} \times d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}{C_p^{\text{dischargeout}} + \frac{1.86 \times d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}{1000}} = \frac{62.76 - \frac{2501}{1000} \times 13.62}{1.0067 + \frac{1.86 \times 13.62}{1000}} = 30.24$$

[0174] ℃,,其中出口排风干空气的定压比热容 $C_p^{\text{dischargeout}}$ 取为1.0067kJ/kg·℃;;

[0175] 5.4) 排风出口的水蒸气分压力 $p_v^{\text{dischargeout}}$, (Pa)

$$[0176] \quad p_v^{\text{dischargeout}} = \frac{p_{\text{total}}^{\text{dischargeout}}}{1 + \frac{622}{d_{\text{out}}^{\text{discharge}}}} = \frac{101600}{1 + \frac{622}{17.79}} = 2826.47 \text{ Pa};$$

[0177] 5.5) 排风出口的相对湿度 $\varphi_{\text{out}}^{\text{discharge}}$, (%)

$$[0178] \quad \varphi_{\text{out}}^{\text{discharge}} = \frac{p_v^{\text{dischargeout}}}{p_s^{\text{dischargeout}}} \times 100\% = \frac{2826.47}{4306.16} \times 100\% = 65.64\%,$$

[0179] 其中 $p_s^{\text{dischargeout}}$ 由排风出口温度 $t_{\text{out}}^{\text{discharge}} = 30.24^\circ\text{C}$ 查 30°C 和 31°C 对应的饱和水蒸气对照表插值得到, (Pa);

[0180] 6) 由新风和排风进出口温度、水蒸气分压计算全热交换器的传热温差 Δt 和传质湿度差 Δd ;

[0181] 6.1) 新风和排风传热温差 Δt , ($^\circ\text{C}$)

$$[0182] \quad \Delta t = \phi |t_{\text{in}}^{\text{fresh}} - t_{\text{out}}^{\text{discharge}}| = 0.84 \times |32 - 30.24| = 1.48^\circ\text{C}$$

[0183] 其中 ϕ 为传热温差 Δt 的修正系数, 由于新风和排风在六边形纸芯全热交换器中进行逆流和交叉流组合流动方式, ϕ 的取值按照下列公式计算:

$$[0184] \quad \phi = \frac{(S_{\text{rect}} + \xi \cdot 2S_{\text{tri}})}{S_{\text{rect}} + 2S_{\text{tri}}} = \frac{(0.0253 + 0.72 \times 2 \times 0.0155)}{0.0253 + 2 \times 0.0155} = 0.84$$

[0185] 其中 S_{rect} , S_{tri} 分别是六边形纸板的矩形和三角形的面积, ξ 为交叉流温差修正系数, 按照下面方法确定:

[0186] 计算参数 E_A 和 R_A

$$[0187] \quad E_A = \frac{t_{\text{out}}^{\text{discharge}} - t_{\text{in}}^{\text{discharge}}}{t_{\text{in}}^{\text{fresh}} - t_{\text{in}}^{\text{discharge}}} = \frac{27.8 - 26}{32 - 30.24} = 0.707$$

$$[0188] \quad R_A = \frac{t_{\text{in}}^{\text{fresh}} - t_{\text{out}}^{\text{fresh}}}{t_{\text{out}}^{\text{discharge}} - t_{\text{in}}^{\text{discharge}}} = \frac{32 - 27.8}{30.24 - 26} = 0.988$$

[0189] 然后由 E_A 和 R_A 参数值查交叉流温差修正系数图得到 $\xi = 0.72$;

[0190] 6.2) 新风和排风传质湿度差 Δd , (g/kg 干空气)

$$[0191] \quad \begin{aligned} \Delta d &= 622 \times \frac{\Delta p_v}{0.5 \times (p_{\text{total}}^{\text{freshin}} + p_{\text{total}}^{\text{dischargein}}) - \Delta p_v} \\ &= 622 \times \frac{506.27}{0.5 \times (102200 + 101600) - 506.27} \quad \text{g/kg 干空气} \\ &= 3.096 \end{aligned}$$

[0192] 其中 Δp_v 为新风和排风水蒸气分压的对数平均差, 由下式计算得到

$$[0193] \quad \begin{aligned} \Delta p_v &= \frac{|p_v^{\text{freshin}} - p_v^{\text{dischargeout}}| - |p_v^{\text{freshout}} - p_v^{\text{dischargein}}|}{\ln \frac{|p_v^{\text{freshin}} - p_v^{\text{dischargeout}}|}{|p_v^{\text{freshout}} - p_v^{\text{dischargein}}|}} \\ &= \frac{|3330.46 - 2826.47| - |2190.01 - 1681.45|}{\ln \frac{|3330.46 - 2826.47|}{|2190.01 - 1681.45|}} \\ &= 506.27 \text{ Pa} \end{aligned}$$

[0194] 7) 确定全热交换器的传热系数 K_t 和传质系数 K_d ;

[0195] 7.1) 传热系数 K_t , ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), 按照下式计算:

$$[0196] \quad K_t = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

[0197] 其中 α_1, α_2 分别为新风和排风侧对流换热系数, ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), δ 为全热交换器纤维纸的厚度, λ 为纸的导热系数, ($\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)。由于纸的厚度 δ 通常在 10^{-5}m 量级, 纸的导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 很小, 可以忽略; 另外由于 $\alpha_1 \approx \alpha_2 \approx \alpha$, 因此全热交换器的总传热系数 K_t 可以简化为

$$[0198] \quad K_t \approx \frac{\alpha}{2} = \frac{17.47}{2} = 8.735 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

[0199] 上式中对流换热系数 α 由下式计算:

$$[0200] \quad \alpha = 1000 \times j \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}} \cdot \rho \cdot v \cdot C_p = 1000 \times 0.01186 \times 0.713^{\frac{2}{3}} \times 1.168 \times 1 \times 1.0067 = 17.47 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

[0201] 其中 j 因子按下式进行计算

$$[0202] \quad \ln j = 0.103109 \times (\ln \text{Re})^2 - 1.91091 \times (\ln \text{Re}) + 3.211 \text{ 得到 } j = 0.01186$$

[0203] 7.2) 传质系数 K_d , (m/s)

[0204] 类比于上述传热系数 K_t 计算, 纸芯全热交换器传质系数 K_d 按下式计算

$$[0205] \quad K_d = \left(\frac{1}{\alpha_{d1}} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{\alpha_{d2}} \right)^{-1},$$

[0206] 其中 α_{d1}, α_{d2} 分别为纸膜两侧新风和排风的对流传质系数, (m/s), δ 为纸厚度, (m), D 为水蒸气在纸膜内的质扩散系数, (m^2/s); 同样考虑纸的厚度 δ 通常在 10^{-5}m 量级, 忽略水蒸气在纸膜内的扩散阻力 $\frac{\delta}{D}$, 且 $\alpha_{d1} \approx \alpha_{d2} \approx \alpha_d$, 全热交换器的总传质系数 K_d 简化为

$$[0207] \quad K_d \approx \frac{\alpha_d}{2} = \frac{0.0148}{2} = 0.0074 \text{ m}/\text{s}$$

[0208] 其中

$$[0209] \quad \alpha_d = \frac{\alpha}{1000 \rho C_p} = \frac{17.47}{1000 \times 1.168 \times 1.0067} = 0.0148$$

[0210] 8) 最终确定全热交换器所需的面积 F (m^2) 和通道数 n

[0211] 8.1) 全热换热器所需换热面积 F , (m^2)

$$[0212] \quad F = \frac{Q}{(K_t \cdot \Delta t + K_d \cdot \rho \cdot \gamma \cdot \Delta d)} = \frac{11243.54}{(8.735 \times 1.48 + 0.0074 \times 1.168 \times 2501 \times 3.096)} = 140.8 \text{ m}^2$$

[0213] 8.2) 确定全热交换器通道数 n

$$[0214] \quad n = \frac{F}{S} = \frac{140.8}{0.366} = 384, \text{ 式中 } S \text{ 为单层通道的传热面积,}$$

[0215] 以上纸芯全热交换优化设计结果比实际交换器的面积约节省了10%, 优化设计结果令人满意。

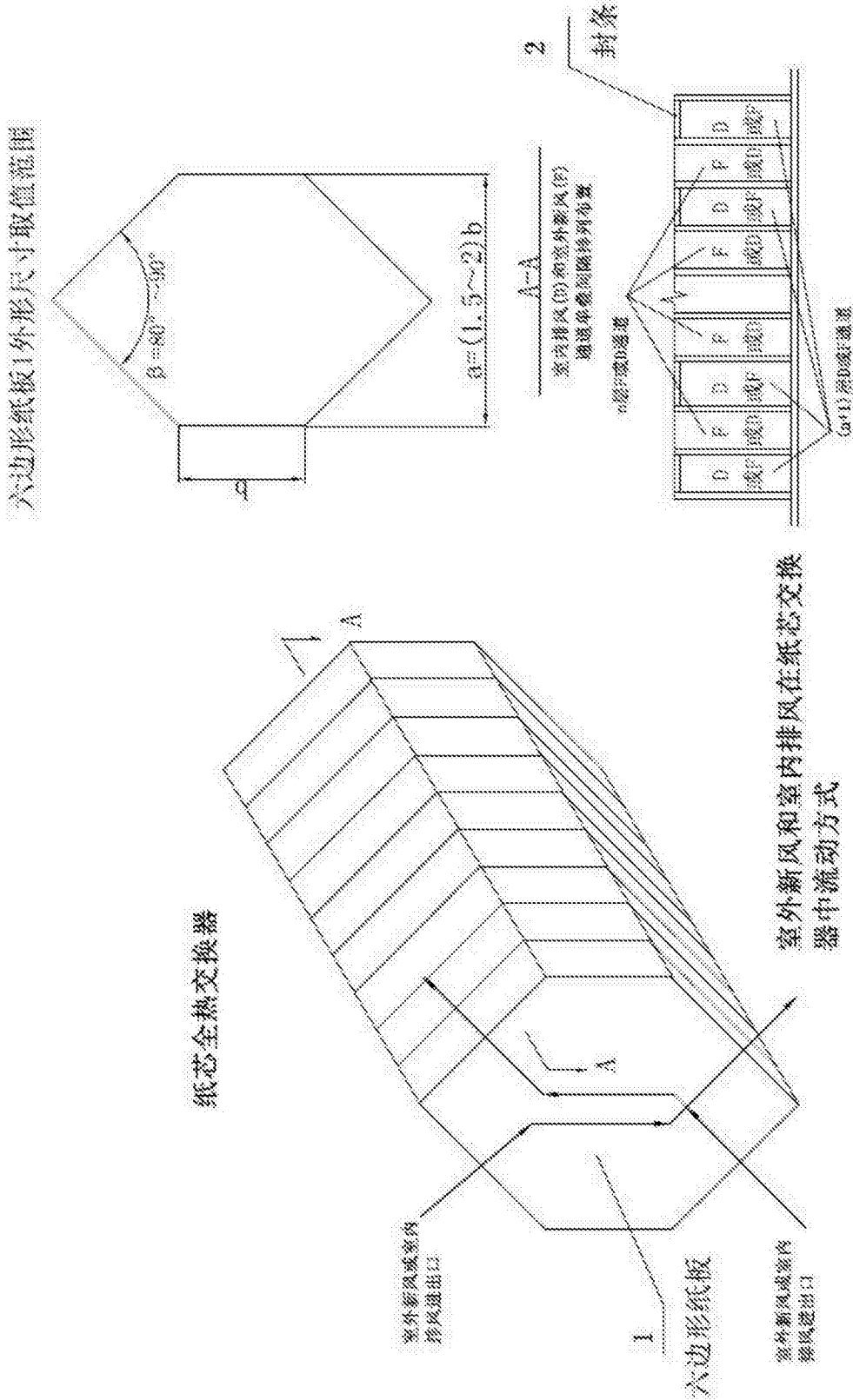


图1

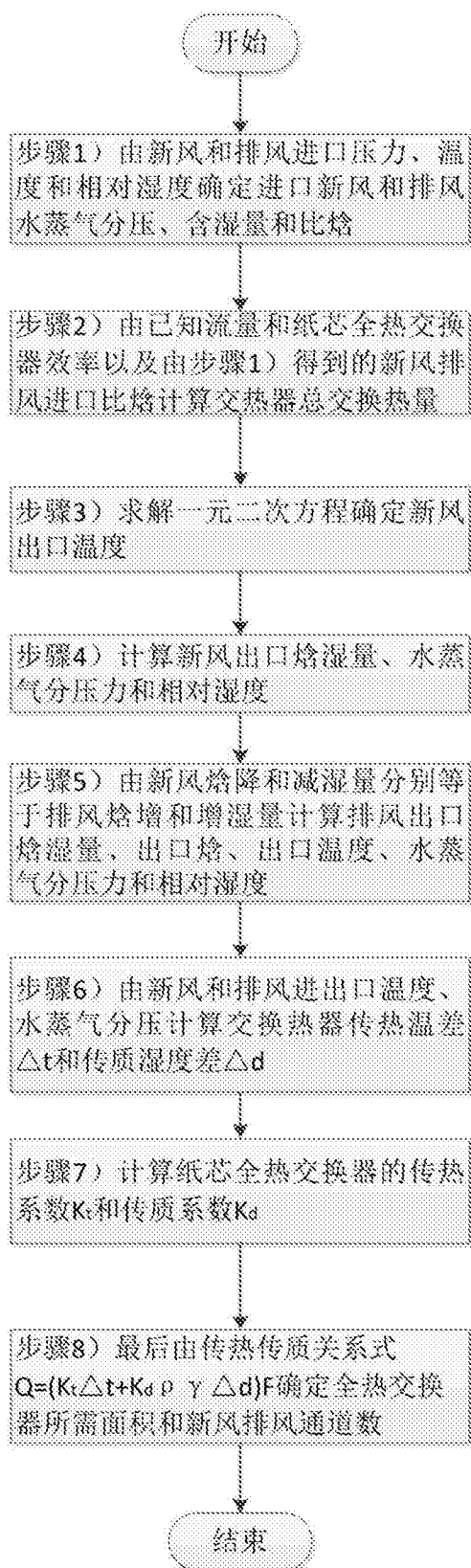


图2

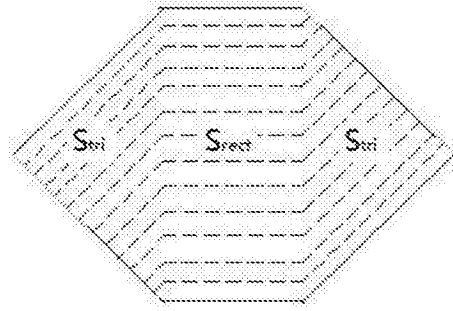


图3