

全热换热器计算方法研究

北京航空航天大学 闻洁[☆] 李禄明 徐国强 邓宏武

摘要 分析了空调用全热换热器中流体的传热传质过程,给出了综合换热系数的计算式,介绍了全热换热器的设计计算方法和性能评价参数,通过实验验证了该方法的可靠性。

关键词 全热换热器 传热传质 湿球温度 综合换热系数

Calculation method of total heat exchangers

By Wen Jie , Li Luming, Xu Guoqiang and Deng Hongwu

Abstract Analyses heat and mass transfer processes of fluids in the total heat exchanger used in air conditioning systems, obtains the calculation formula of the integrated heat transfer coefficient. Presents the design and calculation method and performance evaluation parameters for the total heat exchanger. The result of validation by an experiment is satisfactory.

Keywords total heat exchanger, heat and mass transfer, wet-bulb temperature, integrated heat transfer coefficient

Beihang University, Beijing, China

0 引言

空调能耗在国民经济总能耗中占有相当大的比例,更严重的问题是空调系统不能完全满足人们的舒适性要求。空调的任务是调节室内温度、湿度和实现室内外空气的交换,但是由于能耗的原因,传统的空调系统对新风量的重视程度不够。自上世纪70年代能源危机以来,为了节约能源,建筑物围护结构气密性提高,墙体保温得到改善,空调的新风量也随之下降,导致室内污染物浓度增大;同时人造挥发性装饰材料以及各种电器的大量使用,使室内空气质量(indoor air quality, IAQ)问题日益突出。这不但影响人体健康,而且显著影响室内人员的工作效率^[1]。

用于空调回风末端具有节能作用的全热回收装置,采用热回收技术,利用经特殊材料制作的全热换热器进行新风和排风之间的热湿交换,预先调节空气质量,解决了空调系统能耗过大与室内空气质量降低间的矛盾,工程应用前景非常广阔。然而对于全热换热器的研究,国内处于刚刚起步的阶段,大部分仅仅停留在对全热换热器经济性的分析以及结构形式的探索上,而且建立的数学模型过于简单,并不能真实反映全热换热器的工作原理。寻找一种全新的全热换热器设计方案用以指导工程应用已迫在眉睫。

1 全热换热器的基本结构及工作原理

空调用全热换热器有两种基本结构,一种是静止型,另外一种为旋转型。两者的主要换热材料都是经过特殊处理过的材料,都具有较好的透湿传热特性。本文研究对象为静止型全热换热器,结构如图1所示。它的芯体是一种表面式交换器,是由经过特殊化学处理,具有吸湿、透湿、耐湿和不透气特点的纤维质平板与波纹板交替排列而成,相邻两块波纹板的叠放应使波纹互相垂直,从而使两股空气流直接通过交换器芯体进行热湿交换^[2]。

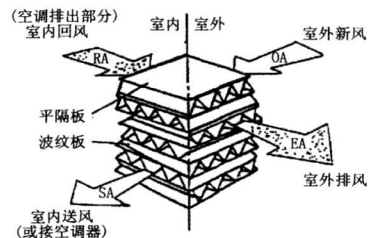


图1 全热换热器工作原理

① ☆ 闻洁,女,1964年10月生,博士,副教授
100083 北京航空航天大学航空发动机气动热力重点实验室
(010) 82338335
E-mail: wenjie @buaa.edu.cn
收稿日期:2007-03-08
一次修回:2007-05-07
二次修回:2008-12-31

基于以上全热换热器工作原理,全热换热器两侧湿空气的热湿交换过程同时发生,相互耦合,两侧湿空气产生的相变热改变了热传递的特性,使得全热换热器换热区别于传统换热器的换热特点,从而不能将传统换热器的设计方法直接应用于全热换热器的设计计算。

2 全热换热器综合换热系数 K_w 的确定

传统显热换热器在设计计算过程中,要求两侧流体的比定压热容必须为定值^[3]。下面分析全热换热器的工作过程,寻找全热换热器设计计算的切入点。

湿空气发生热湿交换时,全热量的变化表现为比焓的变化,湿空气的比焓表示为

$$h = c_p t + d(\gamma + 1.86t) \quad (1)$$

式中 h 为湿空气的比焓, kJ/kg ; c_p 为干空气比定压热容,取 $c_p = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t 为湿空气的干球温度, $^\circ\text{C}$; d 为湿空气的含湿量, kg/kg ; γ 为水的汽化潜热,取 $\gamma = 2501 \text{ kJ/kg}$ 。

干球温度下湿空气的比定压热容 c_{pw}' 应表示为比焓对温度的导数:

$$c_{pw}' = \frac{\partial h}{\partial t} = c_p + \frac{\partial d}{\partial t}(\gamma + 1.86t) + 1.86d \quad (2)$$

全热换热器工作时,伴随着两侧湿空气的热湿交换,湿空气中的水蒸气含量发生变化,产生相变热,湿度的变化使得 c_{pw}' 发生变化,这就意味着传统换热器设计方法不能应用于全热换热器。

2.1 湿球温度下湿空气比定压热容 c_{pw} 的确定^[4]

由于任意状态下的湿空气的比焓均可用该空气湿球温度的单值函数来表示,即

$$h = f(t_{wb}) \quad (3)$$

式中 t_{wb} 为湿空气的湿球温度, $^\circ\text{C}$ 。

仿照干空气比焓的定义,湿空气的比焓可定义为

$$h = c_{pw} t_{wb} \quad (4)$$

$$\text{即 } c_{pw} = \frac{\partial h}{\partial t_{wb}} \quad (5)$$

由于湿空气的湿球温度可看作是湿空气经绝热过程达到饱和状态时所对应的温度,故湿空气对应的比焓也可表示为

$$h = c_p t_{wb} + d_{wb}(\gamma + 1.86t_{wb}) \quad (6)$$

式中 d_{wb} 为湿球温度下对应的含湿量, kg/kg 。

式(6)两侧对 t_{wb} 求导得

$$\frac{\partial h}{\partial t_{wb}} = c_p + \frac{\partial d_{wb}}{\partial t_{wb}}(\gamma + 1.86t_{wb}) + 1.86d_{wb} \quad (7)$$

假定湿空气饱和状态曲线为直线,则其斜率 e 为常数, e 的值可以通过饱和状态下 t_{wb} 和 d 的数值线性拟合求解得到。式(7)中由于 $c_p \gg 1.86d_{wb}$, 由此可以忽略 $1.86d_{wb}$ 项。比较式(5), (7)可得

$$c_{pw} = c_p + \frac{h_{fg}}{e} \quad (8)$$

$$\text{其中 } h_{fg} = \gamma + 1.86t_{wb} \quad (9)$$

式(9)中, $1.86t_{wb}$ 表示液体热,其大小对 h_{fg} 的影响比较微弱,在工程应用中可以近似地认为 h_{fg} 为常数。根据式(8), c_{pw} 由 c_p 和 h_{fg}/e 两项组成,可以分别解释为显热和潜热因素对 c_{pw} 的影响。这样便可以将 c_{pw} 看作常量来处理,满足了传统换热器设计方法所要求的条件。

2.2 传热传质过程分析

全热换热器工作时,传热传湿过程是同时进行的,由于传热和传湿的相互作用,使得过程非常复杂。为分析其相互作用的机理,找到换热器设计的方法,现作如下简化:

1) 传热传质过程是稳态;

2) 纸膜内的导热系数、质量扩散系数等热物性参数是常数;

3) 纸膜内的温度和浓度分布在纸膜厚度方向上是线性的;

4) 水在纸膜内的扩散仅发生在厚度方向;

5) 忽略气流在垂直于流道方向上的传热传质,认为是二维传递。

基于以上5条简化假设,湿空气的传热过程遵循下面3个步骤:

1) 在新风侧纸面上对流换热;

2) 在纸膜内导热;

3) 在排风侧纸面上对流换热。

水蒸气从新风侧向排风侧的扩散机理则遵循下面3个步骤:

1) 在新风侧纸面上对流传质;

2) 在纸膜内扩散;

3) 在排风侧纸面上对流传质,并被排风带走。

根据以上步骤,建立数学模型。

如图2所示,新风侧(I侧)为高温高湿侧,排风侧(II侧)为低温低湿侧。

对整个换热器工作过程作传热传湿分析。

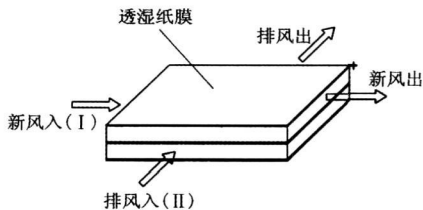


图2 全热换热器热湿交换原理

1) 传热过程分析

根据一维稳态传热模型^[3]：

$$Q_1 = KA\Delta t \quad (10)$$

其中

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (11)$$

式(10)、(11)中 Q_1 为换热量, W; K 为传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A 为换热面积, m^2 ; Δt 为两侧温差, $^{\circ}C$; α_1, α_2 分别为热、冷两侧流体表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; δ 为换热器芯体瓦楞纸的厚度, m; λ 为芯体材料的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

中间的纸纤维层由于吸附水蒸气的原因厚度 δ 会稍微增大, 设为 δ' ; 导热系数 λ 亦会发生变化, 设为 λ' ; 则传热系数变为

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta'}{\lambda'} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (12)$$

由于纸的厚度 δ 在 10^{-5} m 量级上, 故中间层的导热热阻 δ'/λ' 可以忽略不计, 即: 传热主要是以对流形式进行, 总热阻主要来自表面传热热阻, 故传热系数可写为

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (13)$$

如图1所示, 气体在一个狭长的、截面类似三角形的通道内流动, 为计算方便, 将截面近似为正三角形通道, 且气流在通道内流速很小, 可看作是层流运动, 根据三角形内层流流动的经验公式, 湿空气流过换热表面时 Nu 与 Re 和 Pr 之间存在如下关系^[9]:

$$Nu = 1.3(RePr)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{0.577a}{l} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

$$\left[Re < 2\,200, Pr \geq 0.6, RePr \cdot \frac{0.577a}{l} > 7 \right]$$

$$Nu = 3.00 \quad (15)$$

$$\left[Re < 2\,200, Pr \geq 0.6, RePr \cdot \frac{0.577a}{l} < 7 \right]$$

式(14)、(15)中 a 为通道截面三角形的边长, m; l 为特征长度, m, l 采用水力直径, 正三角形取 $l = 0.577a$ 。

由 Nu 定义得

$$\alpha = \frac{\lambda}{l} Nu \quad (16)$$

可确定出显热传热系数为

$$K = \frac{l}{\lambda} \left(\frac{1}{Nu_1} + \frac{1}{Nu_2} \right)^{-1} \quad (17)$$

当通道两侧流体的流量相等时, 由于空气流速是相等的, 则两侧的 Re, Pr 均对应相等, 从而 $Nu_1 = Nu_2, \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, 则

$$K = \frac{\alpha}{2} = \frac{\lambda}{2l} Nu \quad (18)$$

2) 传质过程分析

根据所分析的全热换热器传湿过程的3个步骤, 分别列出3个过程的质量传递方程:

$$M = h_{m1}(C_{n1} - C_{w1})A \quad (19)$$

$$M = \frac{D}{\delta}(C_{w1} - C_{w2})A \quad (20)$$

$$M = h_{m2}(C_{w2} - C_{n2})A \quad (21)$$

式(19)~(21)中 M 为单位时间的传湿量, kg/s; h_{m1} 和 h_{m2} 为纸膜两侧湿空气的对流传质系数, m/s; C_{n1} 和 C_{n2} 为纸膜两侧湿空气中水蒸气的平均质量浓度, kg/m^3 ; C_{w1} 和 C_{w2} 为纸膜两侧纸壁面处的水蒸气平衡质量浓度, kg/m^3 ; m ; D 为水蒸气在纸膜内的质扩散系数, m^2/s 。

三式相加消去 C_{w1} 和 C_{w2} 得

$$M = \frac{(C_{n1} - C_{n2})A}{\frac{1}{h_{m1}} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{h_{m2}}} \quad (22)$$

故可得总的传质系数 K_m 为

$$K_m = \left[\frac{1}{h_{m1}} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{h_{m2}} \right]^{-1} \quad (23)$$

对于湿空气, 根据文献[6]可得出:

$$C_{n1} - C_{n2} = \rho(d_1 - d_2) \quad (24)$$

式中 ρ 为湿空气的密度, kg/m^3 ; d_1, d_2 为两侧湿空气的含湿量, kg/kg 。

由式(22), 纸膜的传湿量为

$$M = K_m \rho (d_1 - d_2) A \quad (25)$$

D 只与材料有关, 可根据实验数据得出, 且为了工程应用方便可设 $Le = 1$, 则表面传热系数 α 和对流传质系数 h_m 存在如下关系: $\alpha = h_m \rho c_p^{[7-8]}$, 从而可求得 K_m 。

2.3 综合换热系数 K_w 的确定

定义高温高湿侧和低温低湿侧的参数如下: 干球温度 t_1, t_2 ; 含湿量 d_1, d_2 ; 湿球温度 t_{wb1}, t_{wb2} ; 湿球温度下对应的含湿量 d_{wb1}, d_{wb2} 。

通过上传热传质过程分析, 在确定了纸两侧显热传热系数和传质系数 K_m 后, 单位面积的传热量可表示为

$$q = K(t_1 - t_2) + \rho K_m(d_1 - d_2)h_{fg} \quad (26)$$

$$q = K(t_{wb1} - t_{wb2}) + K \frac{h_{fg}}{c_p}(d_{wb1} - d_{wb2}) - \frac{h_{fg}}{c_p}[(d_1 - d_2)(K - \rho c_p K_m)] \quad (31)$$

单位面积的传热量也可按湿球温度差写成:

$$q = K_w(t_{wb1} - t_{wb2}) \quad (32)$$

由式(31), (32)得

$$K_w = K + K \frac{h_{fg}}{ec_p} - \frac{h_{fg}}{c_p}(K - \rho c_p K_m) \frac{\Delta d}{\Delta t_{wb}} \quad (33)$$

式中 $\Delta d, \Delta t_{wb}$ 与两侧湿球温度有关, 故 K_w 不是定值, 考虑到换热器两侧的温度和湿度范围, d, t_{wb} 在该范围内近似呈线性关系, 设斜率为 $f, \Delta d / \Delta t_{wb}$ 即为该直线的斜率 f , 从而

$$K_w = K \left[1 + \frac{h_{fg}}{ec_p} \right] - f \frac{h_{fg}}{c_p}(K - \rho c_p K_m) \quad (34)$$

这样便可以根据湿球温度下的比定压热容及湿球温度下对应的综合换热系数进行全热换热器的设计及校核计算了。

3 全热换热器设计计算方法

参考传统换热器的设计方法^[9] 对本文研究的全热换热器进行设计。

I 侧: 入口空气流量 q_{m1} , 干球温度 t_1 , 湿球温度 t_{wb1} , 出口干球温度 t'_1 , 湿球温度 t'_{wb1} 。

II 侧: 入口空气流量 q_{m2} , 干球温度 t_2 , 湿球温度 t_{wb2} , 出口干球温度 t'_2 , 湿球温度 t'_{wb2} 。

如图 3 所示, 取换热面上微元面积 dA 一段, 假设综合换热系数为常数, 入口两侧冷热流体的湿

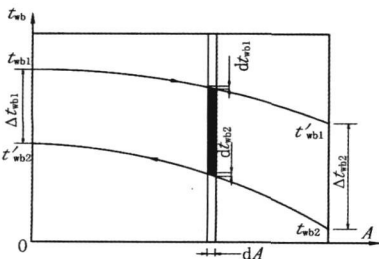


图3 流体湿球温度随传热面积变化示意

高温高湿侧湿空气:

$$c_p t_1 + d_1 h_{fg} = c_p t_{wb1} + d_{wb1} h_{fg} \quad (27)$$

$$t_1 = t_{wb1} + (d_{wb1} - d_1) \frac{h_{fg}}{c_p} \quad (28)$$

低温低湿侧湿空气:

$$c_p t_2 + d_2 h_{fg} = c_p t_{wb2} + d_{wb2} h_{fg} \quad (29)$$

$$t_2 = t_{wb2} + (d_{wb2} - d_2) \frac{h_{fg}}{c_p} \quad (30)$$

将式(28), (30)代入式(26), 可得

球温度差为

$$\Delta t_{wb} = t_{wb1} - t_{wb2} \quad (35)$$

通过微元面积的热流量为

$$d\Phi = K \Delta t_{wb} dA \quad (36)$$

逆流式热平衡方程:

$$d\Phi = -q_{m1} c_{pw} dt_{wb1} = -q_{m2} c_{pw} dt_{wb2} \quad (37)$$

将式(35)进行微分, 利用式(37)得

$$d(\Delta t_{wb}) = dt_{wb1} - dt_{wb2} = -\left(\frac{1}{q_{m1} c_{pw}} - \frac{1}{q_{m2} c_{pw}} \right) d\Phi \quad (38)$$

将式(36)代入式(38)得

$$d(\Delta t_{wb}) = -\left(\frac{1}{q_{m1} c_{pw}} - \frac{1}{q_{m2} c_{pw}} \right) K_w \Delta t_{wb} dA \quad (39)$$

在换热器面积上积分得

$$\ln \frac{\Delta t_{wb2}}{\Delta t_{wb1}} = -\left(\frac{1}{q_{m1} c_{pw}} - \frac{1}{q_{m2} c_{pw}} \right) K_w F \quad (40)$$

I 侧湿空气换热量为

$$Q = q_{m1} c_{pw} (t_{wb1} - t'_{wb1}) \quad (41)$$

II 侧湿空气换热量为

$$Q = q_{m2} c_{pw} (t'_{wb2} - t_{wb2}) \quad (42)$$

将式(41), (42)代入式(40)整理得

$$Q = K_w F \frac{\Delta t_{wb2} - \Delta t_{wb1}}{\ln \frac{\Delta t_{wb2}}{\Delta t_{wb1}}} \quad (43)$$

故定义湿球温度下的全热换热器换热平均温差为

$$\Delta t_{wb} = \frac{\Delta t_{wb2} - \Delta t_{wb1}}{\ln \frac{\Delta t_{wb2}}{\Delta t_{wb1}}} \quad (44)$$

将式(34)代入式(43)得

$$Q = \left[K \left(1 + \frac{h_{fg}}{ec_p} \right) - f \frac{h_{fg}}{c_p}(K - \rho c_p K_m) \right] F \Delta t_{wb} \quad (45)$$

式(45)中, 右侧第一项与湿球温差 Δt_{wb} 有关, 第二项与湿度差有关。

可求得换热器面积为

$$F = \frac{Q}{\left[K \left(1 + \frac{h_{fg}}{ec_p} \right) - f \frac{h_{fg}}{c_p} (K - \rho c_p K_m) \right] \Delta t_{wb}} \quad (46)$$

空气流过换热器的平均温差应根据流动的形式及换热方式来计算, 如逆流、顺流、叉流或多级串联流动等。但是, 通常情况下, 所有流动形式的换热器的平均温差 Δt_{wb} 都可以按逆流的对数平均温差乘以温差修正系数 φ 来计算, 即

$$\Delta t_{wb} = \varphi \Delta t_{wb,N} \quad (47)$$

式中 $\Delta t_{wb,N}$ 为按逆流方式流动时的对数平均温差; φ 为修正系数, φ 的具体计算见文献[2]。

当湿球温度差的比值 $\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min}$ 很小(小于2)时, 可以采用算术平均温差来代替对数平均温差。

至此, 在计算出湿球温差后, 根据上面结论, 利用式(46)计算出换热器面积。利用湿球温度下的比定压热容以及湿球温度下对应的综合换热系数同理可以进行全热换热器的校核计算。

4 全热换热器性能评价

设计出换热器后要对换热器进行性能评价。

显热效率、潜热效率和全热效率的定义分别为回收的能量与最大可回收的能量之比。若用下标 o 表示室外新风, 下标 s 表示室内送风, 下标 r 表示室内出风, 则在冷热气流量风量的情况下 ($m^1 = m^2$)

$$\text{显热效率} \quad \eta_T = \frac{c_{p,s} T_s - c_{p,o} T_o}{c_{p,s} T_r - c_{p,o} T_o} \quad (48)$$

$$\text{潜热效率} \quad \eta_d = \frac{d_s - d_o}{d_r - d_o} \quad (49)$$

$$\text{全热效率} \quad \eta_h = \frac{h_s - h_o}{h_r - h_o} \quad (50)$$

式(48)~(50)中 $c_{p,s}$ 、 $c_{p,o}$ 分别表示室内送风和室外新风的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{K})$; T_s 、 T_o 、 T_r 分别表示室内送风、室外新风、室内出风温度, $^\circ\text{K}$; d_s 、 d_o 、 d_r 分别表示室内送风、室外新风、室内出风含湿量, kg/kg ; h_s 、 h_o 、 h_r 分别表示室内送风、室外新风、室内出风比焓, kJ/kg 。

若要综合评价换热器的性能, 只看上述这些参数是不够的, 因为它们都还会受到气体流量以及换热面积的影响。所以, 量纲一的传热单元数 NTU 是必不可少的一个参数。

根据换热器设计理论:

$$NTU = \frac{K_w F}{(c_{pw} \dot{m})_{\min}} \quad (51)$$

式中 $(c_{pw} \dot{m})_{\min}$ 指的是换热器两股气流中乘积较小的那个。

5 应用举例

实验用换热器结构: 使用波纹状的瓦楞纸作为换热面的支撑骨架, 其中每张纸尺寸为 $320 \text{ mm} \times 320 \text{ mm}$, 换热器层高为 2.8 mm , 三种规格芯体分别设层数 72, 30, 16, 总换热面积 $S = 0.32 \text{ m} \times 0.32 \text{ m} \times \text{层数}$ 。气流通道截面为瓦楞纸波纹面, 形状近似于正三角形。

根据所推导的计算方法对实验工况进行了计算, 并与实验结果进行了对比, 结果见表 1。计算偏差均保持在 7% 以内, 考虑到湿空气状态参数的测量误差, 计算结果是令人满意的。

表 1 计算值与实验值对比

工况	换热器规格/mm	换热面积/ m^2	高温高湿空气进口参数		低温低湿空气进口参数		实验值 ¹⁾		计算值 ¹⁾	
			$V_1/(\text{m}^3/\text{h})$	$t_{wb1}/^\circ\text{C}$	$V_2/(\text{m}^3/\text{h})$	$t_{wb2}/^\circ\text{C}$	$t'_{wb1}/^\circ\text{C}$	全热效率/ η_h	$t'_{wb1}/^\circ\text{C}$	全热效率/ η_h
1	320×320×200	7.37	74.24	34.09	73.43	19.84	32.99	0.814	32.88	0.875
2	320×320×85	3.07	57.84	25.75	66.38	21.66	23.94	0.881	24.73	0.851
3	320×320×85	3.07	86.16	29.63	79.97	22.05	26.61	0.653	26.69	0.612
4	320×320×85	3.07	45.50	34.15	48.64	22.15	29.06	0.714	31.88	0.738
5	320×320×45	1.64	69.52	33.74	77.26	19.54	26.94	0.631	26.96	0.622

1) 低温低湿出口湿空气参数。

6 结论

利用湿球温度的变化详细推导了全热换热器的设计校核计算方法, 并与实验进行了对比, 结果比较令人满意。说明本计算方法是合理的。由此可得如下结论。

1) 全热换热器设计校核计算方法可以利用传统换热器设计计算思路, 全热换热器两侧的湿空气热交换过程可以用两侧湿空气的湿球温度进行数学描述。

(下转第 141 页)

泵、溶液泵、制冷剂泵功率约 1.1 kW, 吸收式热泵回收烟气冷凝热系统的制热 COP 折合为 10~11。

由于示范楼的热电冷联供系统的供热末端装置为辐射吊顶和干式风机盘管, 供热热水温度为 40~45 °C 即可, 在此条件下, 应用吸收式热泵回收烟气冷凝热与应用冷凝式余热锅炉相比, 烟道系统不需要添加新的设备, 只需在水环路加一台循环泵并稍作改动, 即可实现烟气冷凝热的有效回收。

3 结论

本文介绍了一类新型的天然气热电冷联供系统, 即热泵型天然气热电冷联供系统, 该系统型式多样, 在实际应用过程中需要结合需求侧特点选用, 以充分利用天然气这种高品质能源。对一种热泵型热电冷联供系统的实践研究表明, 在本文的实验工况下, 该系统与直燃机作余热锅炉相比, 折合热回收率提高 16.2%; 与不考虑烟气冷凝热回收的余热锅炉相比, 折合热回收率提高 15.3%; 与冷凝式余热锅炉相比, 折合热回收率提高 4.2%。因此, 与常规热电冷联供系统相比, 系统余热回收率有了不同程度的提高。对该系统的理论和实践研究表明, 这类系统充分利用了天然气这种高品质能源, 提高了系统的综合利用效率。

参考文献:

[1] Kuck J. Efficiency of vapour pump equipped condensing boilers[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(3): 233-244

[2] Li Jia, Peng Xiaofeng. Heat transfer in glue gas with vapor condensation[J]. Tsinghua Science and Technology, 2002, 7(2): 177-181

[3] 竺耀东, 车得福, 庄正宁, 等. 高水分烟气对流冷凝换热模拟实验研究[J]. 工业锅炉, 2003(1): 12-15

[4] Zhelev T K, Semkov K A. Cleaner flue gas and energy recovery through pinch analysis[J]. Journal of Cleaner Production, 2004, 12(2): 165-170

[5] 王随林, 刘贵昌, 温治, 等. 新型防腐镀膜烟气冷凝换热器换热实验研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(2): 71-74

[6] 李慧君, 罗忠录, 程刚强, 等. 天然气锅炉烟气换热特性的分析[J]. 动力工程, 2006, 26(4): 467-471

[7] 冯志兵, 金红光. 燃气轮机冷热电联产系统与蓄能变工况特性[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(4): 25-30

[8] 宋之平. 从可持续发展的战略高度重新审视热电联产[J]. 中国电机工程学报, 1998, 18(4): 225-230

[9] 张晓晖, 陈钟顺. 热电冷联产系统的能耗特性[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(5): 93-98

[10] 付林, 田贯三, 隋军, 等. 吸收式热泵在燃气采暖冷凝热回收中的应用[J]. 太阳能学报, 2003, 24(5): 620-624

[11] 田贯三, 付林, 江亿. 用天然气烟气废热作低温热源热泵循环的分析[J]. 太阳能学报, 2003, 24(4): 472-476

[12] 李震, 江亿, 陈晓阳, 等. 溶液除湿空调及热湿独立处理空调系统[J]. 暖通空调, 2003, 33(6): 26-33

[13] 刘凤强, 曹家枞, 朱冬林. BCHP 系统中余热锅炉结构参数的热经济学优化[J]. 燃气轮机技术, 2005, 18(2): 52-55

(上接第 40 页)

2) 采用湿球温度指标进行全热换热器的设计校核计算时, 湿空气的比定压热容应用下列公式近似计算:

$$c_{pw} = c_p + \frac{h_{fg}}{e}$$

相应的全热换热器综合换热系数为

$$K_w = K \left[1 + \frac{h_{fg}}{ec_p} \right] - f \frac{h_{fg}}{c_p} (K - \rho c_p K_m)$$

3) 定义湿球温度下的全热换热器换热平均温差为

$$\Delta t_{wb} = \frac{\Delta t_{wb2} - \Delta t_{wb1}}{\ln \frac{\Delta t_{wb2}}{\Delta t_{wb1}}}$$

以上结论都是围绕全热换热器如何进行设计校核计算得出的, 表明以湿球温度为指标对全热换

热器进行设计校核计算进而衡量其性能是可行的, 为全热换热器的设计计算提供了理论基础。

参考文献:

[1] 龙惟定. 试论我国暖通空调业的可持续发展[J]. 暖通空调, 1999, 29(3): 25-30

[2] 王建. 全热换热器的设计以及在汽车空调中的应用匹配研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006

[3] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998

[4] 周孝清, 陈沛霖. 间接蒸发冷却器的设计计算方法[J]. 暖通空调, 2000, 30(1)

[5] 钱滨江, 丁一鸣. 简明传热手册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1983

[6] 沈维道, 蒋智敏, 童均耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001

[7] 王补宣. 工程传热传质学(上)[M]. 北京: 科学出版社, 1982

[8] 王补宣. 工程传热传质学(下)[M]. 北京: 科学出版社, 1998

[9] 曹玉璋. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000