建筑热湿环境营造过程中换热网络的匹配特性分析*

清华大学　刘晓华☆　江　亿　张　涛　张　伦

摘要　对主动式空调系统中的换热网络进行研究，分析了匹配特性在显热传递和热湿传递过程中的影响。显热传递过程由于传热能力 *UA* 有限和两侧流体流量不匹配会造成损失，热湿传递过程的损失则是由传热传质能力有限、流量不匹配和参数不匹配 3 种因素共同造成的。流量匹配的条件是两侧流体的热容量相等，空气与水直接接触的热湿传递过程只有在饱和线上进行时才能实现参数匹配。利用解析方法得到热湿传递过程中的传热阻力、传湿阻力表达式，分析了传热传质能力有限、流量不匹配和参数不匹配对热阻、湿阻造成的影响。

关键词　流量匹配　参数匹配　换热过程　热湿传递过程　空调系统

Match properties of heat exchange network in thermal-hygro environment building

By Liu Xiaohua★, Jiang Yi, Zhang Tao and Zhang Lun

Abstract　Researches the heat exchange network of active air conditioning system, and analyses the influence of match properties in sensible heat transfer and heat and moisture transfer processes. Limited heat transfer capability and unmatched flow rate at both sides result in loss of sensible heat transfer capacity. The loss of heat and moisture transfer process arises from limited heat and mass transfer capability, unmatched flow rate and unmatched parameters. The condition for flow matching is equal thermal capacity of fluids in both sides and parameter matching can only be reached in air-water heat and moisture transfer process along the saturation line. Obtains the expressions of heat transfer resistance and moisture transfer resistance through analytic method. Analyses the influences of limited heat and mass transfer capability, unmatched flow rate and unmatched parameters on heat transfer resistance and moisture transfer resistance.

Keywords　flow matching, parameter matching, heat exchange process, heat and moisture transfer process, air conditioning system

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0　引言

建筑热湿环境营造的目的是满足适宜的室内环境的温度、湿度、新鲜空气等需求。当围护结构的被动式系统无法满足维持室内适宜的热湿环境时，就需要主动式空气调节系统实现上述任务。空调系统的任务可以理解为将室内多余的热量和水分排到室外环境，是热量和水分从室内到室外的“搬运”过程。空调系统存在着各种各样的换热过程并采用各种换热装置，如蒸发器、冷凝器、显热回收装置等，同时也存在多种形式的热湿交换过程和设备，如空气-水直接接触的冷却塔、溶液除湿装置中的除湿器等。这些换热单元、热湿交换单元通过串联或并联方式构成复杂的热量传递、质量传递网络，是空调系统最基本、最重要的处理过程。对上述换热网络进行优化分析，既包括网络的结构优化，即空气处理流程层面的优化分析，也包括对网

* 国家自然科学基金资助项目(编号：51006058)，高等学校全国优秀博士学位论文作者基金资助项目

①☆ 刘晓华，女，1980 年 9 月生，博士，副教授
100084　清华大学建筑技术科学系
(010) 62773772
E-mail：lxh@tsinghua.edu.cn
收稿日期：2010-12-31

络内具体参数的优化，如换热面积在不同装置之间的分配、流量的优化分析等。通过对换热网络的优化分析，可以避免主动式空调系统中若干结构设置不合理，并充分利用换热面积（相当于投入），达到降低空调系统运行能耗的目的。

夹点技术是一种从整个系统角度对换热网络体系进行优化的技术[1]，广泛应用于化工工程等工业系统的处理过程中。由于很多工业处理过程中存在需将处于环境温度的物体先加热到较高温度，之后再冷却到环境温度的现象，夹点技术即根据这些过程中同时存在的加热过程和冷却过程，借助温度-热量图实现不同物体间的合理匹配换热，有效利用处理过程中的热量、冷量，从而尽可能地减少需额外投入的冷热量。尽管主动式空调系统也可以在部分环节进行热量回收，但从整个系统来看仍是一个排出热湿的单向过程，其系统网络优化也更为复杂。㶲是过增元等人提出的用于分析热量传递过程的热学指标[2]，可以利用根据㶲耗散定义的当量热阻对传热过程进行优化，即传热过程的优化可归结为在一定的约束条件下使得热阻最小，而热阻的数值又取决于㶲耗散值，根据约束条件求解㶲耗散极值即可得到热阻的最小值。当量热阻最小原理已用于传热过程的优化分析，得到了比熵产分析更优的结果[3]。

现有研究多是针对单纯热量传递网络或单个换热环节进行的优化分析，而主动式空调系统是由多个热量传递、热湿耦合传递组成的复杂网络，并非是单纯的热量传递过程。在对主动式空调系统的复杂换热网络进行优化分析时，期望得到一些原则来指导优化过程的进行。本文将对空调系统中的复杂网络进行分析，主要研究显热换热及热湿传递过程中的匹配特性，以便更加清楚地认识和分析空调系统中的换热网络。

1 显热换热的匹配问题

空调系统中的换热器按换热过程特性可以归纳为两大类：一类是换热过程中两侧流体的温度均发生变化，如空气-水换热器、空气-空气换热器、水-水换热器等；另一类是在换热过程中仅一侧流体的温度变化，另一侧流体可视为温度恒定，如蒸发器、冷凝器。以下分析这两类换热器的传热过程。

1.1 换热过程中两侧流体温度均发生变化

以一逆流换热器为例，高温流体的进出口温度分别为 $T_{h,in}$ 和 $T_{h,out}$，低温流体的进出口温度分别为 $T_{c,in}$ 和 $T_{c,out}$，高温流体和低温流体的热容量分别为 $c_h\dot{m}_h$ 和 $c_c\dot{m}_c$，如图 1 所示。假定高温流体和低温流体的比热容均为常数，则高温流体与低温流体在温度-热量图（$T-Q$ 图）上的温度变化均为直线。图 1b 所示的阴影面积即为传热过程的㶲损失[2]。

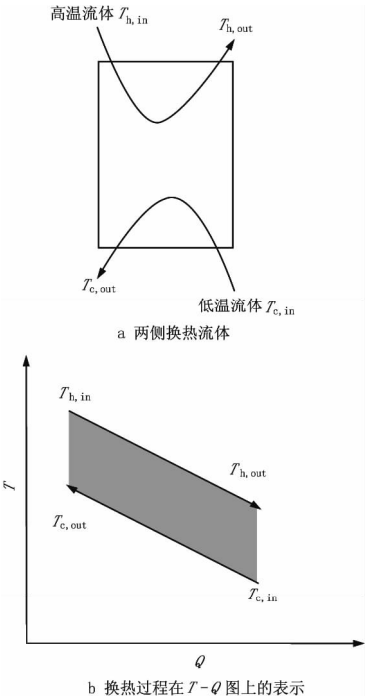


图 1 显热换热过程在 $T-Q$ 图上的表示

此逆流换热过程中，㶲损失 ΔJ_{Loss} 按式(1)计算：

$$\Delta J_{Loss}=\frac{1}{2}(T_{h,in}+T_{h,out}-T_{c,in}-T_{c,out})Q \quad (1)$$

式中 Q 为传递过程的总热量，kW；T 为热力学温度，K。

此传递过程的热阻 R_h 为

$$R_h=\frac{\Delta J_{Loss}}{Q^2}=\frac{T_{h,in}+T_{h,out}-T_{c,in}-T_{c,out}}{2Q} \quad (2)$$

当换热器的换热系数为 U，换热面积为 A，采用 $\varepsilon-NTU$ 方法可以得到高温流体出口温度和低温流体出口温度的表达式[4]。将流体出口温度的表达式代入式(2)，整理得到热阻为

$$R_h=\frac{\zeta}{UA} \quad (3)$$

式中 ζ 为流量不匹配系数，其表达式为

$$\zeta=\frac{P}{2}\frac{e^P+1}{e^P-1} \quad (4)$$

式中　$P=UA\left(\frac{1}{c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}}}-\frac{1}{c_{\mathrm{c}}\dot{m}_{\mathrm{c}}}\right)$。

当冷、热流体的热容量相等,即 $c_{\mathrm{c}}\dot{m}_{\mathrm{c}}=c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}}$ 时,流量不匹配系数 $\zeta=1$;当冷、热流量的热容量不相等时,$\zeta>1$。由式(3)可以看出,两侧流体流量不匹配时,相当于换热热阻 R_{h} 在原有 $1/(UA)$ 的基础上增加到 ζ 倍。提高换热系数与换热面积可以降低热阻,但由于流量不匹配的原因,会使得热阻增加。

图 2 给出了两流体换热过程中,传热效率、传热过程的热阻、不匹配系数随着两侧流体的热容量比、传热单元数($UA/(c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}})$)的变化规律,高温流体的热容量 $c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}}$ 为 1 kW/℃。可以看出,当传热单元数越大时,两侧流体流量不匹配对传热过程的影响越大。当 $UA/(c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}})=5$,两侧流体的热容量比 $c_{\mathrm{c}}\dot{m}_{\mathrm{c}}/(c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}})$ 分别等于 2,4,6 时,不匹配系数 ζ 分别为 1.47,1.97 和 2.15,即换热过程的热阻在原有 $1/(UA)$ 的基础上增加了 47%～115%。当传热单元数较小时,两侧流体由于热容量不匹配对传热过程的影响减弱,当 $UA/(c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}})=2$,热容量比 $c_{\mathrm{c}}\dot{m}_{\mathrm{c}}/(c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}})$ 分别等于 2,4,6 时,不匹配系数 ζ 分别为 1.08,1.18和 1.22,即换热过程的热阻在原有 $1/(UA)$ 的基础上增加 8%～22%。

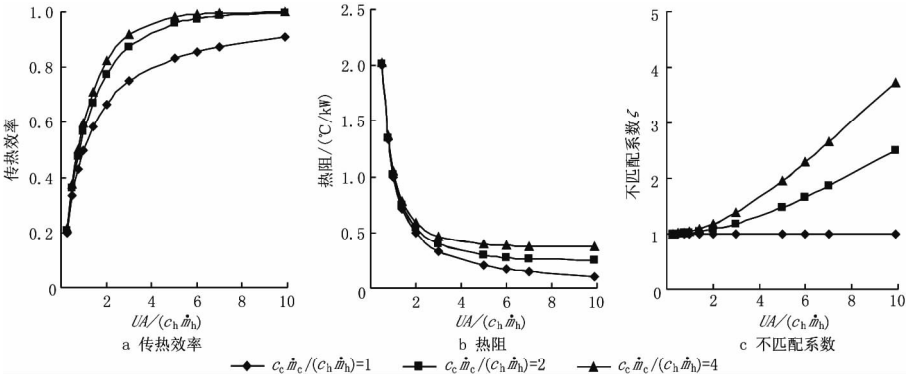


图 2　两侧换热流体温度变化的显热换热过程

对于空调处理过程中常见的换热流体之间的换热过程,其匹配的流量比分别为:

1) 空气-空气换热器,两侧流体的流量比 $\dot{m}_{\mathrm{a,高温}}/\dot{m}_{\mathrm{a,低湿}}=1$;

2) 空气-水换热器,两侧流体的流量比 $\dot{m}_{\mathrm{a}}/\dot{m}_{\mathrm{w}}=c_{p,\mathrm{w}}/c_{p,\mathrm{a}}=4.2$;

3) 水-溴化锂溶液换热器,两侧流体的流量比 $\dot{m}_{\mathrm{s}}/\dot{m}_{\mathrm{w}}=c_{p,\mathrm{w}}/c_{p,\mathrm{s}}=1.8\sim2.2$。

1.2　换热过程中仅一侧流体温度发生变化

图 3 以冷凝器为例,给出了一侧换热流体的温度变化情况。冷凝温度为 T_{c},被加热流体从 $T_{\mathrm{h,in}}$ 加热到温度 $T_{\mathrm{h,out}}$。图 3b 中阴影部分的面积即为传热过程的㶲损失。传热过程的热阻为

$$R_{\mathrm{h}}=\frac{\Delta J_{\mathrm{Loss}}}{Q^2}=\frac{2T_{\mathrm{c}}-T_{\mathrm{h,in}}-T_{\mathrm{h,out}}}{2Q}\qquad(5)$$

热阻可以表示为与式(3)类似的形式,流量不匹配系数 ζ' 的计算式同式(4),其中的 $P=UA/(c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}})$。

对于蒸发器、冷凝器这类在换热过程中仅一侧流体的温度发生变化的换热器,由图 3b 可以看出,不管变温侧流体的流量如何变化,始终存在流量不

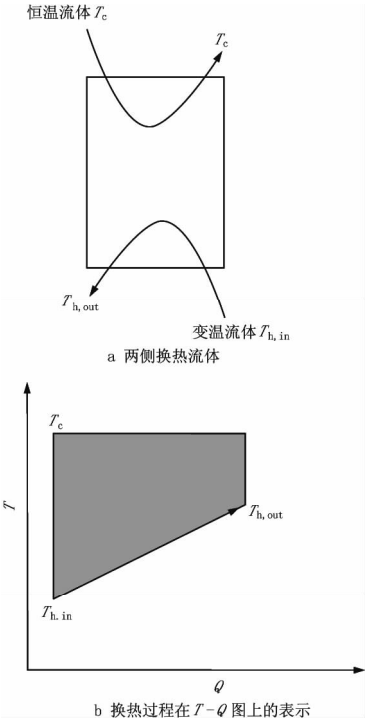


图 3　一侧流体为恒温的显热换热过程在 *T-Q* 图上的表示

匹配造成的㶲损失，流量不匹配系数 ζ' 始终大于 1，即换热热阻 R_h 在原有 $1/(UA)$ 的基础上增加到 ζ' 倍。图 4 给出了在此换热过程中，传热效率、传热过程的热阻以及不匹配系数随传热单元数 $(UA/(c_h\dot{m}_h))$ 的变化规律，变温流体的热容量 $c_h\dot{m}_h$ 为 1 kW/℃。可以看出，流体流量不匹配在传热单元数越大时，对传热过程的影响越大。当传热单元数从 2 增加到 5 时，不匹配系数 ζ' 从 1.31 增加至 2.53，即换热过程的热阻在 $1/(UA)$ 的基础上增加了 31%～153%。

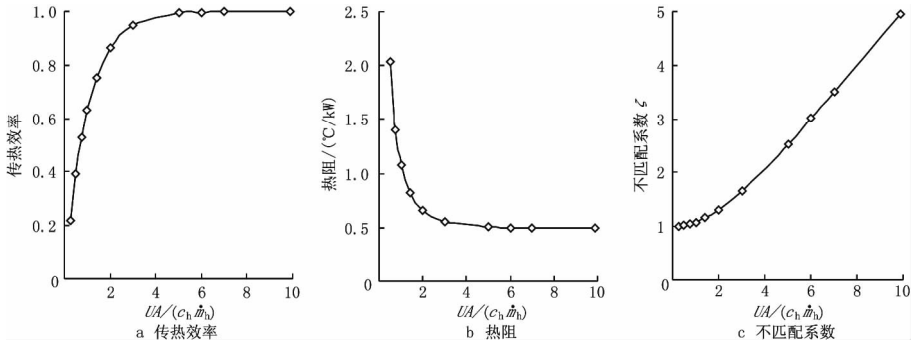


图 4 一侧流体为恒温的显热换热过程

综上所述，传热过程的损失由两部分组成：传热能力 UA 有限造成的损失和两侧流体流量不匹配造成的损失。对于换热两侧均为变温流体的换热过程，流量匹配的条件是 $c_h\dot{m}_h=c_c\dot{m}_c$；当两侧换热流体的流量不匹配时，由于流量不匹配造成的传热损失在传热能力 UA 越大时影响越显著。对于蒸发器、冷凝器这类换热过程中一侧流体可视为恒温的换热器，不管变温流体的流量如何调整，始终存在流量不匹配造成的传热过程损失。

2 热湿传递过程的匹配问题

对于与空气直接接触的热湿传递过程（可在喷水室、冷却塔、蒸发冷却器、湿膜加湿器、溶液除湿器、再生器等中出现），传热过程与传质过程并不独立，而是相互耦合、相互影响。图 5 以湿空气与溶液直接接触的热湿交换过程为例，给出了传热过程与传质过程之间的相互影响关系。湿空气与水，或者湿空气与固体吸湿剂直接接触的热湿交换过程也存在相同的规律。如图 5 所示，一方面，传质过程中伴随的相变潜热的吸收/释放影响了溶液与空气体系的温度，进而影响了二者之间的传热过程；另一方面，溶液温度的变化显著影响溶液的表面蒸汽压（或等效含湿量），从而影响了溶液与空气之间的传质驱动力，影响了二者的传质过程。由于传热过程与传质过程的相互影响，不能单纯分析，必须综合考虑传热与传质作用的相互影响。除了与显热换热过程类似，由于流量不匹配、传热能力 UA 有限造成的损失外，对于热湿交换过程，空气与溶液（水或者固体吸湿剂）在焓湿图上的进口位置关系也在一定程度上决定了热湿传递过程的损失情况，称之为“参数不匹配”。

2.1 流量匹配的条件

首先以可逆的空气-水热湿交换过程为例。图 6a 是空气与水在填料塔的逆流传热传质过程，空气进口状态为 A，水进口状态为 B，当传热传质面积无穷大，而且二者的流量匹配时，空气出口状态可以达到水的进口状态 B 点，水的出口状态可以

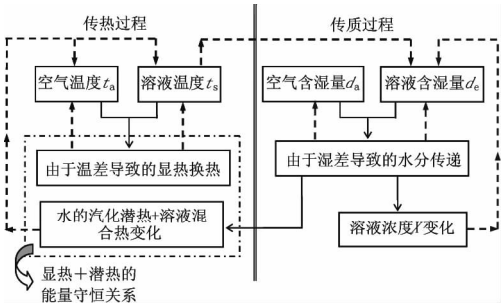


图 5 热湿传递过程中传热过程与传质过程的耦合影响

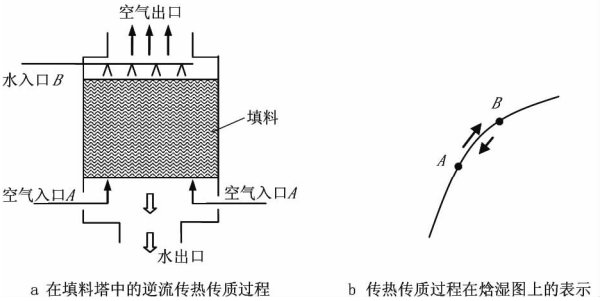


图 6 逆流热湿传递过程（以空气-水为例）

到达空气的进口状态 A 点,即 A 和 B 可以实现状态的互换。

此过程的能量守恒方程如式(6)所示:

$$\dot{m}_{\mathrm{a}}(h_{\mathrm{a},B}-h_{\mathrm{a},A})=c_{p,\mathrm{w}}\dot{m}_{\mathrm{w}}(T_B-T_A) \quad (6)$$

式中　h_{a} 为空气的比焓;$c_{p,\mathrm{w}}$为水的比热容;$h_{\mathrm{a},B}$为 B 点水的比焓;$h_{\mathrm{a},A}$为 A 点空气的比焓;T_B 为 B 点水的温度;T_A 为 A 点空气的温度。

定义湿空气的等效比热容 $c_{p,\mathrm{e}}$:

$$c_{p,\mathrm{e}}=\frac{h_{\mathrm{a},B}-h_{\mathrm{a},A}}{T_B-T_A} \quad (7)$$

由此得到,空气-水热湿交换过程的流量匹配需满足的条件为

$$\frac{\dot{m}_{\mathrm{a}}}{\dot{m}_{\mathrm{w}}}=\frac{c_{p,\mathrm{w}}}{c_{p,\mathrm{e}}} \quad (8)$$

同样,对于空气-溶液热湿交换过程可以得到热量匹配需满足的条件,如式(9)所示:

$$\frac{\dot{m}_{\mathrm{a}}}{\dot{m}_{\mathrm{s}}}=\frac{c_{p,\mathrm{s}}}{c_{p,\mathrm{e}}} \quad (9)$$

式中　$c_{p,\mathrm{s}}$为溶液的比热容。

表 1 给出了常用流体的比热容与等效比热容的数值。

表 1　常用流体的比热容与等效比热容

kJ/(kg·℃)

	质量分数/%	流体比热容 $c_{p,\mathrm{w}}$或 $c_{p,\mathrm{s}}$			等效比热容 $c_{p,\mathrm{e}}$		
		20℃	40℃	60℃	20℃	40℃	60℃
水		4.18	4.17	4.18	3.41	8.38	24.37
溴化锂溶液	45	2.29	2.31	2.32	2.01	4.01	9.36
	50	2.18	2.19	2.20	1.66	3.00	6.48
	55	2.06	2.07	2.07	1.40	2.24	4.45
	60	1.93	1.93	1.93	1.22	1.72	3.05
氯化锂溶液	30	2.91	2.98	3.05	2.02	4.06	9.61
	35	2.79	2.87	2.94	1.71	3.17	7.06
	40	2.67	2.75	2.83	1.47	2.46	5.11

2.2　参数匹配的条件

在流量满足上述的匹配条件,而且传热传质能力无穷大(传热 UA 和传质 $U_{\mathrm{m}}A_{\mathrm{m}}$ 趋向于无穷大)的情况下,由于空气与水进口位置的差异,在热湿交换过程中,仍有可能有传热传质损失。图 7 以水的进口状态 w 为圆心,空气的进口状态 a 可以有多种位置关系,如图中 a_1～a_9。在空气-水的热湿交换过程中,传热驱动力 ΔT 与传质驱动力 Δd 相互耦合影响(如图 5 所示),经过合理的简化假设,可以推导出两个耦合的传热传质驱动力的解耦形式:Δh 和 $\Delta\varphi$[5],其中 Δh 是空气的比焓与水状态

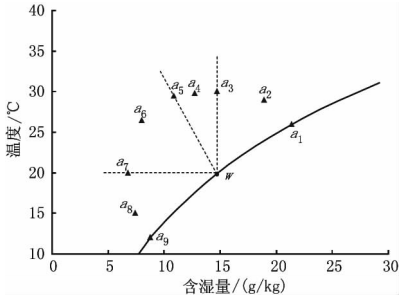
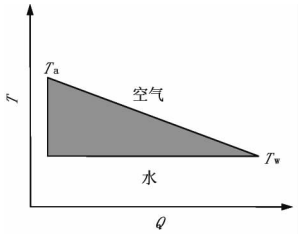


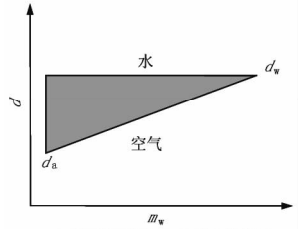
图 7　空气与水进口状态在焓湿图上的表示

的等效比焓(即 B 状态水在焓湿图上对应湿空气状态的比焓)的差值,$\Delta\varphi$ 是空气的相对湿度与水所在湿空气饱和线上相对湿度的差值。即空气与水的热湿交换过程中,焓湿图上有两个特殊的过程线,一是图中 a_1-w 和 a_9-w 所示的均在饱和线上的处理过程,二是图中 a_5-w 所示的等焓线的处理过程。本文第 2.1 节的案例已经分析了在饱和线上的处理过程,当流量匹配、且传热传质能力无穷大时,可以实现空气与水状态的互换,即在此热湿传递过程中既没有传热的㶲损失,也没有传质的㶲损失,此时空气与水的进口参数"匹配"。

此处分析另一个特殊的过程线——在等焓线上的处理过程,空气的进口状态 a_5,水的进口状态 w。在满足传热传质能力无穷大(传热 UA 和传质 $U_{\mathrm{m}}A_{\mathrm{m}}$ 趋向于无穷大)的条件下,空气的终状态可以达到 w 点,但是水的终状态仍在 w 点,无法脱离饱和线。传热过程与传质过程始终存在㶲损失,如图 8 所示。传热过程的㶲损失和传质过程的㶲损失分别如式(10)和(11)所示。



a 传热过程在 $T-Q$ 图上的表示



b 传质过程在 $d-m_{\mathrm{w}}$ 图上的表示

图 8　空气与水热湿交换过程中传热过程与传质过程㶲损失

$$\Delta J_{传热,Loss}=\frac{Q_L}{2}(T_a-T_w) \tag{10}$$

$$\Delta J_{传质,Loss}=\frac{Q_L}{2r}(d_e-d_a) \tag{11}$$

式(10),(11)中 Q_L 为潜热换热量(等于显热换热量);r 为水的汽化潜热;T_a,T_w 分别为空气、水的温度;d_a,d_e 分别为空气的含湿量、水的等效含湿量。

可以证明,对于图 7 所示的不同的空气进口状态,当空气进口状态 a 不在饱和线上时,总是存在传热过程的㶲损失和传质过程的㶲损失,参见式(12)和(13),即为参数不匹配造成的损失。

$$\Delta J_{传热,Loss}=\int(T_a-T_w)\mathrm{d}Q_{显热}=c_{p,a}\dot{m}_a\int(T_a-T_w)^2\mathrm{d}T_a \tag{12}$$

$$\Delta J_{传质,Loss}=\int(d_a-d_e)\mathrm{d}m_w=\dot{m}_a\int(d_a-d_e)^2\mathrm{d}d_a \tag{13}$$

式中 $Q_{显热}$ 为显热换热量。

通过本文 2.1 节和 2.2 节的分析可以看出,对于水与湿空气的热湿传递过程,只有当满足:参数匹配、流量匹配、传热传质能力无穷大三个条件时,传热过程与传质过程的㶲损失才等于 0。

2.3 热湿传递过程的解析解分析方法

在合理简化假设条件下(热湿传递过程中水分变化量对于水流量而言可以忽略,Le=1),可以得到逆流热湿传递过程中空气与水参数的沿程变化情况,参见文献[5]和[6]。传热驱动力与传质驱动力在逆流热质交换过程中的沿程变化情况为

$$T_w-T_a=\Delta T_1\mathrm{e}^{-NTU(1-\frac{p}{r})}+p\Delta T_2\mathrm{e}^{NTU(m^*-1)(1-\frac{p}{r})} \tag{14}$$

$$d_e-d_a=\Delta d_1\mathrm{e}^{-NTU(1-\frac{p}{r})}+p\Delta d_2\mathrm{e}^{NTU(m^*-1)(1-\frac{p}{r})} \tag{15}$$

式(14),(15)中 $\Delta T_1=T_{a,m}-T_{a,in}$,$\Delta T_2=T_{w,in}-T_{a,m}$,$\Delta d_1=d_{a,m}-d_{a,in}$,$\Delta d_2=d_{w,in}-d_{a,m}$,$p=\dfrac{m^*-1}{m^*\mathrm{e}^{NTU(m^*-1)}-1}$,$NTU=\dfrac{U_mA_m}{\dot{m}_a}$,$m^*=\dfrac{\dot{m}_ac_{p,e}}{\dot{m}_wc_{p,w}}$;$T_{a,m}$ 和 $d_{a,m}$ 分别为空气进口等焓线与水所在的饱和线交点处的温度和含湿量,如图 9 所示。

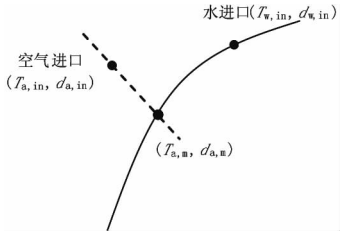


图 9 空气与水进口状态在焓湿图上的表示

将式(14)和(15)分别代入式(12)和(13),积分得到传热过程的㶲损失与传质过程的㶲损失。由此可以得到,传热过程的热阻 R_h 和传质过程的湿阻 R_m 分别如式(16)和(17)所示:

$$R_h=\frac{\Delta J_{传热,Loss}}{Q_{显热}^2}=\frac{1}{UA}\frac{a_{11}(\Delta T_1)^2+a_{12}\Delta T_1\Delta T_2+a_{22}(\Delta T_2)^2}{b_{11}(\Delta T_1)^2+b_{12}\Delta T_1\Delta T_2+b_{22}(\Delta T_2)^2} \tag{16}$$

$$R_m=\frac{\Delta J_{传质,Loss}}{Q_w^2}=\frac{1}{U_mA_m}\frac{a_{11}(\Delta d_1)^2+a_{12}\Delta d_1\Delta d_2+a_{22}(\Delta d_2)^2}{b_{11}(\Delta d_1)^2+b_{12}\Delta d_1\Delta d_2+b_{22}(\Delta d_2)^2} \tag{17}$$

式(16),(17)中 $a_{11}=\dfrac{NTU}{2}(1-\mathrm{e}^{-2NTU})$,$a_{12}=\dfrac{2pNTU}{2-m^*}[1-\mathrm{e}^{NTU(m^*-2)}]$,$a_{22}=\dfrac{1}{2}\dfrac{p^2NTU}{1-m^*}[1-\mathrm{e}^{2NTU(m^*-1)}]$,$b_{11}=(1-\mathrm{e}^{-NTU})^2$,$b_{12}=2(1-\mathrm{e}^{-NTU})[1-p\mathrm{e}^{NTU(m^*-1)}]$,$b_{22}=[1-p\mathrm{e}^{NTU(m^*-1)}]^2$。

式(16)右侧乘积第一项为由于传热能力 UA 有限造成的热阻,右侧乘积第二项可记为 ζ_h,为参数不匹配与流量不匹配造成的热阻增加倍数,即在空气-水热湿交换过程中参数不匹配或流量不匹配时,相当于传热热阻 R_h 在原有 $1/(UA)$ 的基础上增加到 ζ_h 倍。提高传热能力 UA 可以降低热阻,但由于流量或参数不匹配的原因,会使得热阻增加。式(17)右侧乘积第一项为由于传质能力 U_mA_m 有限造成的湿阻,第二项可记为 ζ_m,为参数不匹配与流量不匹配造成的传湿阻力增加倍数。

当空气进口状态位于饱和线上时($\Delta T_1=0$,$\Delta d_1=0$),即此时参数匹配,由式(16)和(17)分别得到参数匹配情况下的传热阻力与传湿阻力为

$$\left.\begin{aligned}R_h|_{参数匹配}&=\frac{1}{UA}\frac{a_{22}}{b_{22}}\\R_m|_{参数匹配}&=\frac{1}{U_mA_m}\frac{a_{22}}{b_{22}}\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

当空气与水的热湿传递过程既满足参数匹配($\Delta T_1=0$,$\Delta d_1=0$)又满足流量匹配($m^*=1$)时,由

式(16)和(17)分别得到传热阻力与传湿阻力为

$$\left.\begin{aligned} R_{\mathrm{h}}|_{\text{参数、流量均匹配}} &= \frac{1}{UA} \\ R_{\mathrm{m}}|_{\text{参数、流量均匹配}} &= \frac{1}{U_{\mathrm{m}}A_{\mathrm{m}}} \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

对于图 7 所示的不同进口状态的空气与水的热湿传递过程,图 10 给出了逆流热湿传递过程的显热换热量、潜热换热量随着传质单元数 NTU 的变化情况,其中空气的质量流量为 1 kg/s,空气与水的热容量比 $m^*=1$。图 11 给出了此热湿传递过程的传热不匹配系数、传湿不匹配系数的变化规律,图 11a 中去掉了传热不匹配系数非常大的 a_7 状态(空气与水进口温度相等),图 11b 中去掉了传湿不匹配系数非常大的 a_4 状态。比较位于等焓线 a_5 和位于饱和线的 a_1(或 a_9)两处理过程,位于饱和线的空气处理过程中的传热、传湿不匹配系数始终等于 1;而 a_5 的处理过程在传质单元数 NTU 分别为 1,2,3 时,传热、传湿不匹配系数分别为1.08,1.31 和 1.66,即位于等焓线上的传热传湿过程需要增加 8%,31%和 66%的传热传质面积才能达到相同的处理效果。

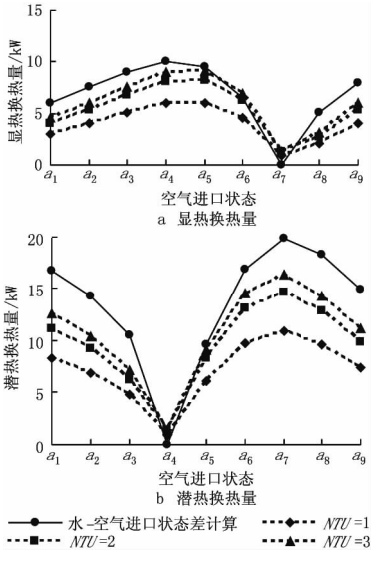


图 10　空气与水热湿传递过程的显热换热与潜热换热量

3　匹配的应用分析

3.1　显热换热过程的分析

图 12 给出了以中间流体为换热传递媒介的换热体系(如两侧为空气、中间为水循环的热回收装置),由两个换热器 a,b 串联组成,高温流体、低温流体、中间流体均为变温流体,分别用下标 h,c 和

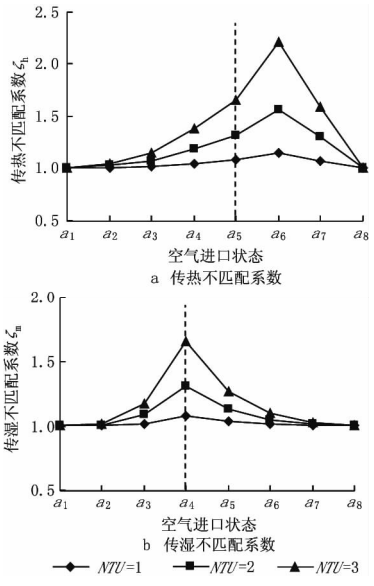


图 11　空气与水热湿传递过程的传热传湿不匹配系数

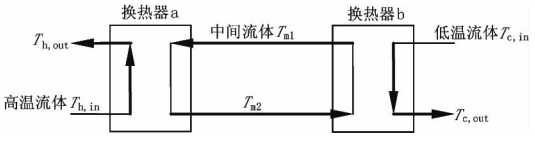


图 12　通过中间流体换热的热回收装置

m 表示,高温流体与低温流体的热容量分别为 $c_{\mathrm{h}}\dot{m}_{\mathrm{h}}$ 和 $c_{\mathrm{c}}\dot{m}_{\mathrm{c}}$,中间流体的热容量为 $c_{\mathrm{m}}\dot{m}_{\mathrm{m}}$,两个换热器的传热能力分别为 UA_{a} 和 UA_{b}。常遇到的问题是:如何调整中间流体的流量,使得达到相同换热效果时所需的换热面积最小。

整个传热过程的总热阻 R_{h} 如式(20)所示,其中 ζ_{a} 和 ζ_{b} 分别为换热器 a 和换热器 b 的流量不匹配系数,其计算公式见式(4)。

$$R_{\mathrm{h总}} = \frac{\Delta J_{\mathrm{Loss,a}} + \Delta J_{\mathrm{Loss,b}}}{Q^2} = \frac{\zeta_{\mathrm{a}}}{UA} + \frac{\zeta_{\mathrm{b}}}{UA} \tag{20}$$

通过式(20)可知,可以通过调整中间流体的流量,尽可能减小由于流量不匹配造成的损失,即减小 ζ_{a} 和 ζ_{b} 的数值,这样可以在同样传热能力 UA 时使得系统总热阻最小。图 13 给出了图 12 所示过程中,所需传热能力 UA、不匹配系数以及总热阻随着中间流体热容量的变化规律。高温流体的进口温度为 50 ℃、低温流体的进口温度为 20 ℃,高温流体与低温流体的热容量均为 1 kW/℃,两换热器的传热能力均为 UA,要求换热量 Q 为 14.5 kW,图 14 给出了不同中间流体热容量对应的流体温度变化情况。从图 13 的计算结果可以看出,当中间流体的热容量与两侧流体相同时,不匹配系数

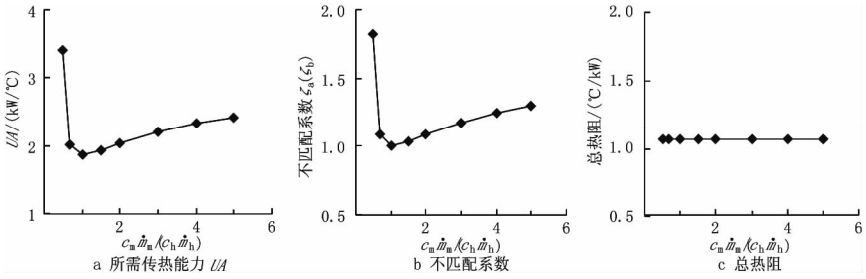


图 13 通过中间流体换热流程的传热性能分析

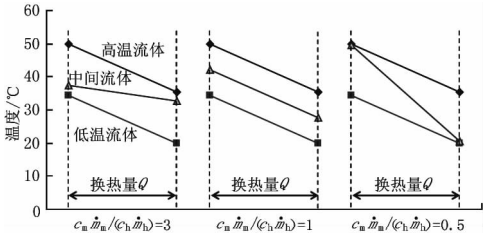


图 14 中间流体不同热容量对应的流体温度变化情况

ζ_a 和 ζ_b 均等于 1，系统达到相同换热量时，要求换热器投入的换热能力 UA 最小。当中间流体的热容量不等于两侧流体的热容量时，不匹配系数 ζ_a 和 ζ_b 均大于 1，要求系统中投入的换热器换热能力 UA 均大于中间流体流量匹配时。例如，当中间流体的热容量为热流体热容量的 3 倍时，换热器的流量不匹配系数为 1.17，即要求投入的 UA 比流量匹配时多出 17%才能达到相同的换热量。

3.2 热湿传递过程的分析

图 15 给出了空气从状态 A 到状态 C 的加湿处理的不同流程，热水进口状态为 H_1、出口状态为 H_2。在流程 I 中，进口空气(状态 A)首先被热水(状态 H_1)加热到 B 状态，然后进入喷淋填料塔装置与状态为 W 的水直接接触被处理至 C 状态。在流程 II 中，喷淋水(状态 W_1)首先被热水(状态 H_1)加热到 W_2 状态，然后 W_2 状态的热水与进口空气(状态 A)在喷淋填料塔装置处理至 C 状态。加热空气的流程 I 和加热水的流程 II 均由一个显

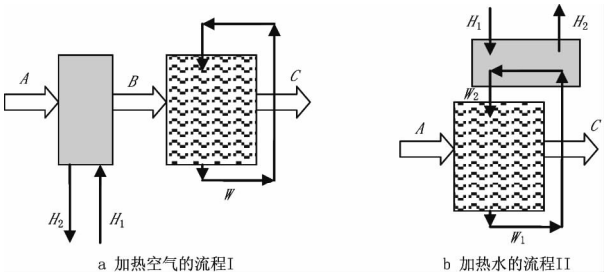


图 15 两种空气加湿处理流程

热换热器和一个热湿交换装置完成。对比分析两个流程可知：

1) 在加热空气的流程 I 中，空气在喷淋填料塔中为等焓的处理过程，在此过程中存在较大的热湿交换处理过程的参数不匹配损失。

2) 在加热水的流程 II 中，空气在喷淋塔中的热湿交换过程的参数不匹配损失在相同情况下明显小于流程 I 的损失。

若流程 I 和流程 II 在相同的热水(状态 H_1)进口参数情况下达到相同的空气处理效果(状态 C)，由于流程 I 热湿交换过程的参数不匹配损失比较大，该流程需要比流程 II 投入更多的传热(传质)面积。下面列举具体案例对比两流程。空气进口状态 A 参数为温度 20 ℃、含湿量 6 g/kg、流量 1 kg/s，空气的出口状态 C 参数为温度 24.1 ℃、含湿量 15.3 g/kg，热水的进口温度 60 ℃、流量 0.25 kg/s，喷淋塔中水流量 0.5 kg/s。流程 I 和流程 II 的处理过程在焓湿图上的表示见图 16，两流程需要投入的传热传质面积分析如下：

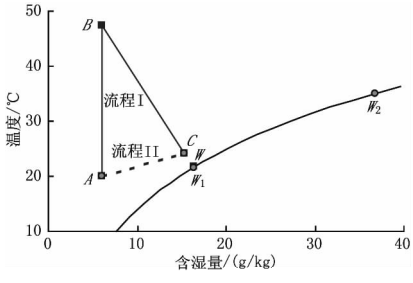


图 16 两种空气加湿处理流程在焓湿图上的表示

1) 流程 I 中，显热换热器的流量不匹配系数为 1.00，要求显热换热器投入的传热能力 UA = 2.17 kW/℃；喷淋填料塔传质过程的参数与流量不匹配系数为 1.43，要求喷淋填料塔投入的传热能力 UA = 2.37 kW/℃(对应的传质能力 U_mA_m = 2.37 kg/s)。

2) 流程 II 中,显热换热器的流量不匹配系数为 1.05,要求显热换热器投入的传热能力 UA = 1.60 kW/℃;喷淋填料塔传质过程的参数与流量不匹配系数为 1.04,要求喷淋填料塔投入的传热能力 UA = 0.70 kW/℃(对应的传质能力 U_mA_m = 0.70 kg/s)。

4 结论

对主动式空调系统中存在的复杂传递过程进行研究,分析了匹配特性在显热传递过程和热湿传递过程中的影响。显热传递过程的损失是由传热能力 UA 有限和两侧流体流量不匹配造成的,热湿传递过程的损失则是由传热能力有限、流量不匹配和参数不匹配 3 种因素共同造成的。流量匹配的条件是两侧流体的热容量相等,空气与水直接接触的热湿传递过程只有在饱和线上进行时才能实现参数匹配。利用解析方法得到了热湿传递过程中的传热阻力、传湿阻力表达式,传热传质能力有限、流量不匹配和参数不匹配会对热阻、湿阻造成影响。利用匹配特性分析了空调系统中存在的显热传递、热湿传递过程,对于显热传递过程,在获得相同换热量的情况下,流量不匹配系数越大表明所需投入的换热面积越多;对于热湿传递过程,参数与流量不匹配系数越大表明需要投入的传热传质能力越大。

参考文献:

[1] 傅秦生. 能量系统的热力学分析方法[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2005

[2] 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 熵——描述物体热量传递能力的物理量[J]. 自然科学进展, 2006,16(10): 1288-1296

[3] 程新广, 孟继安, 过增元. 导热优化中的最小传递势容耗散与最小熵产[J]. 工程热物理学报, 2005,26(6):1034-1036

[4] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 2000

[5] Liu X H, Li Z, Jiang Y. Similarity of coupled heat and mass transfer process between air-water and air-liquid desiccant contact system [J]. Building and Environment, 2009, 44(12): 2501-2509

[6] Liu X H, Jiang Y, Xia J J, et al. Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(7): 2221-2232

(上接第 117 页)

[7] US Department of Energy. An evaluation of enhanced geothermal system technology [S], 2008

[8] 李新国,张启. 地热热泵调峰供暖系统的热力及经济分析[J]. 太阳能学报,1997,18(2):146-151

[9] 尹航. 基于地热水资源供热供冷系统能源利用率评价方法的研究[D]. 天津: 天津大学,2006

[10] Reay D A, Macmichael D B A. Heat pumps—Design and application: A practical handbook for plant managers, engineers, architects and designers[M]. Pergamon Press, 1979

[11] 贺平. 供热工程[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 1993

[12] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1993

[13] 蒋能照. 空调用热泵技术及应用[M]. 北京:机械工业出版社,1997

[14] 许波,刘征. MATLAB 工程数学应用[M]. 北京:清华大学出版社,2000

[15] Gonzalez R C, Woods R E, Eddins S L. Digital image processing using MATLAB [M]. Prentice Hall, 2003

[16] Ingle V K, Proakis J G. Digital signal processing using MATLAB[M]. PWS Pub Co, 1998

[17] Sigmon K, Davis T A. MATLAB primer[M]. Sixth Edition. Chapman & Hall, 2001

[18] Recktenwald G W, Recktenwald G. Introduction to numerical methods and MATLAB: Implementations and applications[M]. Prentice Hall, 2001

[19] 王万达. 天津津南国家农业科技园区地热利用可行性报告[R]. 天津: 天津大学地热研究培训中心,2002

[20] 齐学玲,齐金生,穆浩. 天津津南农业科技园区地热利用工程[M]//郑克棪. 中国地热勘查开发 100 例. 北京: 地质出版社,2005

[21] Bronicki L Y. Implementing new power plant technology: Technical and economic aspects [M]. Ormat: Geothermal Energy and Territory, 2004

[22] 齐金生. 地热潜水电泵及应用[C]//天津地热学术研讨会(第二届)论文集. 天津:天津大学出版社,1993

[23] 高海军. 节水、节电地热供暖系统的优化分析[D]. 天津: 天津大学,1993