

用于高密度显热机房排热的分离式热管换热器性能优化分析^{*}

清华大学 李震[☆] 田浩 张海强 刘晓华 江亿 钱晓栋

摘要 分析了应用于信息机房空调系统的热管换热器的流程。热管换热器的总驱动温差为室内外温差,单级热管换热器内部制冷剂的恒温特性导致室内换热器和室外换热器两侧热容不匹配、等效热阻较大,可通过增加热管级数来降低换热器的热容不匹配程度,从而降低等效热阻,提高换热效率。

关键词 热管 焵耗散 温差 热力学优化

Performance optimization of separate type heat pipe heat exchanger in plant room with high density of sensible heat load

By Li Zhen[★], Tian Hao, Zhang Haiqiang, Liu Xiaohua, Jiang Yi and Qian Xiaodong

Abstract Analyses the flow path of heat pipe heat exchanger applied to the air conditioning system in plant rooms. The temperature difference of indoor air and outdoor air is the total driving temperature difference. The constant temperature characteristic of refrigerant in heat pipe results in the unmatched problem of thermal capacity in indoor and outdoor heat exchanger, which increases the equivalent thermal resistance of heat pipe. Enhancing the stages of heat pipe can reduce the unmatched problem to some degree and reduce the equivalent thermal resistance, and improve heat transfer efficiency.

Keywords heat pipe, entransy dissipation, temperature difference, thermodynamic optimization

[★] Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

信息机房、基站类建筑中,室内设备的发热量非常大,达 200~1 000 W/m²。而且室内 IT 设备全年 8 760 h 运行,因此大多数情况下全年需要供冷,其空调能耗非常大,常占到信息机房、基站整体能耗的 40%~50%。传统机房空调采用压缩机制冷方式全年运行,而实际上在冬天或者过渡季节室外温度低于室内温度时,完全可以利用室外低温空气作为冷源对室内供冷,而不需要压缩机。热管换热器就是一种利用温差驱动制冷剂循环实现热量传递的设备,由于其不需要压缩机,可凭借制冷剂的蒸发和冷凝过程传递热量,具有超导热性和等温特性,被广泛应用于航天航空、空调、化工、炼油等领域^[1]。将热管换热器应用在只有显热传递的信息机房中,可以大量减少压缩式制冷空调的运行时

间,其全年节能率可达 50%^[2]。

针对热管换热器的换热性能优化,不少学者作了研究:陈昌等人采用遗传算法对热管换热器的肋片间距、长度等进行了优化设计^[3];张亚军等人采用人工神经网络方法对热管换热器的管径、管壁厚度、肋片尺寸等进行了优化设计^[4];郎逵对热管换热器加热段和冷却段的长度比或面积比进行了优化分析^[5]。以上学者主要采用数学方法对热管内部的结构参数进行优化。关于换热过程的优化,过增元等人提出了新的用于描述物体传热能力的物理量焵^[6]。相关学者指出在导热、辐射换热、对流换热问题中,焵及其等效热阻的优化结果优于熵产

①[☆] 李震,男,1975 年 7 月生,博士,副教授
100084 清华大学航天航空学院
(010) 62781610
E-mail: lizh@tsinghua.edu.cn
收稿日期:2011-01-14

的优化结果^[7-9]。而从热管空调的物理过程实质出发,其实现的是热量传递过程,驱动力为温差,系统阻力为等效热阻,因此本文将以温差和等效热阻为研究对象对热管换热器流程进行优化。

1 分离式热管换热器及换热温差分析

图1为分离式热管空调(下面简称热管空调)的应用示意图。热管空调由室内蒸发机组(换热器)、连接管路、室外冷凝机组(换热器)组成,在室内外温差驱动下(室内温度高于室外温度),制冷剂在室内蒸发机组内吸收室内空气热量蒸发,在室外机组内被室外空气冷却而冷凝放热,由于制冷剂一直处于相变过程,因此具有恒温特性。

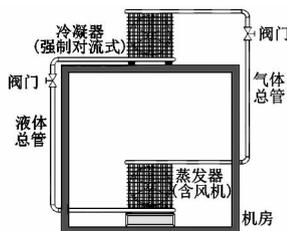


图1 分离式热管空调应用示意图

分离式热管换热器应用示意图见图2。室内、

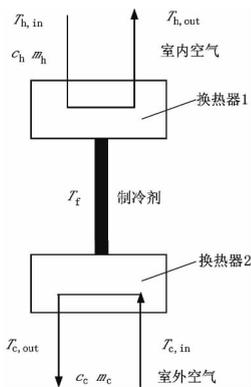


图2 分离式热管换热器应用示意图

室外机组的空气流量分别为 \dot{m}_h 和 \dot{m}_c , 比热容分别为 c_h 和 c_c , $T_{h,in}$, $T_{h,out}$ 分别为室内空气进出口温度, $T_{c,in}$, $T_{c,out}$ 分别为室外空气进出口温度, T_f 为制冷剂温度。定义换热器 1, 2 的换热效率分别为 ϵ_h 和 ϵ_c , 总的换热效率为 η , 如式(1)~(3)所示。

$$\eta = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (1)$$

$$\epsilon_h = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_f} \quad (2)$$

$$\epsilon_c = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_f - T_{c,in}} \quad (3)$$

热管换热器的制冷量如式(4)所示。

$$Q = \eta c_c \dot{m}_c \Delta T_{in} \quad (4)$$

式中 $\Delta T_{in} = T_{h,in} - T_{c,in}$ 。

换热器 1, 2 的换热效率 ϵ_h, ϵ_c 和总的换热效率 η 的关系如下:

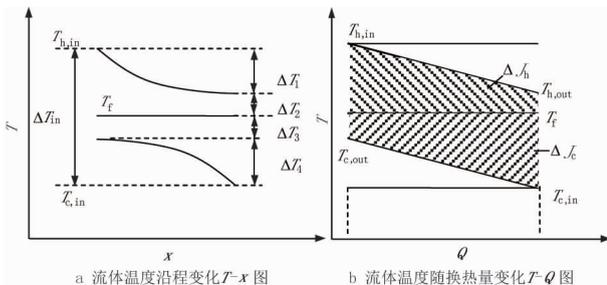
$$\eta = \frac{1}{\frac{c_c \dot{m}_c}{c_h \dot{m}_h} \frac{1}{\epsilon_h} + \frac{1}{\epsilon_c}} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_h &= 1 - \exp\left(-\frac{K_h A_h}{c_h \dot{m}_h}\right) \\ \epsilon_c &= 1 - \exp\left(-\frac{K_c A_c}{c_c \dot{m}_c}\right) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 K_h, K_c 分别为室内外空气侧换热系数; A_h, A_c 分别为室内外空气侧换热面积。

如式(5), (6)所示, 当两换热器的换热面积无限大时, 总换热效率达到最大值 $\eta_{max, ideal} = c_h \dot{m}_h / (c_c \dot{m}_c + c_h \dot{m}_h)$ 。

图3a给出了分离式热管换热器在传递热量 Q 时, 各环节的温差损失情况。 ΔT_{in} 为可利用总驱动温差; ΔT_1 为室内流量有限流体的进出口温差; ΔT_2 为室内换热器内流体最小端部温差(当换热器面积无限大时, $\Delta T_2 = 0$); ΔT_3 为室外换热器内流体最小端部温差(当换热器面积无限大时, $\Delta T_3 = 0$); ΔT_4 为室外流体进出口温差。当流体热容量无穷大时, $\Delta T_1, \Delta T_4$ 为 0。



注: ΔJ_h 为蒸发器换热过程中的焓损失; ΔJ_c 为冷凝器换热过程中的焓损失

图3 分离式热管换热器内部温差分析

当室内外侧空气流量相等、室内外换热器面积相等时, 式(5)可以简化为式(7)。图3a所示各个换热环节的温差见式(8), 4个温差的比值见式(9)。当室内外换热器面积无限大时, 换热效率为 50%, 4个温差的比值为 1:0:0:1, 即换热面积温差损失为 0, 驱动力温差损失在两侧流量有限流体温差上。通过比较几部分温差在总温差中所占的比例, 可以判断出影响换热过程的主要因素, 找到提高性能的着眼点。

$$\eta = \frac{1 - e^{-NTU}}{2} \quad (7)$$

式中 $NTU = \frac{KA}{cm}$, $K_h A_h = K_c A_c = KA$, K 为换热系数, A 为换热面积, c 为流体的比热容, m 为流体的质量流量。

$$\left. \begin{aligned} \Delta T_1 = \Delta T_4 = \frac{Q}{cm} = \eta \Delta T_{in} \\ \Delta T_2 = \Delta T_3 = \frac{1}{2} \Delta T_{in} - \eta \Delta T_{in} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 : \Delta T_2 : \Delta T_3 : \Delta T_4 = \\ 1 : \left(\frac{1}{2\eta} - 1\right) : \left(\frac{1}{2\eta} - 1\right) : 1 \end{aligned} \quad (9)$$

室内外温差 ΔT_{in} 是驱动热管换热器工作的动力, 此驱动温差需要能够克服图 3 所示 $\Delta T_1, \Delta T_2, \Delta T_3, \Delta T_4$ 四部分温差, 热管换热器才能够起到从室内向室外排热的作用。如果可以减少各个环节的温差损失之和 ($\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4$), 即在一定排热量下, 降低热管工作的室内外温差需求 ΔT_{in} , 可以延长热管排热装置全年的使用时间。通过上述分析, 可以得到降低分离式热管温差 ($\Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4$) 需求的方法有:

1) 增加室内侧换热器与室外侧换热器的换热面积, 但相应地会增加系统的投入。

2) 增加室内侧风量与室外侧风量, 此措施对应于风机能耗的大幅增加。而且室内侧风机电耗将转变为热量进入室内机房, 更增加了机房排热系统的负担。

以上两个措施可以有效地降低图 3a 所示的四部分温差损失, 但以增大系统的换热面积、增加系统的风机输配电耗为代价。是否有其他方法能在不增加系统换热面积、不增加系统风机电耗的情况下, 提高热管空调的换热性能? 仔细分析分离式热管装置的换热过程可知, 即使当室内侧与室外侧的换热面积都增加到无穷大时, 换热过程的总效率也仅为 50%, 图 3a 中仍存在 ΔT_1 和 ΔT_4 两部分温差。这两部分温差的根源在于: 室内侧与室外侧换热器两侧换热流体的不匹配特性——空气侧为变温流体(吸热或放热后自身温度发生变化), 而制冷剂侧为恒温流体。即热容的不匹配增加了系统的等效热阻, 从而增加了温差损失。等效热阻和不匹配特性的关系通过焓损失建立起来。

图 3b 所示为换热流体温度随换热量的变化,

其阴影面积为换热过程的焓损失, 包括蒸发器换热过程的焓损失 ΔJ_h 和冷凝器换热过程的焓损失 ΔJ_c 。其中, 焓 J 的定义^[6] 见式(10), 系统换热过程中的焓损失 ΔJ 的定义^[6] 见式(11)。

$$J = \frac{1}{2} cm T^2 \quad (10)$$

$$\Delta J = J_{in} - J_{out} = \frac{1}{2} cm (T_{h,in}^2 + T_{h,out}^2 - T_{c,out}^2) \quad (11)$$

式(10), (11)中 T 为温度; J_{in} 为流入的焓; J_{out} 为流出的焓。

通过系统换热过程中的焓损失可以得到系统的等效热阻 R_{ex} :

$$R_{ex} = \frac{\Delta J_c + \Delta J_h}{Q^2} \quad (12)$$

由单个逆流换热器两股流体的不匹配系数的定义^[10]:

$$\zeta = \frac{P}{2} \cdot \frac{e^P + 1}{e^P - 1} \left(\text{其中 } P = KA \left(\frac{1}{c_h \dot{m}_h} - \frac{1}{c_c \dot{m}_c} \right) \right) \quad (13)$$

分离式热管换热器的等效热阻可以写成:

$$R_{ex} = \frac{\Delta J_c + \Delta J_h}{Q^2} = \frac{\zeta_h}{K_h A_h} + \frac{\zeta_c}{K_c A_c} \quad (14)$$

式中 ζ_h, ζ_c 分别为蒸发器流量不匹配系数和冷凝器流量不匹配系数。

对于热管换热器, 由于空气热容量与制冷剂热容量不匹配, 其不匹配系数 ζ 大于 1, 相当于将热阻 $1/(KA)$ 放大到 ζ 倍, 即为了达到同样的换热效果, 需要增加 $(\zeta - 1)$ 倍的换热面积。例如, 当 ζ 为 1.3 时, 相当于增加了原有热阻的 30%。所以制冷剂与空气热容的不匹配特性增加了系统的等效热阻, 增加了温差损失。

由于换热器两侧流体存在不匹配特性, 通过改变换热面积、改变两侧流体流量比例等方法, 均不能避免 ΔT_1 和 ΔT_4 两部分温差损失。假如可以将分离式热管换热器的中间媒介(制冷剂)改变为可变温的流体(如水), 则可以提高换热器两侧的流体匹配特性, 有效降低这两部分温差损失。虽然在机房这样的使用环境中出于 IT 设备安全运行的考虑, 一般不采用水作为媒介, 但本文下一章仅讨论此方法对于整体换热性能的影响, 以期找到提高整体换热性能的解决方案, 在本文第 3 章仍以制冷剂为中间媒介给出提高热管空调性能的解决方案。

2 采用液体循环回路方式的排热方案分析

图4给出了循环媒介为水(变温流体)时的换热过程示意图,中间循环水需要水泵驱动其流动。当室内侧与室外侧空气流量相等时,可以得到中间循环水流量的最优值为 $c_w \dot{m}_w = c_h \dot{m}_h = c_c \dot{m}_c = cm$, 当室内侧与室外侧两换热器面积均匀分配时, $K_h A_h = K_c A_c = KA$, 图4所示换热过程的总换热

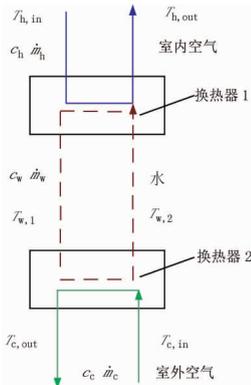


图4 循环介质为变温流体的换热过程示意图

效率及各换热器换热效率分别为

$$\eta_w = \frac{NTU}{NTU + 2} \quad (15)$$

$$\epsilon_h = \epsilon_c = \frac{\frac{K_h A_h}{c_h \dot{m}_h}}{1 + \frac{K_h A_h}{c_h \dot{m}_h}} \quad (16)$$

由式(15)可以得出,当两换热器面积无限大时,图4所示换热过程的总换热效率 η 为1,远高于图2所示分离式热管换热装置的总换热效率。

图5a为水循环换热器的内部温差分析(三股流体热容量相同),室内外驱动力温差 ΔT_{in} 需要克服三部分温差:室内流体流量有限造成的温差损失 $\Delta T'_1$, 室内换热器面积有限造成的换热温差 $\Delta T'_2$, 室外换热器面积有限造成的换热温差 $\Delta T'_3$ 。这三部分温差的表达式见式(17),三部分温差的比值见式(18)。

$$\left. \begin{aligned} \Delta T'_1 &= \frac{Q}{cm} = \eta_w \Delta T_{in} \\ \Delta T'_2 &= \Delta T'_3 = \frac{Q}{KA} = \frac{1}{2} (\Delta T_{in} - \eta_w \Delta T_{in}) \end{aligned} \right\} (17)$$

$$\Delta T'_1 : \Delta T'_2 : \Delta T'_3 = 1 : \frac{1}{2} (\frac{1}{\eta_w} - 1) : \frac{1}{2} (\frac{1}{\eta_w} - 1) = NTU : 1 : 1 \quad (18)$$

图5b中阴影表示水循环换热器的焓损失,由此可得水循环换热器的等效热阻 $R_{cx} = 2/(KA)$, 各换热器流量不匹配系数为1,系统等效热阻小于图2所

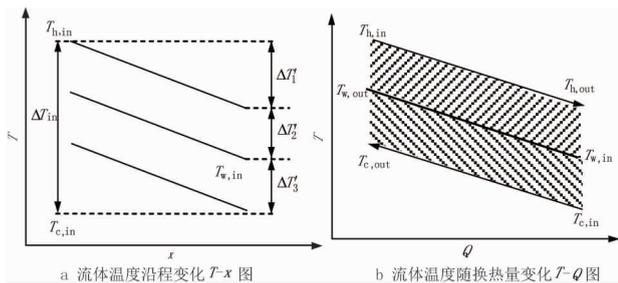


图5 水循环换热器温差示意图

示的分离式热管换热器。因此,当给定相同的换热器面积时,图4所示以水为循环媒介的换热器的换热效率高与图2所示分离式热管换热装置。当换热器面积无限大时,水循环换热器换热效率为1,而分离式热管换热器的效率仅为50%。即以水作为循环媒介的换热装置的流程优于分离式热管换热器:分离式热管换热器由于内部制冷剂近似为恒温流体,与室内侧和室外侧空气流体热容不匹配,增加了系统的等效热阻,增加了温差损失;而以水作为循环媒介的换热装置,由于中间水热容与两侧流体热容一致、互相匹配,降低了等效热阻,换热器内部温差均匀,减少了温差损失,提高了换热效率。

3 多级热管换热装置及性能分析

虽然在信息机房中出于设备安全运行的角度不推荐采用水冷却,但是上一章的分析表明,将具有恒温特性的中间媒介改为具有变温特性的媒介是提高分离式热管换热装置效率的有效途径。将图2所示的单级热管换热器分为多级形式,每一级热管中的制冷剂均视为恒温流体,则多级热管能实现上文提到的以水为循环媒介的换热装置的变温效果。多级热管换热装置的原理如图6所示(图中仅为两级,也可以为其他级数)。从总体换热流程上看,室外空气与室内空气在整个换热装置中逆流流动。图7给出了两级热管换热装置温度的沿程分布。

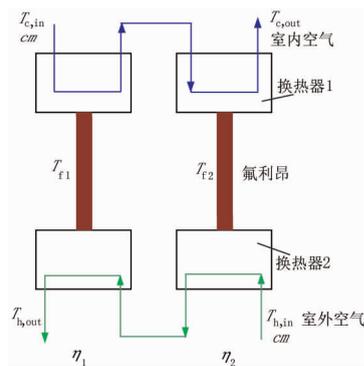


图6 多级热管串联流程图

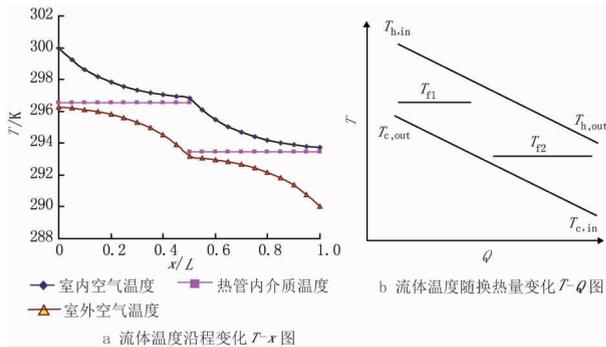


图7 两级热管换热器温差示意图(图a中L为总长度)

取多级热管换热装置与图2所示的单级热管装置相同的总换热面积(相同的投入)进行分析,室内侧换热器与室外侧换热器传热能力(传热单元数均为 NTU)相同。假定多级热管换热装置的级数为 n ,且每级换热器的换热面积相同,其传热单元数为 NTU/n ,则每级热管换热器的效率均相同, $\eta_1 = \eta_2 = \dots = \eta_n = \frac{\epsilon_1}{2}, \epsilon_1 = 1 - e^{-\frac{NTU}{n}}$ 。图6所示多级热管换热装置的总换热量如式(19)所示,总换热效率见式(20)。

$$Q = cm\Delta T_{in} \frac{n\eta_1}{1 + (n-1)\eta_1} \quad (19)$$

$$\eta = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\Delta T_{in}} = \frac{n\eta_1}{1 + (n-1)\eta_1} \quad (20)$$

通过对多级热管换热装置的效率进行分析,可以得到:

1) 当给定级数 n , NTU 趋向于无穷大时, $\eta_1 = \frac{1}{2}$,整体换热效率 $\eta = \frac{n}{n+1}$;

2) 当给定 NTU ,级数 n 趋向于无穷大时,流程换热效率与水循环换热效率相同,整体换热效率 $\eta_{\infty} = \frac{n\eta_1}{1 + (n-1)\eta_1} = \frac{n(1 - e^{-\frac{NTU}{n}})}{2 + (n-1)(1 - e^{-\frac{NTU}{n}})} = \frac{NTU}{NTU + 2}$;

3) 当级数 n , NTU 都趋于无穷大时,整体换热效率 $\eta \rightarrow 1$ 。

热管换热器与水循环换热器的性能比较如图8所示,图中多级热管的总换热器面积与单级热管的总换热器面积相同,室内外两侧空气的热容相同、换热器面积相同。由图8可见,水循环换热器的换热性能总优于热管换热器;当 NTU 很大时,热管级数越多,换热性能越接近于水循环换热器。

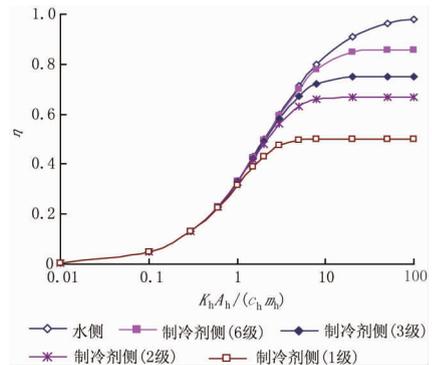


图8 水循环换热器和热管换热器的总换热效率比较

当 NTU 为5时,三级热管换热器的效率为0.67,接近水循环换热器的0.71。

此处以一实际应用案例比较各种排热装置的性能差别。假设室内外温度分别为 $25, 19^\circ\text{C}$,驱动温差为 6°C ,信息机房排热量为 5 kW 。室内外空气的热容都为 2 kW/K 。图9比较了水循环换热器,单级、两级、三级热管换热器的换热器面积。单级热管换热装置需要 NTU 为3.6,而两级热管装置只需要 NTU 为3.0,减少了20%;三级热管换热装置与水循环换热装置近似,需要的 NTU 分别为2.91和2.85。

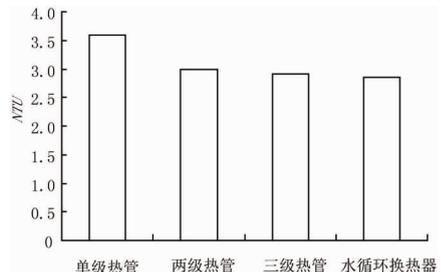


图9 不同换热装置 NTU 的比较

同样通过计算系统焓损失可得到多级热管换热器的等效热阻表达式:

$$R_{ex} = \frac{\Delta J}{Q^2} = \frac{n\Delta J_1}{(nQ_1)^2} = \frac{1}{n} \left(2 \frac{\zeta_1}{KA} \right) = 2 \frac{\zeta_1}{KA} \quad (21)$$

其中 $\zeta_1 = \frac{P_1}{2} \cdot \frac{e^{P_1} + 1}{e^{P_1} - 1}$ (式中 $P_1 = \frac{NTU}{n}$),它随着级数 n 的增加而减小,因此等效热阻也随着级数 n 的增加而减小。

比较多级热管等效热阻的表达式(21)与单级热管等效热阻表达式(14),可得到多级热管相当于降低了流量不匹配系数 ζ ,从而降低了系统等效热阻和温差损失。图10比较了水循环换热器不匹配系数和多级热管换热器不匹配系数:相同 NTU

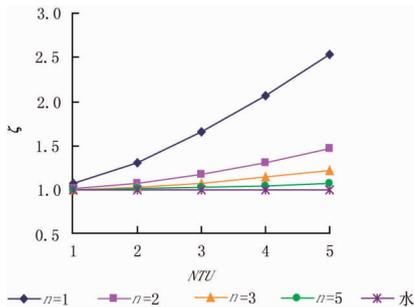


图 10 多级热管换热器不匹配系数与级数 n, NTU 的关系

下,多级热管换热器的不匹配系数 ζ 随着级数 n 增加而降低,当 NTU<3 时,三级热管的不匹配系数已经很接近于水换热器的不匹配系数。

通过上述分析可以看出,将分离式热管换热装置由单级改为多级,在整体换热面积相同的情况下,可以降低系统等效热阻,减少单级热管由于制冷剂与空气不匹配引起的换热损失,有效地提高热管的换热性能。当多级热管换热装置的级数为无穷多级时,其性能与水循环换热器相同。因而可以通过对比多级(或单级)热管换热器的换热效率与水循环换热装置的换热效率,定义热管换热器换热过程中的两部分损失:换热面积有限引起的损失 x₁ 和流程不合适引起的损失 x₂,如式(22),(23)所示。

$$x_1 = 1 - \frac{\text{现有流程 } \eta}{\text{现有流程}_{KA \rightarrow \infty} \eta} \quad (22)$$

$$x_2 = 1 - \frac{\text{现有流程 } \eta}{\text{现有流程变为水循环流程时 } \eta_w} \quad (23)$$

损失系数 x₁ 和 x₂ 均在 0~1 之间,当 x₁ 和 x₂ 均趋向于 0 时,说明换热效率接近于理想值 1;损失系数越接近于 1,说明现有热管换热装置的热损失越大。可以通过比较 x₁ 和 x₂ 的数值来判断影响热管换热装置效率的原因主要是换热面积有限,还是流程不合适,后者可以通过增加热管换热装置级数来解决。图 11 给出了多级热管换热器两部分损失 x₁, x₂ 与级数 n, NTU 之间的关系。

4 结论

热管换热器的总驱动温差为室内外温差,用于克服流量有限引起的流体温差和换热器面积有限引起的温差。由于热管内制冷剂温度在换热过程中恒定,使得热管换热器两侧热容不匹配、系统等效热阻增大、温差损失增大,导致单级热管总换热效率较低。通过将单个热管换热器做成总换热面积相同的

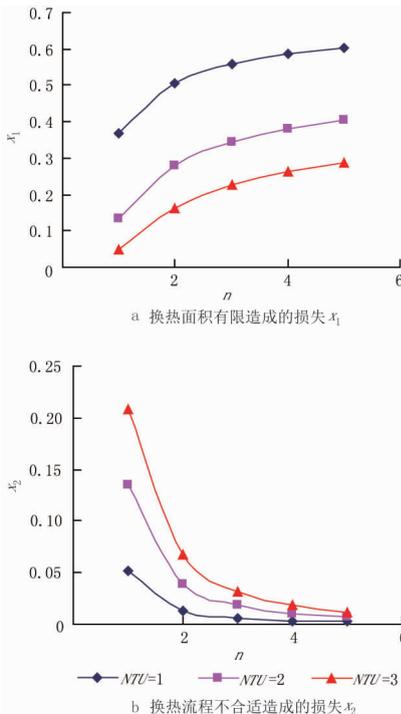


图 11 多级热管换热器两部分损失 x₁, x₂ 与级数 n, NTU 的关系

多级热管换热器(每级热管换热器的制冷剂温度呈梯度分布),可以有效地改变换热器的热容不匹配特性、降低系统等效热阻,从而减少换热温差损失,提高总换热效率。定义了热管装置由于面积有限引起的损失和流程不合适引起的损失,通过比较两者的大小,可以找出制约热管装置换热量的主要因素,流程不合适引起的损失可以通过增加级数来解决。

参考文献:

- [1] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004
- [2] 田浩, 李震, 刘晓华, 等. 信息机房热管空调系统应用研究[J]. 建筑科学, 2010, 26(10): 141-145
- [3] 陈昌, 吴吁生. 基于遗传算法的热管换热器优化设计[J]. 能源技术, 2008, 29(4): 191-193
- [4] 张亚军, 张红, 庄骏. 小热管换热器性能分析与结构优化[J]. 石油化工学报, 2004, 33(4): 1-3
- [5] 郎遼. 热管换热器换热面积比的优化[J]. 东北工学院学报, 1983, 35(4): 73-78
- [6] 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 焓——描述物体传递热量能力的物理量[J]. 自然科学进展, 2006, 16(10): 112-114
- [7] 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
- [8] 陈群, 吴晶, 任建勋. 对流换热过程的热力学优化与传热优化[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(2): 271-274
- [9] 陈群, 任建勋. 对流换热过程的广义热阻及其焓耗散的关系[J]. 科学通报, 2008, 53(14): 1730-1736
- [10] 刘晓华, 江亿, 张涛, 等. 建筑热湿环境营造过程中换热网络的匹配特性分析[J]. 暖通空调, 2011, 41(3): 29-37