

文章编号:1000-582X(2010)08-130-06

三流体分离型热管换热器性能分析及应用

石程名¹,王洋¹,徐灿君²,崔文智¹

(1. 重庆大学 动力工程学院,重庆 400044;2. 中国轻工业长沙设计院,长沙 410000)

摘要:建立了三流体分离型热管的传热分析模型,得到了各排热管具有相同换热面积和不同换热面积顺流和逆流换热器的温度传递矩阵方程。利用具有相同换热面积换热器的温度传递矩阵方程,导出了顺流和逆流换热器的 2 个传热有效度 θ_1 、 θ_2 与 M_1 、 M_2 、 NTU_1 、 NTU_2 、 U 及 Δt_i 的关系式。应用所得的结果,对大型高炉热风炉的烟气余热回收装置进行了设计和变工况校核计算,实践证明结果正确。

关键词:热管;换热器;三流体;传热有效度;温度传递矩阵方程

中图分类号:TK172.4

文献标志码:A

Performance analysis and application of three-fluid separate type heat pipe exchanger

SHI Cheng-ming¹, WANG Yang¹, XU Can-jun², CUI Wen-zhi¹

(1. College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;
2. Changsha Designing Institute of Light Industry, Changsha 410000, P. R. China)

Abstract: The temperature transfer matrix equations for three-fluid separate type heat pipe heat exchangers with the same and different heat transfer area in each heat pipe row are obtained by establishing an analytical heat transfer model in the co-current-or countercurrent-flow mode. Using the temperature transfer matrix equations of exchanger with the each row heat transfer area is similar. The relationships of heat exchanger effectiveness θ_1 , θ_2 with M , NTU , U , Δt_i are derived in the co-current-or countercurrent-flow mode. For the designing and checking calculation of the heat recovery device for the large hot blast stove in steel plant, the theoretical results can be used and it is proved correct in practical application.

Key words: heat pipes; heat exchangers; three-fluid; temperature transfer matrix; heat exchanger effectiveness

在九十年代初期,宝钢 4 036 m³ 高炉的热风炉是当时我国最大的热风炉,产生的烟气余热要同时用来预热空气和煤气。当时已有的其它三流体换热器都不能适应其要求。分离型热管换热器有如下特点^[1-2]:

1)可方便地实现换热流体顺、逆流混合布置。

2)能适应换热器装置大型化。3)可靠地将热、冷流体完全隔离。4)组成换热器各排热管的传热面积可以不同。5)能方便实现多种流体远距离换热。

这些特点正好能满足钢厂大型热风炉余热回收的要求。因此,出现了一种新型换热器——三流体分离型热管换热器。这种换热器可在空气或煤气不能流经

收稿日期:2010-02-30

基金项目:国家科技支撑计划项目(2007BAB21B02-1-2)

作者简介:石程名(1951-),男,重庆大学副研究员,主要从事热管及热管换热器、制冷技术的理论和实验研究,
Tel(023)-65105730;(E-mail) cmshi@cqu.edu.cn。

换热器时保障热管工作温度或压力不会升得太高。

在过去几十年间,对各种换热器的性能有大量的研究^[3-8]。不同换热器有不同的传热性能和传热有效度的表达形式。文献[9]对 2 种流体换热的热管换热器的传热性能进行了研究。文献[10-12]得到了三流体板翅式和管壳式换热器的传热分析结果。这类换热器与三流体分离型热管换热器在构造和换热原理上都不同。前者分析模型和研究结果不适合文中的研究对象。文献[13]得到了三流体分离型热管换热器各排热管换热面积相同,一种热流体、2 种冷流体分别在顺流和逆流时的温度传递矩阵方程。但它是在假设组成换热器的每个热管排的几何参数相同的条件下完成的。实际工程中,为了调节热管的工作温度和压力,比如为了防止露点腐蚀、积灰等问题,组成换热器的每个热管排的几何参数(如肋间距)可能是不相同的,也就是说换热器各排间的换热面积是不同的。这样可以调节壁面温度,避免水或酸结露,减少换热器表面的积灰和腐蚀。因此,需要研究各排间换热面积不同的换热器的传热性能 and 设计方法。另外,到目前为止,这种新出现的三流体分离型热管换热器的传热有效度也还未见报道。在实际运行中,流体的进口温度和流量等工况也随时发生变化。所以需要详细了解这类换热器在变工况时的传热性能。笔者以顺流和逆流布置的三流体分离型热管换热器为研究对象,分别建立传热分析模型,考虑 2 种换热器中各排热管换热面积会存在相同和不同的状况,分别得到相应的温度传递矩阵,进而利用温度传递矩阵得出传热有效度和不同工况参数的关系式,最后结合实例进行验证。

1 传热性能分析

1.1 各排热管间面积相等和不相等的温度传递矩阵方程

图 1 为三流体分离型热管换热器逆流时的原理简图,其中流体 3 是加热流体,流体 1 及流体 2 是冷流体。由图可知,由若干排三流体分离型热管组组成三流体分离型热管换热器,并且每排热管的换热面积可通过肋间距相同或不同而变化。

由图 1 可知,该换热器是由一个个离散的热管排(单元)叠加而成。对其进行传热分析时,忽略散热损失,前后排热管肋片刚好相互接触,可认为温度沿流动方向的变化是连续的。把离散的各个热管排看成一个整体,如图 2 所示。流体沿换热器的流程是从 0 到 1 之间变化。其中 x 是换热器全流程的相对位置。

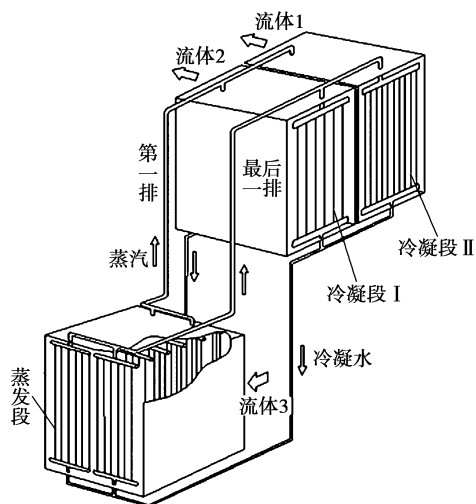


图 1 三流体分离式热管换热器结构

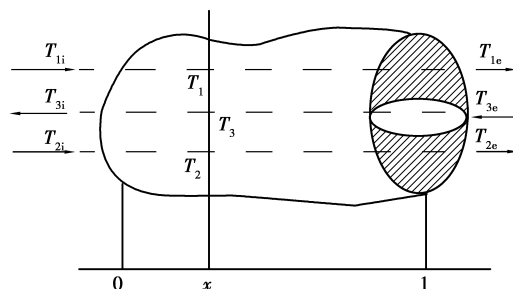


图 2 顺流传热分析模型

根据传热公式和热平衡方程,得到了以下 3 个二阶线性非齐次常系数微分方程:

$$\frac{d^2 T_n}{dx^2} + K \frac{dT_n}{dx} + Y T_n = Z \quad (n = 1, 2, 3), \quad (1)$$

其中:

$$Y = K_{13} K_{23} + K_{13} K_{32} + K_{32} K_{31},$$

$$K = K_{13} + K_{23} + K_{31} + K_{32},$$

$$Z = K_{31} K_{23} T_{1i} + K_{13} K_{32} T_{2i} + K_{13} K_{23} T_{3i},$$

$$K_{13} = 1 / [(R_1 + R_{31}) m_1 c_1], K_{23} = 1 / [(R_2 + R_{32}) m_2 c_2],$$

$$K_{31} = 1 / [(R_1 + R_{31}) m_3 c_3], K_{32} = 1 / [(R_2 + R_{32}) m_3 c_3].$$

边界条件: $x=0$ 时, $T_1 = T_{1i}, T_2 = T_{2i}, T_3 = T_{3i}$;

$x=1$ 时, $T_1 = T_{1e}, T_2 = T_{2e}, T_3 = T_{3e}$ 。

解这个微分方程组得到各排热管换热面积相同时的温度传递矩阵方程:

$$T_e = A T_i, \quad (2)$$

其中: $T_e = [T_{1e}, T_{2e}, T_{3e}]'$, $T_i = [T_{1i}, T_{2i}, T_{3i}]'$,

矩阵 A 的元素通过边界条件能得出:

$$a_{11} = (K_{31} K_{23} e_1 + e_2 Y) / e_0,$$

$$a_{12} = K_{13} K_{32} e_1 / e_0,$$

$$a_{13} = \{ (K_{13} K_{23} e_1 + K_{13} [\exp(a_1) - \exp(a_2)] Y) \} / e_0,$$

$$\begin{aligned}
 a_{21} &= K_{31} K_{23} e_1 / e_0, \\
 a_{22} &= (K_{13} K_{32} e_1 + e_3 Y) / e_0, \\
 a_{23} &= \{ (K_{13} K_{23} e_1 + K_{23} [\exp(a_1) - \exp(a_2)] Y) \} / e_0, \\
 a_{31} &= \{ (K_{31} K_{23} e_1 + K_{31} [\exp(a_1) - \exp(a_2)] Y) \} / e_0, \\
 a_{32} &= \{ (K_{13} K_{32} e_1 + K_{32} [\exp(a_1) - \exp(a_2)] Y) \} / e_0, \\
 a_{33} &= (K_{13} K_{23} e_1 + e_4 Y) / e_0.
 \end{aligned}$$

式中:

$$\begin{aligned}
 e_0 &= Y(a_1 - a_2), \\
 e_1 &= a_1 [1 - \exp(a_2)] - a_2 (1 - \exp(a_1)), \\
 e_2 &= (a_1 + K_{13}) \exp(a_2) - (a_2 + K_{13}) \exp(a_1), \\
 e_3 &= (a_1 + K_{23}) \exp(a_2) - (a_2 + K_{23}) \exp(a_1), \\
 e_4 &= (a_1 + K_{31} + K_{32}) \exp(a_2) - (a_2 + K_{31} + K_{32}) \exp(a_1), \\
 a_1 &= \frac{-K + \sqrt{(K^2 - 4Y)}}{2}, \\
 a_2 &= \frac{-K - \sqrt{(K^2 - 4Y)}}{2}.
 \end{aligned}$$

该矩阵方程系数矩阵元素中的传热面积是整个换热器的相应面积。

换热器可由多个热管排组成,如果各排之间的传热面积不同,可把前面的传热分析方法用于每一个热管排,就会得到一个热管排的温度传递矩阵方程,由于前排热管出口温度是后一管排的进口温度,各排热管的温度传递矩阵方程可表示如下:

$$T_1 = \mathbf{A}_1 T_i, T_2 = \mathbf{A}_2 T_1, T_3 = \mathbf{A}_3 T_2, \dots, T_e = \mathbf{A}_t T_{t-1}$$

式中: \mathbf{A} 为顺流温度传递矩阵。

各排换热面积相同时,取平均温度计算的各排的温度传递矩阵是相等的,因此可得:

$$T_e = \mathbf{A}' T_i, \quad (3)$$

这里矩阵 \mathbf{A} 中各元素的传热面积为一排的面积。如果各排换热面积不同时,各排的温度传递矩阵不相等,因此得到:

$$T_e = \mathbf{A}_t \cdots \mathbf{A}_2 \cdots \mathbf{A}_1 T_i, \quad (4)$$

其中 $\mathbf{A}_i (i=1, 2, \dots, t)$ 即第 i 排热管的温度传递矩阵。3 种流体的热容量取相同正值时为顺流。

逆流时的温度传递矩阵也可以通过传热方程和能量平衡方程及适当的边界条件 ($x=0$ 时, $T_1 = T_{1i}, T_2 = T_{2i}, T_3 = T_{3e}$; $X=1$ 时, $T_1 = T_{1e}, T_2 = T_{2e}, T_3 = T_{3i}$) 得到,如图 3 所示。由于在上面的推导过程中,并未限制是 1 种冷流体或者是 1 种热流体,因此,式(2)既适用于 1 种热流体与 2 种冷流体也适用于 2 种热流体与 1 种冷流体之间换热的情况。对于如图 3 所示的流体 3 与流体 1 和流体 2 进行逆流换热的情况,只要将式(2)中的进出口温度进行适当的变换,并将反 x 增加方向流动的流体的热容量取为负值即可得到逆流的温度传递矩阵方程。

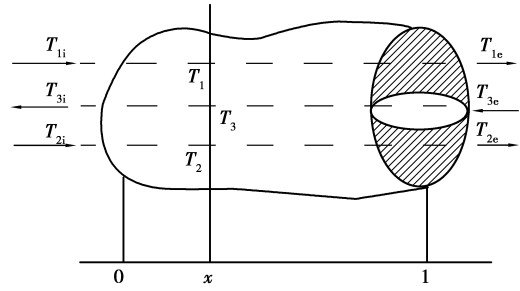


图 3 逆流传热分板模型

任意一排热管的温度传递矩阵方程为

$$T_e = \mathbf{B} T_i, \quad (5)$$

则逆流时矩阵 \mathbf{B} 的元素的计算式如下:

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= a_{11} - a_{13} a_{31} / a_{33}, \\
 b_{12} &= a_{12} - a_{13} a_{32} / a_{33}, \\
 b_{13} &= a_{13} / a_{33}, \\
 b_{21} &= a_{21} - a_{23} a_{31} / a_{33}, \\
 b_{22} &= a_{22} - a_{23} a_{32} / a_{33}, \\
 b_{23} &= a_{23} / a_{33}, \\
 b_{31} &= -a_{31} / a_{33}, \\
 b_{32} &= -a_{32} / a_{33}, \\
 b_{33} &= 1 / a_{33}.
 \end{aligned}$$

这时矩阵元素中面积为一排热管相应的面积。

由 t 个相同换热面积的热管排组成的换热器的温度传递矩阵方程为

$$T_e = \mathbf{B}' T_i. \quad (6)$$

同理,由 t 个不相同换热面积的热管排组成的换热器的温度传递矩阵方程为

$$T_e = \mathbf{B}_t \cdots \mathbf{B}_i \cdots \mathbf{B}_2 \mathbf{B}_1 T_i, \quad (7)$$

其中, $\mathbf{B}_i (i=1, 2, \dots, t)$ 为第 i 排热管的温度传递矩阵。

当热管每排换热面积不同时,方程(4)和(7)可为热力计算提供一条捷径,因为此时无需计算每排的流体出口温度。而矩阵 \mathbf{A}_i 或 \mathbf{B}_i 都可直接通过不同肋片结构或传热面积获得,从而可直接完成各热管换热器的热力计算。

1.2 传热有效度

如图 2 所示的三流体换热器中,假设流体 3 为冷流体,1、2 为热流体,流体 1 和 3 之间、2 和 3 之间的传热单元数分别 NTU_1 、 NTU_2 表示。另外假定流体不混合且 $m_1 c_1, m_2 c_2$ 都小于 $m_3 c_3$ 。其中: m 为质量流量, kg/s ; C 为比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。定义如下的无因次数(其中 NTU_1 / NTU_2 为传热单元数比; U 为 2 个传热支路的传热单元数比; Δt_i 为入口温差比, θ_1, θ_2 为换热器传热有效度):

$$NTU_1 = \frac{U_{13}S_1}{m_1c_1} = \frac{1}{(R_1+R_{31})m_1c_1} NTU_2 = \frac{U_{23}S_2}{m_2c_2} = \frac{1}{(R_2+R_{32})m_2c_2}, U = \frac{NTU_1}{NTU_2}, M_1 = \frac{m_1c_1}{m_3c_3},$$

$$M_2 = \frac{m_2c_2}{m_3c_3}, \Delta t_i = \frac{T_{2i}-T_{3i}}{T_{1i}-T_{3i}}, \theta_1 = \frac{T_{1i}-T_{1e}}{T_{1i}-T_{3i}}, \theta_2 = \frac{T_{2i}-T_{2e}}{T_{2i}-T_{3i}}$$

式中:R 代表热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$; S 代表传热面积, m^2 。

在已知换热器、进口温度和流量的情况下,只有换热器的 θ_1, θ_2 是未知的。由前面的定义可得:

$$K_{13} = \frac{1}{R_1+R_{31}} \cdot \frac{1}{m_1c_1} = NTU_1,$$

$$K_{31} = \frac{1}{R_1+R_{31}} \cdot \frac{1}{m_3c_3} \cdot \frac{m_1c_1}{m_1c_1} = NTU_1 \cdot M_1,$$

$$K_{23} = NTU_2, K_{32} = NTU_2 \cdot M_2, U = \frac{NTU_1}{NTU_2}.$$

矩阵 A 中各元素有如下关系式:

$$a_{11} + a_{12} + a_{13} = 1, a_{21} + a_{22} + a_{23} = 1.$$

简化得到流体顺流时的换热器传热有效度为

$$\theta_1 = \frac{T_{1i}-T_{1e}}{T_{1i}-T_{3i}} \times 100\% = (1 - a_{11} - \frac{a_{12}}{\Delta t_i}) \times 100\%, \quad (8)$$

$$\theta_2 = \frac{T_{2i}-T_{2e}}{T_{2i}-T_{3i}} \times 100\% = (1 - a_{22} - a_{21} \cdot \Delta t_i) \times 100\%. \quad (9)$$

把 a_{11} 和 a_{12} 的表达式代入(8)式化简后可得

$$\theta_1 = 1 - \frac{(\Delta t_i M_1 + M_2)e_1 + \Delta t_i e_2(1 + M_1 + M_2)}{\Delta t_i(1 + M_1 + M_2)(a_1 - a_2)}, \quad (10)$$

把 a_{21} 和 a_{22} 的表达式代入(9)式化简后可得

$$\theta_2 = 1 - \frac{(\Delta t_i M_1 + M_2)e_1 + e_3(1 + M_1 + M_2)}{(1 + M_1 + M_2)(a_1 - a_2)}. \quad (11)$$

由此,得到了顺流各排几何参数相同的换热器的传热有效度 θ 与传热单元数 NTU、热容比 M、传热单元数比 U 和入口温差比 Δt_i 的函数关系。对于逆流,同理,矩阵 B 各元素有如下关系式:

$$b_{11} + b_{12} + b_{13} = 1, b_{21} + b_{22} + b_{23} = 1.$$

简化得到流体逆流时的换热器传热有效度为

$$\theta_1 = \frac{T_{1i}-T_{1e}}{T_{1i}-T_{3i}} \times 100\% = (1 - b_{11} - \frac{b_{12}}{\Delta t_i}) \times 100\%, \quad (12)$$

$$\theta_2 = \frac{T_{2i}-T_{2e}}{T_{2i}-T_{3i}} \times 100\% = (1 - b_{22} - b_{21} \cdot \Delta t_i) \times 100\%. \quad (13)$$

如果把 b_{11}, b_{12}, b_{21} 和 b_{22} 表达式代入以上 2 式,得到的是 2 个较复杂的 θ_1 和 θ_2 的表达式,此处不赘述。在实际应用中,对于每 1 台换热器可通过计算

机编程计算出换热器传热有效度与传热单元数的特性曲线,供换热器的使用者随时快捷的了解变工况特性。

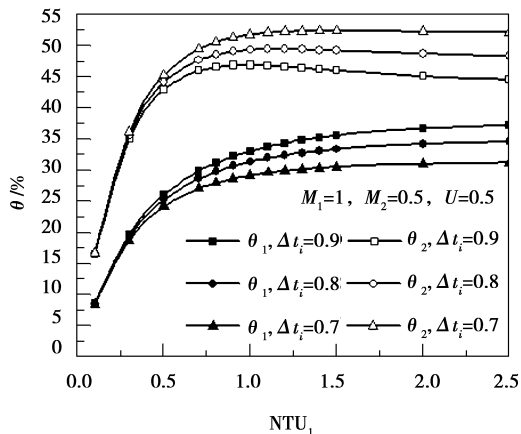


图 4 U=0.5 顺流时 θ 随 NTU 变化

图 4 和图 5 分别给出了顺流和逆流时换热器传热有效度与传热单元数、传热单元数比与入口温差比的关系曲线图。由图可见,增加 NTU 值到一定程度后,换热器的传热有效度提高不大。也就是说换热器面积增加到一定程度后,再增加换热面积,换热器的换热能力增加也很有限。在三流体热管换热器校核设计和变工况校核时,可通过查取换热器传热有效度曲线图或者用传热有效度方程编制计算机程序进行计算。

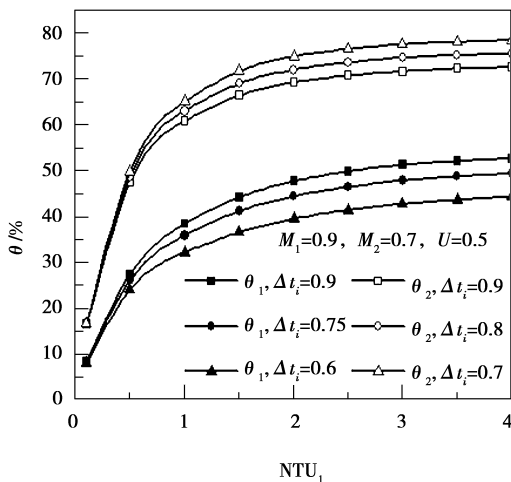


图 5 U=0.5 逆流时 θ 随 NTU 变化

2 应用实例

实例是一个炼铁厂热风炉余热回收装置的设计及校核计算,该换热器已经安全稳定运行了近 20

年。空气为流体1、煤气为流体2、烟气为流体3,其他相关参数如表1所示,流体的流动方式为逆流。

表1 初参数

名称	流量 /(Nm ³ ·h ⁻¹)	进口温度 /°C	管外径 /mm	肋间距 /mm	肋厚 /mm
空气	188 812	20	38	5.0	17
煤气	249 808	30	38	6.0	17
烟气	403 702	250	48	5.5	21

设计或校核计算时,首先需要假设2种流体的出口温度(如流体2和流体3),通过热平衡方程求出流体1的出口温度。根据平均温度的物性、热管结构参数和流体流速可计算出传热系数和传热面积。接着可计算出NTU、 U 、 M_1 、 M_2 和 Δt_i 。然后计算得到传热有效度。最后通过传热有效度的关系式计算出流体1、2的出口温度,流体3的出口温度 T_{3e} 可通过热平衡计算得出。如果是设计计算,计算出的各流体出口温度与前面假定的出口温度不满足要求时,那么热管的肋片结构或管排数就需要调整,并重新计算。如果是校核计算,换热器的面积是已知的,只需对假设的出口温度进行迭代修正。表2列出的是最终的设计计算结果。

表2 设计计算结果

名称	NTU	U	M	θ	出口温度/°C
空气	1.340	1.22	0.430 5	45.62	153.40
煤气	1.098		0.603 0	51.99	142.19
烟气					124.93

图6是该分离型三流体热管换热器的传热有效度 θ 与传热单元数NTU的关系。在实际运行中,由于有4座热风炉交替循环工作,烟气的入口温度和流量都在周期性的发生变化。在烟气最高温度时,热管内的工作温度和压力也很高,为了换热器的安全,需要计算变工况时热管的工作压力与温度,作为管组强度计算的依据。其中1种变工况的3种流体入口温度分别变为 $T_{1i}=30$ °C, $T_{2i}=50$ °C,和 $T_{3i}=350$ °C。由于烟气流量是煤气燃烧的产物,3种流体的流量比 M_1 、 M_2 和传热单元数 NTU_1 ,传热单元数比 U 保持设计值不变。这时, $\Delta t_i=0.937 5$ 。由图6查得传热有效度 $\theta_1=0.569 8$, $\theta_2=0.517 3$,计算得到 $T_{1e}=212.33$ °C, $T_{2e}=214.18$ °C。根据能量平衡方程算出传热量 $Q=26 911$ kW, $T_{3e}=177.5$ °C。由传热方程计算的传热量 $Q=27 410$ kW。从2个角度计算的传热量只相差0.18%。变工况校核计算

证明理论结果正确。

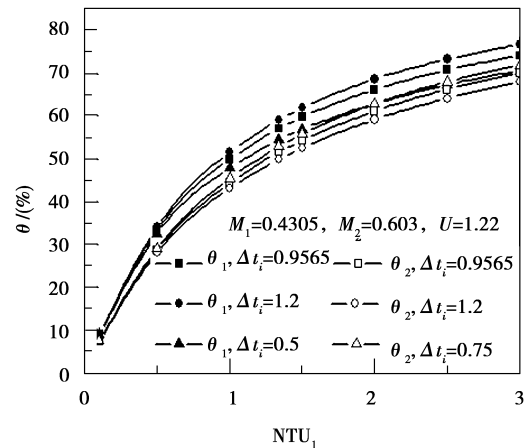


图6 计算实例 θ 随NTU变化

3 结论

根据一个三流体分离型热管换热组件的传热分析模型,得到这种换热器在流体顺流、逆流时的温度传递矩阵方程(2)~(7)。利用温度传递矩阵方程,导出了传热有效度 θ_1 、 θ_2 与热容比 M 、传热单元数NTU、总传热系数比 U 、入口温差比 Δt_i 等的关系式(10)~(13)。并绘出了换热器的传热有效度曲线图,这些方程可为工程设计提供理论计算的依据。传热有效度曲线图能简捷的计算换热器变工况的出口温度。

参考文献:

- [1] KOHTAKA I, YASUDA A, MORI T. Development, design and operation of large scale separate type heat pipe [C]// Proceedings of Of Sixth International Heat Pipe Conference, May 25-29, 1987, Grenoble, France. [S. 1]: IEEE, 1987:624.
- [2] 靳明聪,陈远国. 热管及热管换热器[M]. 重庆:重庆大学出版社,1986.
- [3] NAVARRO H A, CABEZAS-GOMEZ L. A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(18): 3880-3888.
- [4] NOIE S H. Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using ϵ -NTU method[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(5/6): 559-567.
- [5] CABEZAS-GOMEZ L, NAVARRO H A, SAIZ-JABARDO J M. Thermal performance of multipass parallel-and counter-cross-flow heat exchangers[J]. ASME J. Heat Transfer, 2007, 129(3): 282-290.
- [6] SAN J Y, LIN G S, PAI K L. Performance of a

- serpentine heat exchanger; part i-effectiveness and heat transfer characteristics [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29 (14/15): 3081-3087.
- [7] KADYLAK D, CAVE P, MERIDA W, et al. Effectiveness correlations for heat and mass transfer in membrane humidifiers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(5/6): 1504-1509.
- [8] MATHEW B, HEGAB H. Application of effectiveness-NTU relationship to parallel flow microchannel heat exchangers subjected to external heat transfer [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(1): 76-85.
- [9] ABD EIBAKY M A A, MOHAMED M M. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27 (4): 795-801.
- [10] WILLIS N C. Analysis of three-fluid crossflow heat exchanger[D]. NASA, USA, 1966.
- [11] 王礼进,张会生,翁史烈. 三股流高温紧凑板翅式换热器的性能分析[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 389-393.
WANG LI-JIN, ZHANG HUI-SHENG, WONG SHI-LIE. Performance analysis of high temperature three-fluid compact heat exchanger[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2008, 42(3): 389-393.
- [12] GVOZDENAC D D, BACLIC B S. Performances of three-fluid single pass crossflow heat exchanger [J]. Heat and Mass Transfer, 1994, 29(6): 343-347.
- [13] 石程名,辛明道,陈远国. 三流体分离型热管换热器的传热性能[J]. 重庆大学学报, 1992, 15(4): 20-25.
SHI CHENG-MING, XIN MING-DAO, CHEN YUAN-GUO. The heat transfer performance of three-fluid separate type heat pipe exchanger [J]. Journal of Chongqing University, 1992, 15(4): 20-25.

(编辑 陈移峰)

~~~~~

(上接第 122 页)

- [13] 曾鹏,刘清,叶建荣. 利用模拟钢筋混凝土中的收敛问题的对策[J]. 四川建筑, 2008, 20(3): 113-117.  
ZENG PENG, LIU QING, YE JIANRONG. Solving convergence problems of Reinforced Concrete Simulation Using ANSYS. Sichuan Construction, 2008 (6): 113-117.
- [14] 吴胜兴. 混凝土裂缝宽度计算的有限单元法[J]. 计算力学学报, 1997, 14(1): 69-77.  
WU SHENG-XING. Finite element method of the crack width prediction for RC beams[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 1997, 14(1): 69-77.
- [15] ZUCCHINI A, LOURENCO P B. A coupled homogenization-damage model for masonry cracking[J]. Computers and Structures, 2004, 82(11/12): 917-929.
- [16] 彭人玮. 某国外工程实心混凝土小型砌块填充外墙裂缝原因的研究与分析[J]. 工业建筑, 1998, 28(4): 44-48.  
PENG RENWEI. A study on the causes of Concrete small solid block in-filled walls' cracks-case study of a foreign construction project [J]. Industrial Construction, 1998, 28(4): 44-48.
- [17] 班明霞. 框架轻质填充墙温度和干缩裂缝产生机理的研究[D]. 成都: 西华大学, 2007.
- [18] 日本混凝土工程协会. 混凝土裂缝调查及修补规程[M]. 北京: 地震出版社, 1992.
- [19] 梁建国, 方亮, 彭茂丰. 美国砌体结构房屋墙体裂缝的控制[J]. 建筑砌块与砌块建筑, 2007(6): 2-6.  
LIANG JIAN-GUO, FANG LIANG, PENG MAO-FENG. Crack control of masonry building wall in USA[J]. Building Block and Block Building, 2007(6): 2-6.
- [20] VERHOEF L G W, VAN ZIJL G P A G. Restrengthening of brickwork to reduce crack width [J]. Advanced in Engineering Software, 2002, 33 (1): 49-57.

(编辑 张小强)