

气-气型热管式余热换热器的 最佳设计及运行成本分析

张 保 栋

(交通部上海船舶运输科学研究所)

Optimum Design and Analysis of Operating Cost for the Air-Gas Heat-Pipe Type Heat Exchanger

Zhang Baodong

(Shanghai Ship and Shipping Research Institute in Ministry of Communications)

Abstract

The paper presents an analytical method of operating cost for the heat exchanger, which has been related to the exergy destruction. Basing on the Lagrange's multiplier, the method is applied to analyze the operating cost for heat-pipe type heat exchanger, and the optimum heat transfer area of the heat-pipe type heat exchanger is also deduced. The two operating devices have been calculated. The results indicate that the analytical method is available.

§ 1. 引 言

自六十年代末我国开展热管的研究工作以来^[1],热管目前已经步入实用阶段。在工业上,热管的一个重要用途就是被用来制作回收废气余热的余热换热器^{[2][3]}。热管在热管式换热器中起了传热媒介的作用,它相当于常规换热器中冷热流体间的金属壁面。文献^[4]根据这一相似,把热管式换热器模拟成常规的逆流式换热器,然后根据常规的逆流式换热器的设计方法,整理了一套热管式换热器的设计计算方法,成功地设计了一台气-气型热管式换热器^[2]。这是一个基于组成换热器的热管元件的性能是优良的情况下的设计方法。

与纯金属壁面不同,从传热媒介的角度看,热管元件是由金属体和工作介质组成的复合体。由于它的传热机理和传热能力不同于一块纯金属的传热机理和传热能力,所以,热管式换热器传递热量的能力在很大程度上取决于构成该换热器的热管元件的传热特性。现有的设计方法不能很好地反映出热管元件本身的特性对热管式换热器的传热能力的影响。这样,

本文1986年1月29日收到。

一旦热管元件性能较差时,设计上就不易反映出来,最终导致经济效益不理想^[6]。

本文旨在提出一种能反映热管元件特性对最终设计效果产生影响的设计方法。这种设计方法,不仅考虑到单纯的技术上的最佳方案,且还顾及与实现此项技术有关的经济效果上的最佳性。

§ 2. 热管式换热器的焓平衡方程式及焓成本平衡式

为使设计结果尽可能地反映实际情况,我们将采用热力学中“焓”的概念来分析问题。焓表征了能量转变为功的能力和在技术上的有用程度,反映出能量的质量或级位。因而,使用焓概念来评价用能系统中能量的转换过程将更接近于实际情况。使用焓概念来评价用能系统另一个优点是可将一个热力系统分解成若干个子系统而不会导致错误的结论,文献^[8]对此作了严格的论证。

考虑一个有稳定过程的热管式换热器系统,由于它与外界有质量的交换,所以,在热力学的概念上,换热器是一个开口系统。将这个开口系统分解成加热端、冷却端和热管元件组三个子系统。加热端和冷却端也是开口系统,而热管元件组,由于与外界没有质量交换,所以是一个封闭的热力系统。图 1 画出了这种划分,其中,热管式换热器这一总的热力系统用虚线 $bbcc$ 框出;热管元件组用点划线框出;各子系统之间、总系统与外界系统之间的联系纽带是

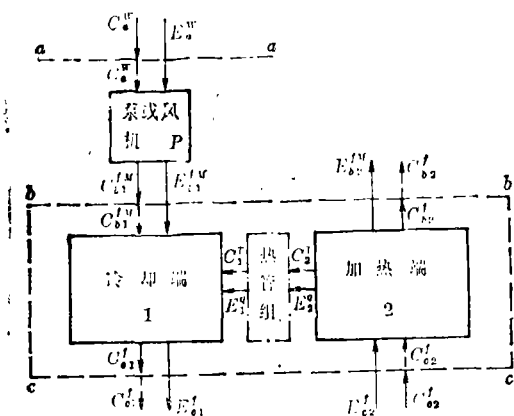


图 1

焓流。焓流方向用箭头表示。图中标出的各符号的意义如下：

E_{a1}^w 代表进入加热端的流体焓; E_{b2}^w 代表流出加热端的流体焓; E_{a1}^w 代表流出冷却端的流体焓; E_{b2}^w 代表流入冷却端的流体焓。在本文中,流体焓将包括流动流体的热焓和流动焓两部分。 E_{a1}^w 代表从加热端流向热管元件组的热焓; E_{b1}^w 代表从热管元件组流向冷却端的热焓。为分析需要,在开口系统 $bbcc$ 外部,再补充一个系统,即向冷却端输送流体的泵或风机系统。进入泵或风机的焓流用 E_a^w 来表示。通常, E_a^w 是电力焓。泵或风机的输出焓流是 E_{b1}^w 。由于这个焓流的温度与外界环境温度相差甚小,为分析简便起见,我们假定,这个焓流只包括流体的流动焓。这个焓流输入冷却端,所以有 $|E_{b1}^w| = |E_{a1}^w|$,即冷却端的流体焓 E_{a1}^w 只包括流体流动焓。在加热端出口一侧,如为排烟需要而设置引风机的话,则要附加一个焓流给 E_{b2}^w 。在本文中,没有引入这个焓流。为了让总系统的焓流平衡,我们规定,系统排出的焓流是负的,进入系统的焓流是正的。

根据图 1,可以写出稳定流动的焓平衡方程式^{[6][7]}:

$$E_a^w - E_{b1}^w = T_0 \dot{S}_p^w, \quad (1)$$

$$E_{b1}^w + E_{a1}^q - E_{b2}^w = T_0 \dot{S}_t^q, \quad (2)$$

$$E_1' - E_1'' = T_0 \dot{S}_{i_0} \quad (3)$$

$$E_{i_2}' - E_{i_2}'' - E_2' = T_0 \dot{S}_{i_2} \quad (4)$$

上列方程组中的 T_0 是环境温度; $\dot{S}$ 为烟流过程中的熵产率, 它代表了烟流进出某一系统后烟流的损失; 下标 1 代表冷却端, 2 代表加热端, P 代表泵或风机, i_0 代表热管元件组; 上标 fM 代表流体的流动烟, f 代表流体烟, T 代表热烟

将 (2), (3), (4) 相加, 得

$$E_{i_1}^{fM} - E_{i_1}' + E_{i_2}' - E_{i_2}'' = T_0 (\dot{S}_1' + \dot{S}_{i_0}'' + \dot{S}_{i_2}'). \quad (5)$$

(5) 式便是热管式换热器的烟平衡方程式, 它在形式上与普通的管壳式热交换器的烟平衡方程式相同。

技术上的最佳设计引起的熵产率应该是最小的。实现一个最佳设计的技术方案, 有时往往需要大量的投资。这种投资与设计经济收益相比, 有时往往是不相适应的。这样, 从经济观点考虑, 就称不上是最佳的设计方案。这样的方案在工业上往往得不到广泛的推广。为了兼顾技术上、经济上两方面的最佳性, 单有烟平衡方程式就不够了, 还须考虑烟成本平衡方程式。这后者是一组考虑到烟成本、设备成本和设备运转成本之间平衡的方程式^[7]。我们的最终目的就是求解满足烟平衡方程和烟成本平衡方程的最佳设计点。

针对图 1 中划分的系统, 我们可以写出下列的烟成本平衡方程组:

$$C_p + C_a^w E_a^w - C_{i_1}' E_{i_1}' - C_{i_1}^m \dot{m}_c = 0, \quad (6)$$

$$C_{i_1}' E_{i_1}' - C_{i_1}'' E_{i_1}'' + \gamma C_A A_c + C_{i_1}^m \dot{m}_c + C_1^T E_1' = 0, \quad (7)$$

$$C_{i_2}' E_{i_2}' - C_{i_2}'' E_{i_2}'' + \gamma C_A A_H - C_2^T E_2' = 0, \quad (8)$$

$$C_2^T E_2' - C_1^T E_1' = 0, \quad (9)$$

式中 C_a^w 是年度内单位电力烟成本; C_p 是根据泵或风机的使用寿命平均摊分的年度内的设备成本。为简单起见, 我们把该设备的安装、维修等费用支出都作为成本折算在这一项中; C_{i_1}' 是年度内输入冷却端的烟流成本, $C_{i_1}^m$ 是年度内质量流率成本; $\dot{m}_c$ 是流过冷却端的受热流体的质量流率; C_{i_2}' 和 C_{i_2}'' 分别是流入和流出加热端的年度内烟流成本, 尽管输出加热端的烟流的品位降低了, 且被作为废烟排放掉, 但作为烟流的价格仍然存在, 为了简化计算, 我们将假设 $C_{i_2}' = C_{i_2}''$; 加热端在无引风机的情况下, 没有质量流率成本; C_A 是根据使用寿命平均摊派的年度内的换热器单位换热面积的成本, 同样, 为了简单起见, 我们也把设备的安装、维修等费用支出包括在内; γ 是换热器投资费用的年率折算系数; A_c 和 A_H 分别是冷却面积和加热面积; C_1^T 和 C_2^T 分别是热系统内部烟流成本, 这是一个虚设的成本, 仅作为系统内部成本平衡用。

将 (6), (7), (8), (9) 式相加, 并利用 (5) 式, 整理可得

$$C_{i_1}' = \left(\frac{C_p}{E_a^w} + C_a^w \right) \frac{1}{\eta_g} - C_{i_2}'' \left(\frac{\eta}{\eta_g} - 1 \right) + \frac{\gamma C_A (1+x)}{E_a^w \eta_g} A_c + \frac{C_{i_2}'' T_0}{E_a^w \eta_g} (\dot{S}_1' + \dot{S}_{i_0}'' + \dot{S}_{i_2}'), \quad (10)$$

式中 $x = A_H/A_c$, $\eta_g = E_{i_1}'/E_a^w$, $\eta = E_{i_1}^{fM}/E_a^w$, (10) 式便是热管式换热器输出的可供使用的烟流的年度成本。从式中可以看出, 若仅用设备成本来核算输出的可用烟流成本是会导致

亏损的,它还应考虑到由烟流损失引起的成本的增加.

在(10)式中,若置 $C_{c1}^t=0$,即输出换热器的废气烟的成本为零,换言之,将废气烟的成本折算在换热器前方的主设备的运转成本内,于是(10)变成

$$C_{c1}^t = \left(\frac{C_p}{E_a^w} + C_a^w \right) \frac{1}{\eta_x} + \frac{\gamma C_a(1+x)}{E_a^w \eta_x} A_c, \quad (11)$$

(11)式告诉我们,只有在 $C_{c1}^t=0$ 的情况下,即只有让排放掉的废气的烟成本纳入主设备的运转成本中去的时候,年度内单位输出的可用烟流成本才可以通过设备成本来折算.

§ 3. 最佳设计的约束条件和目标函数

实行热管式换热器的最佳化设计时,须要受到热管元件性能的制约.联系热管元件性能和换热器性能,或者说联系热管元件内部热力过程和外部热力过程的一个重要的宏观物理量是热管元件内部工质的饱和温度 T_p 以及一个界面上的几何参数——换热面积 A_c (或 A_H).热管元件内部的热力过程可以用内部工质的烟流率 δ_E 来表示.根据烟平衡原理, δ_E 应正比于该热力过程中发生的熵产率 $\dot{S}_i^T$,即

$$\delta_E = T_0 \dot{S}_i^T. \quad (12)$$

热管元件内部的热力过程和外部热力过程通过元件边界发生联系,可用下式来表示

$$\delta_E = f(T_p, A_c) \delta(r_0). \quad (13)$$

由于热管元件是一个封闭的热力系统, δ_E 在边界上的数值将等于热管元件传递给外界的热量,即

$$f(T_p, A_c) = -\delta_0. \quad (14)$$

(13)中的 $\delta(r_0)$ 是 Dirac 函数,其中 r_0 为热管的外径.

(13)式构成了(10)式的约束条件.利用变分原理,可以求出具有约束条件(13)的(10)式的极值.具体做法如下:

$$\begin{aligned} C_{c1}^t = & \left(\frac{C_p}{E_a^w} + C_a^w \right) \frac{1}{\eta_x} - C_{c1}^t \left(\frac{\eta}{\eta_x} - 1 \right) + \frac{\gamma C_a(1+x)}{E_a^w \eta_x} A_c \\ & + \frac{C_{c2}^t T_0}{E_a^w \eta_x} (\dot{S}_1^t + \dot{S}_{i0}^t + \dot{S}_2^t) + \lambda [\delta_E - f\delta(r_0)]/E_{c1}^t \end{aligned} \quad (15)$$

考虑到项 $C_{c1}^t \left(\frac{\eta}{\eta_x} - 1 \right) = C_{c1}^t (E_{c1}^{tM} - E_{c1}^t)/E_{c1}^t$ 中的 $(E_{c1}^{tM} - E_{c1}^t)$ 是烟流率 δ_E 的函数,且在设计工况下,它的数值是从热管元件那儿获得的设计热量 δ_0 (假设换热器四周壁面是绝热的),而在非设计工况下,由于制作工艺上的问题,热管内部有残余气体等情况下, T_p 沿管长不再是常数,有效的放热面积也不再是 A_c ,此时就不可能获得设计热量 δ_0 .为此,设 $(E_{c1}^{tM} - E_{c1}^t)$ 具有下列形式:

$$E_{c1}^{tM} - E_{c1}^t = \eta_p \delta_0 H(r_0), \quad (16)$$

其中 $H(r_0)$ 为 Heaviside 函数, $\eta_p(T_p, A_c) \leq 1$.

于是,由(13),(14)和(16),(15)式可写成

$$C'_{c1} = \left(\frac{C_p}{E_a^w} + C_a^w \right) \frac{1}{\eta_s} + \frac{C'_{c2} \eta_s f H(r_0)}{E'_{c1}} + \frac{\gamma C_A (1+x)}{E_a^w \eta_s} A_c + \frac{C'_{c2} T_0}{E_a^w \eta_s} (\dot{S}'_1 + \dot{S}'_{10} + \dot{S}'_2) + \frac{\lambda [\delta_s - f \delta(r_0)]}{E'_{c1}} \quad (17)$$

若视 (17) 中的 $f(T_s, A_c)$ 为一独立变量, 那么将 (17) 式对 f 求导, 并令导数为零, 即 $\frac{\partial C'_{c1}}{\partial f} = 0$, 则可得

$$\lambda \delta(r_0) = C'_{c2} \eta_s H(r_0) + C'_{c2} f \frac{\partial \eta_p}{\partial f} H(r_0) \quad (18)$$

在区间 $(0, \infty)$ 内对式 (18) 作变量 r 的积分, 利用函数 $\delta(r_0)$ 和 $H(r_0)$ 的性质, 可得

$$\lambda = C'_{c2} \eta_p + C'_{c2} f \frac{\partial \eta_p}{\partial f} \quad (18-1)$$

在设计工况下, $\eta_p = 1$, (18-1) 式变成

$$\lambda = C'_{c2} \quad (18-2)$$

式中 λ 为拉格朗日乘数. (18-1) 显示了 λ 的物理意义, 即 λ 代表了被分析的热力系统的内部的价格指数. 根据文献 [5] 的证明, 它具有裕度成本的性质, 将式 (12)、(18) 和 (18-1) 代入式 (17), 考虑到 $E_a^w \eta_s = E'_{c1}$ 后, 可得

$$C'_{c1} = \left(\frac{C_p}{E_a^w} + C_a^w \right) \frac{1}{\eta_s} + \frac{\gamma C_A (1+x)}{E_a^w \eta_s} A_c - C'_{c2} f^2 \frac{\partial \eta_p}{\partial f} \frac{H(r_0)}{E_a^w \eta_s} + \frac{C'_{c2} T_0}{E_a^w \eta_s} \left(\dot{S}'_1 + \dot{S}'_{10} + \dot{S}'_2 + \frac{\partial \eta_p}{\partial f} \dot{S}'_1 \right) \quad (19)$$

式 (19) 即为我们所需要的求解最佳的热管式换热器设计的目标函数. 注意, 该式和 (10) 式的不同点在于: 它解除了约束条件 (13) 的约束, 从而可方便地用来求解诸如换热面积 A_c 等参变量的最佳值. 在设计工况下, $\eta_p = 1$, (19) 式可写成

$$C'_{c1} = \left(\frac{C_p}{E_a^w} + C_a^w \right) \frac{1}{\eta_s} + \frac{\gamma C_A (1+x)}{E_a^w \eta_s} A_c + \frac{C'_{c2} T_0}{E_a^w \eta_s} (\dot{S}'_1 + \dot{S}'_{10} + \dot{S}'_2 + \dot{S}'_1) \quad (19-1)$$

§ 4. 熵产率的表达式

在目标函数 (19) 中列入了表示系统焓流损失的熵产率. 为了使方程式变得可计算, 须要知道这些熵产率的具体表达形式. 下面, 我们将给出气-气型热管式换热器中的熵产率的具体形式.

假如流过换热器冷却端的气体 (一般来说是空气) 是理想气体, 这部分气流的熵产率由两部分组成: 由流动损失引起的熵产率 $\dot{S}'_1^M$ 和由温度差传热引起的熵产率 $\dot{S}'_1^T$, 即 $\dot{S}'_1 = \dot{S}'_1^M + \dot{S}'_1^T$. 文献 [4] 成功地把一个热管式换热器模拟成一个逆流式间壁换热器. 基于这个模型, 可以用开口系统熵产率公式来计算 $\dot{S}'_1$, 因为

$$\dot{S}_1^M = -\dot{m}_c R \ln \frac{P_{c0}}{P_{ci}} \approx \dot{m}_c R \frac{\Delta P_c}{P_{ci}}, \quad (20)$$

$$\dot{S}_1^T = \dot{m}_c C_{pc} \ln \left(\frac{T_{c0}}{T_{ci}} \right), \quad (21)$$

所以

$$\dot{S}_1 = \dot{m}_c R \frac{\Delta P_c}{P_{ci}} + \dot{m}_c C_{pc} \ln \left(\frac{T_{c0}}{T_{ci}} \right), \quad (22)$$

式中的 R 是气体常数; P_{ci} 是冷却端入口处气体的压力, P_{c0} 是气流在出口处的压力, $\Delta P = P_{c0} - P_{ci}$; T_{c0} 和 T_{ci} 分别是冷却端出口处和入口处的气流温度; C_{pc} 是气流的平均定压比热。

加热端的烟气通常也可以认为是理想气体。熵产率 $\dot{S}_2$ 除了由流动损失和温差传热引起的损失 $\dot{S}_2^M$ 和 $\dot{S}_2^T$ 外, 还包括排放损失 $\dot{S}_2^T$ 。这是由于入口烟气中的部分热量不能被利用而被排放到周围环境中去引起的。这三个熵产率的表达式如下:

$$\dot{S}_2^M \approx \dot{m}_H R_H \frac{\Delta P_H}{P_{Hi}}, \quad (23)$$

$$\dot{S}_2^T = \dot{m}_H C_{pH} \ln \left(\frac{T_{H0}}{T_{Hi}} \right), \quad (24)$$

$$\dot{S}_2^T = \dot{m}_H C_{pH} \left(\frac{T_{H0}}{T_0} - 1 \right), \quad (25)$$

所以

$$\begin{aligned} \dot{S}_2 &= \dot{S}_2^M + \dot{S}_2^T + \dot{S}_2^T \\ &= \dot{m}_H R_H \frac{\Delta P_H}{P_{Hi}} + \dot{m}_H C_{pH} \ln \left(\frac{T_{H0}}{T_{Hi}} \right) \\ &\quad + \dot{m}_H C_{pH} \left(\frac{T_{H0}}{T_0} - 1 \right), \end{aligned} \quad (26)$$

式中 $\dot{m}_H$ 为烟气的质量流率, R_H 为烟气的气体常数, P_{Hi} 为烟气的入口压力, $\Delta P_H = P_{Hi} - P_{H0}$, C_{pH} 为烟气的平均定压比热, T_{H0} 和 T_{Hi} 分别为加热端出口处和入口处的烟气温度。

$\dot{S}_{10}^T$ 是热管元件组与烟气和气体实行热交换时的熵产率。这个熵产率可写成如下形式

$$\dot{S}_{10}^T = \dot{m}_H C_{pH} (T_{Hi} - T_{H0}) \left(\frac{1}{T_{p2}} - \frac{1}{T_{p1}} \right), \quad (27)$$

T_{p1} 和 T_{p2} 分别是热管元件组冷却端和加热端的壁面温度。由于热管的壁面是金属薄壁面, 热阻很小, 所以, 可以近似地认为 $T_{p1} \approx T_{p2} \approx T_p$, $T_p T_{p2} \approx T_p^2$ 而 $\Delta t_w = T_{p1} - T_{p2}$ 。这样, (27) 式可写成如下形式

$$\dot{S}_{10}^T = \dot{m}_H C_{pH} (T_{Hi} - T_{H0}) \frac{\Delta t_w}{T_p^2}. \quad (28)$$

可以看出, 若热管元件的等温性能好, 当 $\Delta t_w \rightarrow 0$ 时, 则此项可略去。

$\dot{S}_2^T$ 是热管元件内部的工质参与热力过程引起的熵产率, 它包括工质的蒸发熵产率 $\dot{S}_{10}^T$, 冷凝熵产率 $\dot{S}_{10}^T$ 和流动熵产率 $\dot{S}_2^T$ 。对于 $\dot{S}_{10}^T$ 和 $\dot{S}_{10}^T$, 可表示成

$$\dot{S}_{i0} + \dot{S}_{ic} = \dot{m}_H C_{pH} (T_{Hi} - T_{H0}) \frac{2}{T_p}. \quad (29)$$

$\dot{S}_{if}$ 与热管元件内部的结构及工作时的置放方式有关. 对光壁的垂直放置的重力热管, $\dot{S}_{if} \rightarrow 0$, 即管壁的摩擦力通常不影响工质依靠重力返回, 工质蒸汽对液态工质的返回阻力也很小, 即重力足以克服这些阻力使工质处于正常流动状态, 所以, 在计算中可以略去这一项. 但对于依靠毛细力来维持工质流动的热管来说, 这一项就不能随便忽略. 它的具体表达形式也因热管元件内部的结构不同而不同. 鉴于后面的计算例题中要计算由内壁开槽热管构成的换热器的换热能力, 我们在此给出这类热管的 $\dot{S}_{if}$ 的表达式.

设槽型定为矩形槽, 它的水当量半径为

$$r_e = \frac{2}{3a} (ab - A_s).$$

公式中的符号意义见图 2, 其中 $A_s = 0.07854 a$, 是弯月面的面积. 在弯月面上, 工质蒸汽逆向流过. 由于蒸汽工质的压降大大小于液态工质的压降, 所以, 下面我们将只考虑矩形槽中液态工质的压降损失. 根据文献[8]的实验知道, 当存在工质蒸汽逆向流过液面时, 液态工质的流动压降将比无逆向蒸汽流过时的正常压降大 $a_0 = 2 \sim 3$ 倍. 在该类热管中, 这个压降可表示成^[9]:

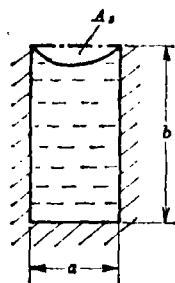


图 2

$$\Delta P = P_c - P_H = \frac{4a_0 \mu_p Q L}{\pi r_e^4 \rho_p \Delta h}.$$

相应于这个压力损失的熵产率 $\dot{S}_{if}$ 为

$$\dot{S}_{if} = \frac{4a_0 \mu_p L Q^2}{\pi r_e^4 \rho_p^2 \Delta h^2 T_p J}. \quad (30)$$

(30) 中的 L 是热管的有效工作长度, μ_p 和 ρ_p 分别是饱和温度 T_p 下工质的运动粘度和密度, Δh 为饱和温度 T_p 下工质的蒸发 (或冷凝) 潜热, Q 是热流率, J 是热功当量系数.

将 (22)、(26)、(28)、(29) 和 (30) 相加, 就得到气-气型热管式换热器系统在设计工况下的总的熵产率表达式:

$$\begin{aligned} \dot{S}_f + \dot{S}_c + \dot{S}_{i0} + \dot{S}_{if} = & \dot{m}_c R \frac{\Delta P_c}{P_{c1}} + \dot{m}_H C_{pH} \frac{\Delta P_H}{P_{H1}} + \dot{m}_c C_{pc} \ln \frac{T_{c0}}{T_{c1}} \\ & + \dot{m}_H C_{pH} \ln \frac{T_{H0}}{T_{H1}} + \dot{m}_H C_{pH} \left(\frac{T_{H0}}{T_0} - 1 \right) + \dot{m}_H C_{pH} (T_{Hi} - T_{H0}) \\ & \times \left(\frac{2}{T_p} + \frac{\Delta t_w}{T_p^2} \right) + \frac{4a_0 \mu_p L Q^2}{\pi r_e^4 \rho_p^2 \Delta h^2 T_p J}. \end{aligned} \quad (31)$$

§ 5. 最佳设计条件

影响换热效果的一个重要的几何参数是换热面积. 单从换热角度看, 为获取尽可能多的热量, 换热面积应越大越好, 但大的换热面积将增加流体的流动阻力, 当流动阻力大到一定值时, 它产生的负效果将抵销部分的正效果, 所以这里应该有一个最佳的换热面积设计问

题。另一方面,从经济效果考虑,换热面积大,萃取的热量,经济效益当然也大,但换热面积大,投资成本也大,这个投资成本包括为了克服过高的流动阻力而添置的辅助设备成本。若成本投资大到冲抵了,甚至超出了由换热获得的经济效益,一般说来,这个设计就无多大的实际意义。所以,无论从纯技术观点看,还是从经济观点看,最佳设计条件将集中在设计最佳的换热面积这一点上。

针对这一最佳设计条件,我们对(31)再作些演绎,使它表示成换热面积 A_e 的函数。

在换热器中,不管是常规的管壳式换热器还是热管式换热器,都有二股流体:热流体和冷流体。通常,两股流体的水当量值($\dot{m}_c C_{pc}$)是不相同的。下面,我们先讨论冷流体的水当量值小于热流体的水当量值的情况,即 $C_{min} = \dot{m}_c C_{pc}$ 。

由于建立了热管式换热器和普通的逆流式间壁换热器的模拟关系,我们可以采用普通的逆流式间壁换热器中的一些概念和定义来讨论问题。它们是温度效率 ε , 对数温度差 ΔT_N 和换热单位数 N_{tu} :

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{m}_H C_{pH}}{\dot{m}_c C_{pc}} \cdot \frac{T_{Ht} - T_{H0}}{T_{Ht} - T_{ct}} = \frac{T_{c0} - T_{ct}}{T_{Ht} - T_{ct}} = R_d R_{H0} = R_{00}, \quad (32)$$

$$\text{式中 } R_d = \dot{m}_H C_{pH} / \dot{m}_c C_{pc}, R_{H0} = (T_{Ht} - T_{H0}) / (T_{Ht} - T_{ct}), R_0 = (T_{c0} - T_{ct}) / (T_{Ht} - T_{ct}).$$

$$\Delta T_N \equiv [(\Delta T)_1 - (\Delta T)_2] / \ln[(\Delta T)_1 / (\Delta T)_2], \quad (33)$$

其中 $(\Delta T)_1 = (T_{Ht} - T_{c0}), (\Delta T)_2 = (T_{H0} - T_{ct})$ 。

$$N_{tu} \equiv U_e A_e / C_{min} = (T_{c0} - T_{ct}) / \Delta T_N$$

$$= \frac{R_d}{1 - R_d} \ln \frac{1 - \varepsilon}{1 - R_{H0}}, \quad (34)$$

或

$$\varepsilon = R_d \frac{1 - \exp[(R_d - 1)N_{tu}/R_d]}{1 - R_d \exp[(R_d - 1)N_{tu}/R_d]}, \quad (34-1)$$

(34) 中的 U_e 为冷凝端的总放热系数。由于 N_{tu} 值直接与换热面积有联系,所以,我们将熵产率表示成 N_{tu} 的函数。由(32)、(33)和(34),(31)式可写成

$$\begin{aligned} & [\dot{S}_1 + \dot{S}_2 + \dot{S}_{T0} + \dot{S}_T] / \dot{m}_c C_{pc} \\ &= \left[\frac{R}{C_{pc}} f_c G \dot{c}^2 \frac{\alpha_c}{U_c} \frac{N}{St_c} + \frac{R_H}{C_{pH}} f_H G \dot{c}^2 \frac{\alpha_H}{U_H} \frac{N}{St_H} R_d \right] N_{tu} \\ &+ R_d \left[\left(\frac{T_{Ht}}{T_0} - 1 \right) - \frac{T_{Ht} - T_{ct}}{T_0} \frac{1 - \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \\ &+ R_d \ln \frac{T_{ct}}{T_{Ht}} \left[1 - \frac{T_{ct} - T_{Ht}}{T_{ct}} \frac{(1 - R_d) \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \\ &+ \ln \frac{T_{Ht}}{T_{ct}} \left[1 + \frac{T_{ct} - T_{Ht}}{T_{Ht}} \frac{1 - R_d}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \\ &+ R_d \left[\frac{\Delta T_w}{T_p^2} + \frac{2}{T_p} + \frac{4 a_0 \mu_p L Q}{\pi r_c^4 \rho_p^2 \Delta h^2 T_p J} \right] (T_{Ht} - T_{ct}) \\ &\times \frac{1 - \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})}, \quad (35) \end{aligned}$$

其中 $f = \Delta P / \frac{N}{2} \rho V^2$ 是流动阻力系数; $G^{*2} = G^2 / 2\rho p_i$, G 是单位流通面积上气流的质量流量; ρ 是气流的密度; p_i 是入口处气流的压力; α 是对流放热系数; st 是斯坦顿数; N 是流动方向上热管的管数; $a = (R_d - 1) / R_d$; 下标 C 代表冷却端; H 代表加热端。

将 (35) 代入 (19-1), 就得到用换热面积 A_c 作为自变量的目标函数 C'_{cl} 的表达式。若令 $\bar{C}'_{cl} = (C'_{cl} E_a^w \eta_g) / (T_0 \dot{m}_c C_{pc} C'_{c2})$, 则无量纲的目标函数可写成:

$$\begin{aligned} \bar{C}'_{cl} = & \left[\frac{C'_A \gamma (1+x)}{C'_{c2} T_0 U_c} + \frac{R_c}{C_{pc}} f_c G^{*2} \frac{a_c}{U_c} \frac{N}{st_c} + \frac{R_H}{C_{pH}} f_H G_H^{*2} \frac{a_H}{U_H} \frac{N}{st_H} R_d \right] N_{tu} \\ & + R_d \left[\left(\frac{T_{Hi}}{T_0} - 1 \right) - \frac{T_{Hi} - T_0}{T_0} \frac{1 - \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \\ & + R_d \ln \frac{T_{ci}}{T_{Hi}} \left[1 - \frac{T_{ci} - T_{Hi}}{T_{ci}} \frac{(1 - R_d) \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \\ & + \ln \frac{T_{Hi}}{T_{ci}} \left[1 + \frac{T_{ci} - T_{Hi}}{T_{Hi}} \frac{1 - R_d}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \\ & + R_d \left[\frac{\Delta t_w}{T_p^2} + \frac{2}{T_p} + \frac{4r_0 \mu_p L Q}{\pi a_c^4 \rho_p^2 \Delta h^2 T_p J} \right] (T_{Hi} - T_{ci}) \\ & \times \frac{1 - \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} + \frac{C_p + C_a^w E_a^w}{C'_{c2} \dot{m}_c C_{pc}} \end{aligned} \quad (36)$$

对 (36) 求 N_{tu} 的导数, 注意到 Q 是 N_{tu} 的函数, 并令其等于零, 整理可得

$$\begin{aligned} & \frac{C'_A \gamma (1+x)}{C'_{c2} T_0 U_c} + \frac{R_c}{C_{pc}} f_c G^{*2} \frac{a_c}{U_c} \frac{N}{st_c} + \frac{R_H}{C_{pH}} f_H G_H^{*2} \frac{a_H}{U_H} \frac{N}{st_H} R_d \\ & = \frac{(1 - R_d)^2 \exp(aN_{tu})}{[1 - R_d \exp(aN_{tu})]^2} \left\{ \frac{T_{Hi} - T_{ci}}{T_0} - \frac{2(T_{Hi} - T_{ci})}{T_p} - \frac{\Delta t_w (T_{Hi} - T_{ci})}{T_p^2} \right. \\ & \quad \left. + \frac{8 \mu_p L Q}{\pi r_0^4 \rho_p^2 \Delta h^2 J} \frac{T_{Hi} - T_{ci}}{T_p} \right. \\ & \quad \left. - \frac{[\exp(aN_{tu}) - R_d] / [1 - R_d \exp(aN_{tu})]}{\left[\frac{T_{Hi}}{T_{Hi} - T_{ci}} - \frac{1 - R_d}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right] \left[\frac{T_{ci}}{T_{Hi} - T_{ci}} + \frac{(1 - R_d) \exp(aN_{tu})}{1 - R_d \exp(aN_{tu})} \right]} \right\} \end{aligned} \quad (37)$$

由 (37), 可求得热管换热器的最佳换热面积 A_c 。由于等式左边的摩擦系数与换热面积有密切的联系, 所以计算须反复进行。同时应注意, (37) 是在模拟了逆流式间壁换热器的基础上导出的, 所以 (37) 将只适用于烟气和空气逆向流动的情况。

当最小的水当量值 $C_{min} = \dot{m}_H C_{pH}$ 时, 有与 (37) 式相同形式的表达式。推导从略。

§ 6. 应用例子

为了验证公式 (37) 的实用性, 我们复算了两个实际例子。例子之一是中科院工程热物理研究所为大庆油田的废气余热回收工程设计的热管换热器^[2]。根据几年来运行的实践, 证明这是一个相当成功的设计。例子之二是上海通用机械技术研究所和上海炼油厂联合设计

的热管换热器^[3]。这个换热器运行的结果并没有达到预期的设计目标,且相差较大。

计算中要用到放热系数和流动阻力的计算公式。文献[4]分析计算了许多已发表的准则公式,最后推荐了一套较为切合实际的公式。我们的计算将采用这套公式。为了读者使用方便,我们在此把它们列出。

对于成等边三角形叉排的带肋热管,在雷诺数为 $Re=1.1 \times 10^3 \sim 1.8 \times 10^4$ 范围内,努谢尔数 N_s 为

$$N_s = \frac{ad_s}{h} = 0.1378 Re^{0.718} P_i^{1/3} (s/l)^{0.296},$$

式中的 s 是肋片间的距离, l 是肋片高度, Re 数和 N_s 数中的定性长度用光管的外径 d_s 。

在 $Re=2 \times 10^3 \sim 5 \times 10^4$ 的范围内,流动阻力系数 $f \equiv \Delta P / \left(\frac{NG_{max}^2}{2g\rho} \right)$ 的表达式为

$$f = 37.86 Re^{-0.818} (P_i/d_s)^{0.927},$$

式中的 P_i 是两管间的最大中心距, ΔP 是流过管簇的压力降, G_{max} 是流通横截面上最大的质量流率。

计算用的已知数据列在表 1 中。计算的结果是以热管的根数来表示的,它们与原设计的热管根数一起列在表 1 中。热管根数用求出的 $A_{最佳}$ 值除以单根热管的放热面积后得

表 1

	文献[2]中换热器	文献[3]中换热器
热管外径 d_o (mm)	25	25
热管内径 d_i (mm)	20	21
肋片高度 e (mm) 冷端/热端	16/16	12.5/13
肋片厚度 δ " "	0.5/0.5	0.2/1
肋片间距 S " "	4/4	2.1/5
热端长度 L_H "	550	1100
冷端长度 L_C "	750	700
迎风热管根数 N	12	8
烟气流量 m_H (kg/h)	3410	7149
烟气入口温度 T_{Hi} (K)	623	593
烟气出口温度 T_{Ho} "	493	493.2
工质蒸发热阻 $(aeV)^{-1} (m^2 h \cdot ^\circ C / kcal)$	0.0005	0.0005
热端污垢热阻 $R_{Hs} (m^2 h \cdot ^\circ C / kcal)$	0.0002	0.0004
空气流量 m_c (kg/h)	2970	6457
空气入口温度 T_{Ci} (K)	248	293
空气出口温度 T_{Co} (K)	416.47	417.2
工质冷凝热阻 $ae_c^{-1} (m^2 h \cdot ^\circ C / kcal)$	0.0002	0.0002
冷端污垢热阻 R_{Cs} (")	0.0004	0.0002
冷端入口空气压力 $P_{ic} (kg/m^2)$	1.0336×10^4	1.0336×10^4
热管排列方式	三角形排列	三角形排列
热管间的最大中心距 P_i (mm)	63	68
热流率 Q (kcal/h)	12.09×10^4	19.4×10^4
热管总根数 Σn	74	78
原设计中的热管总根数	80	114
		(经多次调试,采用了 76 根)

到的^[2]。将计算结果和设计结果或实际运行数据比较,可以发现,公式(37)等反映了实际情况。

文献[3]中提供了他们设计的换热器的投资成本的数据:每年耗电费800元,风机设备费660元,114根热管的费用(包括烟道改装及安装费)为22,520元。在成本平摊的条件下,由76根热管组成的换热器的成本至少为15,013元。假定每年有7,000个工作时,且废气成本折算在产品中,此时,若要求投资成本一年回收,根据式(11),算得 $C_{G1}'=0.151 \times 10^{-4}$ 元/kcal。若要求投资成本15个月回收,则 $C_{G1}'=0.122 \times 10^{-4}$ 元/kcal。该换热器产生的热烟被利用来加热(进入燃烧室的空气,若这部分热烟量用热)值为9,500 kcal/kg的重油来产生;该重油的价格为 0.121×10^{-4} 元/kcal^[8]。 $C_{G1}'=0.122 \times 10^{-4}$ 元/kcal与上面的计算数据比较。可见,若设备能在设计工况下运行,可指望投资成本在15个月后回收,即省下的油抵消了换热器的投资。[3]中的设计由于未能在设计工况下运行,回收成本的年限为2.92年,这就要求热管寿命在3年左右,这个要求较苛刻。计算也说明了一个性能差的热管虽可用来制作换热器,但应极其慎重,否则会导致经济亏损。

§7. 结 论

本文把热力学中烟的概念应用到换热器的运行成本分析及最佳设计条件的分析上,并且通过拉格朗日乘数法,把普通的逆流式间壁换热器的设计运行成本分析式转化成热管式换热器的设计运行成本分析式,在此基础上,又进一步导出了最佳换热面积的计算公式。文中通过对两个实例的复算,证明了整个分析是成功的,提供的最佳设计条件可供热管式换热器的设计工作者参考,其经济分析方法可供热能管理工作参考。

参 考 文 献

- [1] 中国科学院力学所,《热管文集》,上海科学技术情报所出版,1976。
- [2] 马冈泽,蒋章焰,《大庆油田150万千瓦/时二合一装置加热炉热管空气预热器设计计算说明书》,中国科学院工程热物理研究所,1983。
- [3] 植登峰,邓天元,《炼油厂箱式炉热管空气预热器的设计与试验》,能源技术,1985。
- [4] 蒋章焰,马冈泽,《气-气热管换热器的设计》,中国科学院工程热物理研究所,1984。
- [5] Evans R. B.,《Thermoeconomic Isolation and Essergy Analysis》, Energy, Vol. 5, (1980), pp. 805-821。
- [6] 赵冠春,钱立伦,《烟分析及其应用》,高等教育出版社,1984。
- [7] Tribus M., Evans R. B., and Crellin G. L.,《Thermoeconomic Consideration of sea water Demineralization》, "Principles of Desalination", ed. Spiegler K. W., Academic Press, New York. Chapter 2, 1966。
- [8] Нвановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В.,《Физические Основы Тепловых Труб》, Атомиздат, 1978。
- [9] 马冈泽,侯增祺,吴文铨,热管,科学出版社,1985。