

98-103

环肋肋基温度沉降对肋片散热的影响

The Effect of Annular Fin Base-Temperature Depression on Heat Dissipation

李隆键

Li Longjian

张洪济

Zhang Hongji

(重庆大学热力工程系, 重庆, 630044; 第一作者 30岁, 男, 硕士)

TK 172

TK124

摘要 对圆管外带环肋的肋壁传热进行了分析, 采用有限差分法对环肋的二维轴对称导热问题进行了数值模拟, 以考察环肋肋基温度沉降对肋片散热的影响, 得到了不同几何结构及运行工况下肋基温度沉降对肋片散热的影响曲线。结果表明, 在实用的工程应用范围内, 肋基温度沉降对肋片散热的影响可达5%~18%。

关键词 环肋; 温度沉降; 散热

中国图书资料分类号 TK124

肋基
换热器, 肋片, 散热

ABSTRACT The finite difference method is applied to analyse numerically the heat transfer in the annular-finned tube, with a view of investigating the effects of fin base-temperature depression on its heat dissipation. The curves of annular fin base-temperature depression versus heat dissipation of fin with different surface convection conditions and different geometrical structures are depicted according to the computed results, which prove that the fin base-temperature depression can result in decrease of heat dissipation of the fin by 5%~18%.

KEYWORDS annular fin; temperature depression; heat dissipation

0 引 言

对于间壁式换热器, 通常在换热系数较小的一侧加肋, 即扩展表面强化传热, 如图1所示。工程设计计算时, 沿肋高方向的导热通常作一维简化处理, 并利用相应的分析解结果查取其肋效率。当 $l / (\delta/2) \geq 1.419 \sqrt{\frac{2\lambda}{\alpha\delta}}$ 时, 这种简化引起的误差大多不超过1%^[1]。传统的工程计算方法还认为, 加肋后肋侧基面温度仍保持均匀一致, 假定为 t_{w2} 。

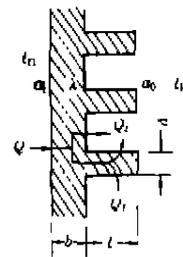


图1 通过肋化壁的换热

然而, 众所周知, 肋发生作用时, 通过肋根基面处的热流密度远大于未加肋表面的热流

密度,因此,肋根基面处温度必须相对于未加肋基面温度低,这就是所谓的肋基温度沉降^[2]。传统的工程计算忽略此肋基温度沉降,从而过高地估算通过肋面的散热。实际的肋基温度 t_{w2} 应比 t_{w2}^* 要低,因而通过肋的实际散热量 $Q_r = \eta_r F_2 \alpha_0 (t_{w2} - t_{t2})$ 应比传统计算的方法要低。肋基温度沉降对肋片散热量的影响程度视肋的运行条件及几何结构而变化。在文献[2]中, Sparrow 等针对无限大平壁上单个平直薄肋基温度沉降的影响进行了定量分析,结果表明,与按传统方法计算结果相比,考虑肋基温度沉降的肋片散热量要低 10% ~ 20%。文献[3]对圆管外纵向肋排肋基温度沉降的影响进行了研究,并考察了在不同单值性条件下肋基温度沉降的影响程度。研究表明,在实用的工程范围内,肋基温度沉降对肋片散热的影响可达 10% ~ 15%。

对于圆管外环肋基温度沉降对肋片散热的影响至今尚未见报道。笔者拟就带环肋组的肋化管进行二维传热分析,以考察不同单值性条件下环肋基温度沉降对肋片散热的影响。

1 肋化管传热分析

对于图 2(a) 所示的肋化管,假定加肋后管外侧圆柱面上($r = r_o$) 温度仍均匀一致,为 t_{w2}^* 。当 $Bi_o = \frac{\alpha_0 \delta}{2\lambda} \ll 1$ 时,可以把环肋的导热处理成径向一维的。对于肋端散热的影响,用肋的高度加上矩形直肋厚度的一半,即取 $l' = l + \delta/2$ 代替实际肋高并当作肋端绝热处理,然后查取相应条件下的肋效率 η_r 。于是,管内、外流体间的对流换热量可按式计算

$$Q' = (t_{w2}^* - t_{t2}) / (R_1 + R_2 + R_3) \quad (1)$$

Q' 表示 $S/2$ 肋间距长度肋化管的散热量,如图 2(b) 所示。式中, $R_1 = 1/(\alpha_i F_1)$, $R_2 = \ln(r_o/r_i) / (2\pi\lambda \cdot S/2)$, $R_3 = 1/(\alpha_o F_2 + \alpha_o F_2 \eta_r)$, 分别表示肋化管内侧对流热阻,管壁导热热阻和外侧对流热阻。(1) 式即为工程上忽略肋基温度沉降时换热量计算方法。根据串联热路上热流守恒的原则,肋基圆柱面($r = r_o$) 上的温度 t_{w2}^* 是可以计算出的。通过肋的散热部分为: $Q_r' = \eta_r \alpha_o F_2' (t_{w2}^* - t_{t2})$, 通过未加肋柱面上散热部分: $Q_i' = \alpha_o F_2 (t_{w2}^* - t_{t2})$, 且 $Q' = Q_r' + Q_i'$ 。实际上,正如前所述,由于肋基温度沉降,肋基柱面上温度并不均匀一致,且实际肋基温度 t_{w2} , 一般情况下比 t_{w2}^* 要低,因此,通过肋的散热部分应比原有的计算结果小。为考察肋化管的实际散热量,应对肋化管的实际传热进行详细分析。

由于轴对称性以及肋片的均匀布置,因此,取图 2(a) 的 A-B 截面内区域进行分析,即如图 2(b) 所示的导热区域, A-A'、B-B' 切面处理为绝热。为便于分析,这里还需假定导热区域为常物性,且圆管外侧各个面上对流换热系数均匀一致,环肋是等厚度的。如果考虑沿肋片厚度方向的温度变化,则图 2(b) 所示轴对称导热区域内是一个二维稳态温度场, $t = t(y, r)$, 此二维轴对称稳态导热问题可描述如下:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial t}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (2)$$

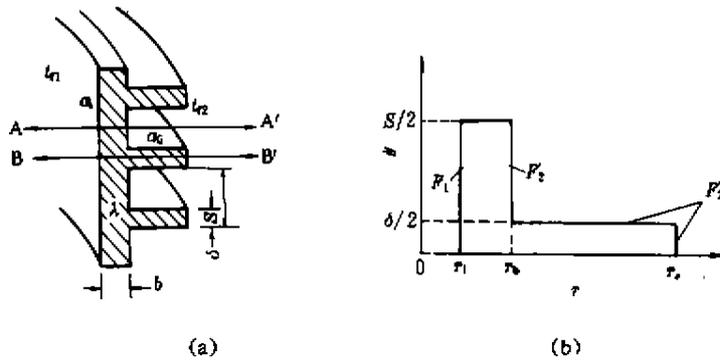


图2 肋化管传热分析模型

$$\begin{aligned}
 \text{边界条件为: } & r = r_1, & -\lambda \frac{\partial x}{\partial r} &= \alpha_1(t_{f1} - t); \\
 & y = 0, \frac{\partial x}{\partial y} &= 0; & y = S/2, \frac{\partial x}{\partial y} &= 0; \\
 & r = r_2, \frac{S}{2} \geq y > \frac{\delta}{2}, & -\lambda \frac{\partial x}{\partial r} &= \alpha_0(t - t_{f2}); \\
 & r = r_2, \frac{\delta}{2} \geq y \geq 0, & -\lambda \frac{\partial x}{\partial r} &= \alpha_0(t - t_{f2}); \\
 & y = \frac{\delta}{2}, r_2 > r \geq r_2, & -\lambda \frac{\partial x}{\partial y} &= \alpha_0(t - t_{f2}).
 \end{aligned}$$

令无因次变量 $Bi_i = \frac{\alpha_i \delta}{2\lambda}$, $Bi_o = \frac{\alpha_o \delta}{2\lambda}$, $\bar{r} = r/(\delta/2)$, $\bar{Y} = y/(\delta/2)$, $T = (t - t_{f2})/(t_{f1} - t_{f2})$, 将控制微分方程(2)因次化得:

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[\bar{r} \frac{\partial T}{\partial \bar{r}} \right] + \frac{\partial^2 T}{\partial \bar{Y}^2} = 0 \quad (3)$$

相应地, 边界条件无因次化如下:

$$\begin{aligned}
 \bar{r} = \bar{r}_1, & \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{r}} = -Bi_i \cdot (1 - T); \\
 \bar{Y} = 0, & \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{Y}} = 0; \\
 \bar{Y} = P, & \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{Y}} = h; \\
 \bar{r} = \bar{r}_1 + B, P \geq \bar{Y} > 1, & \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{r}} = -Bi_o \cdot T; \\
 \bar{r} = \bar{r}_1 + B + L, 1 \geq \bar{Y} \geq 0, & \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{r}} = -Bi_o \cdot T; \\
 \bar{Y} = 1, \bar{r}_1 + B + L > \bar{r} \geq \bar{r}_1 + B, & \quad \frac{\partial T}{\partial \bar{Y}} = -Bi_o \cdot T.
 \end{aligned}$$

以上各式中, $\bar{r}_1 = r_1 / \left(\frac{\delta}{2} \right)$, $P = \left(\frac{S}{2} \right) / \left(\frac{\delta}{2} \right)$ 表示肋片间距与肋片厚度之比, $B = b / \left(\frac{\delta}{2} \right)$, $L = l / \left(\frac{\delta}{2} \right)$.

对此二维轴对称稳态导热问题,采用数值计算方法进行求解,以得到区域内无因次温度分布。

2 数值计算结果及讨论

采用有限差分法对上述二维轴对称稳态导热问题进行求解并不困难。主要问题是对区域规则化作一些处理,采用方法 B 对计算区域进行离散;对第二类边界条件采用附加源项法进行处理;对于扩充区域,利用大源项控制方法赋值(扩充区域内无因次温度 T 为零);离散代数方程组采用交替方向逐线迭代法(ADI)求解^[4]。

此问题求解所需单值性条件有 6 个,即 $\bar{r}_i, B, L, P, Bi_i, Bi_o$ 。在不同单值性条件下,肋基温度沉降的程度有很大差别。本文不可能考察所有不同单值性条件下的肋基温度沉降,仅对几个影响较大的参数下肋基温度沉降进行了分析,譬如参数 P, Bi_i, Bi_o 的变化对肋基温度沉降的影响,对其它参数只取某个合理的值。

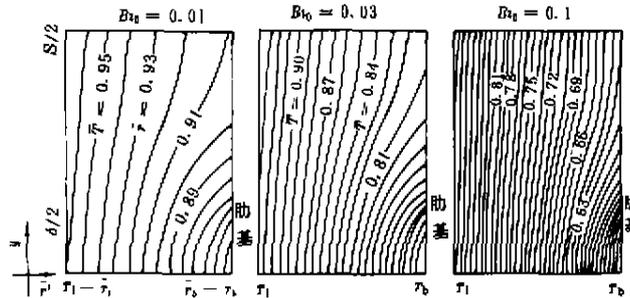


图 3 圆管厚度无因次温度等值线图

通过对实际的二维环肋导热过程的计算,发现在肋根部存在不同程度的温度沉降。图 3 所示为 $B = 3, L = 8, P = 4, Bi_i = 1$ 的条件下,不同 Bi_o 数时管壁厚度区内无因次温度分布。从图中可以看出,肋基柱面上的温度并不是均匀一致的,温度沉降越厉害,这种不一致性就越大,肋片实际散热量 Q_i 与忽略肋基温度沉降时计算得到的 Q_i^* 之间差值就越大。从图 3 还可看出,在其它条件不变的前提下,随管外侧 Bi_o 数的增大,肋基温度沉降的程度越严重。也即是说,随着管外侧对流换热增强,或者材料导热性能减弱或肋片增厚,都可以导致肋基温度沉降加剧。

不同程度的肋基温度沉降导致了不同的 Q_i/Q_i^* 或 Q_i/Q_i^* ,它分别表示肋片实际散热量或管外侧未肋化部分散热量偏离工程计算结果的程度。

根据 Q_i^* 以及 Q_i 的定义式以及串联热路的原理结合本文计算得的温度场,推导出以下 Q_i/Q_i^* 或 Q_i/Q_i^* 的计算式:

$$\frac{Q_i}{Q_i^*} = \frac{2 \left[\int_{\bar{r}_i}^{\bar{r}_0} T \Big|_{r=r_1} \cdot \bar{r} \cdot d\bar{r} + \int_0^1 T \Big|_{r=r_0} \cdot d\bar{Y} \right]}{\{C \cdot \eta [(\bar{r}_0 + 1)^2 - \bar{r}_i^2]\}} \quad (4)$$

$$\frac{Q_i}{Q_i^*} = \frac{\int_1^P T \Big|_{r=r_1} \cdot \bar{r} \cdot d\bar{Y}}{[C \cdot (P-1)]} \quad (5)$$

以上两式中, \bar{r} 、 \bar{Y} 、 P 和 T 依次为前述所定义的无量纲量, $\bar{r}_s = \bar{r}_1 + B + L$, $\bar{r}_0 = \bar{r}_1 + B$, 参数 $C = R_3 / (R_1 + R_2 + R_3)$, 式(4)中 η_f 及 R_3 计算式中的 η_f 为工程计算中的肋片效率, 须从有关的工程计算曲线图中查取, 式(4)和式(5)中, Q_f/Q_f^* 以及 Q_i/Q_i^* 的大小反映了环肋基温度沉降对传统方法计算的 Q_f^* 及 Q_i^* 的影响程度, 其值偏离数值1愈大, 表示肋基温度沉降对肋片及圆管外未加肋部分散热影响愈大。当单值性条件变化时, 肋基温度沉降及其对肋片散热的影响程度也发生变化, 尤其是管内、外毕渥数 Bi_i 、 Bi_o 及 P 变化时, 肋基温度沉降变化较明显, 因此, 这里只对这3个参数变化的情形进行讨论, 至于其它参数仅取定某合理的值, 如 $B = 3$, $L = 8$, $\bar{r}_1 = 10$ 。在不同单值性条件下计算得到的 Q_f/Q_f^* 、 Q_i/Q_i^* 如图4(a)和4(b)所示。每个方框图中有4条曲线, 分别表示肋间距 $P = 4, 6, 8, 10$ 时 Q_f/Q_f^* 和 Q_i/Q_i^* 随 Bi_o 变化的曲线, 管内毕渥数 Bi_i 的取值分别为0.05和10。

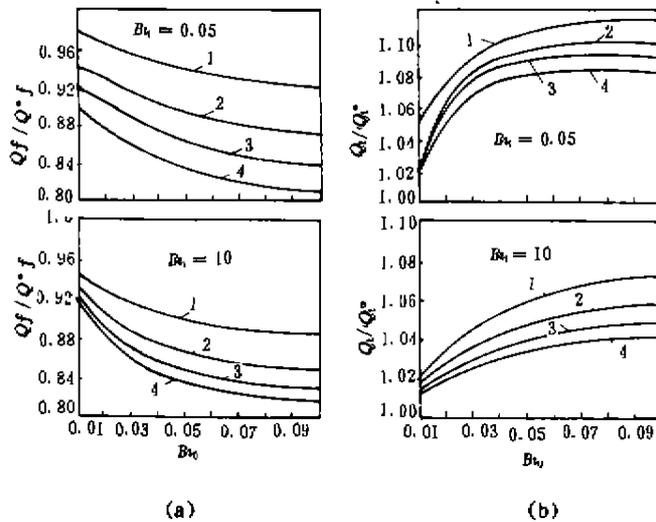


图4 环肋基温度沉降对肋片及未肋化部分散热的影响
1— $P = 4$; 2— $P = 6$; 3— $P = 8$; 4— $P = 10$

首先讨论 Q_f/Q_f^* 的变化。由图4(a)可见, 随着管外侧毕渥数 Bi_o 的增大, Q_f/Q_f^* 减小, 其值偏离1愈远, 肋基温度沉降的影响愈大。 Q_f/Q_f^* 的值小于1, 说明肋基温度沉降削弱了肋片的散热, 例如, 计算表明当管内侧 $Bi_i = 1$, 肋间距 $P = 6$, 管外侧 Bi_o 从0.01变化到0.1时, Q_f/Q_f^* 从0.93变化到0.86, 即肋基温度沉降削弱了肋片散热7%~14%。此外, 从图中可看出, 当肋间距增加时, 肋基温度沉降的影响增大。例如, 当 $Bi_i = 0.05$, $Bi_o = 0.05$, $P = 4$ 时, Q_f/Q_f^* 约为0.95, 而当 $P = 8$ 时, Q_f/Q_f^* 的值为0.87。这是由于肋间距增大时, 肋基温度沉降的影响范围增大。在其它条件不变的前提下, 随着间距增大, 虽然温度沉降对肋化管光表面部分的影响减小, 但对肋根部位温度沉降的累积效应增大。在极限情形下, 即肋间距无限大时, 单个肋片肋基温度沉降对肋化管光表面部分甚至整个肋化管的散热都无甚影响, 但肋根部位的温

度沉降达到最大,温度沉降对单个肋片散热的影响程度也达到最大。另外,管内侧 Bi_i 增大时,肋基温度沉降的影响增大,但是当 Bi_i 增加至大于1时,肋基温度沉降对肋片散热的影响并不明显变化。综合以上结果可见,在实用的工程范围内,肋基温度沉降对肋片散热可减少约5%~18%。

环肋基温度沉降同样影响圆管外侧未加肋表面的散热,如图4(b)所示,只是 Q_i/Q_i^* 的值大于1,说明温度沉降对未肋化表面的散热有所增加,当 Bi_o 增大时, Q_i/Q_i^* 增大,与 Q_i/Q_i^* 的变化趋势正相反。就其传热机理来说,是因为圆管外侧肋化部分与未肋化部分相当于一个并联热路。未肋化部分相当于肋效率为1,而肋化部分即真正肋片的肋效率却随 Bi_o 的增加而降低。也就是说,随着 Bi_o 的变化,这两部分热阻并不是同步变化的,未肋化部分热阻减小的程度大于肋化部分热阻减小的程度。因此,总的热流的分配偏重于并联热路中热阻减小程度较大的部分。因此, Bi_o 增大时, Q_i/Q_i^* 减小,而 Q_o/Q_o^* 增大,从图中可以看出,肋基温度沉降可以使未肋化部分的散热增大1%~11%。

总传热量 Q 为 Q_i 与 Q_o 之和,而工程计算结果 Q^* 为 Q_i^* 与 Q_o^* 两部分之和。 $Q_i/Q_i^* < 1$, 而 $Q_o/Q_o^* > 1$, 因此,肋基温度沉降对肋化管总传热量 Q 的影响 Q/Q^* 介于 Q_i/Q_i^* 与 Q_o/Q_o^* 之间。

3 结 语

1) 本文对肋化管的二维传热进行了分析,提出了相应的数学模型,并利用有限差分法对导热区域内二维轴对称温度场进行了数值模拟。

2) 计算结果证实了肋基温度沉降的存在,并考察了不同单值性条件下肋基温度沉降可使肋片的散热量减少。计算结果表明,在实用的工程范围之内,肋基温度沉降对环肋散热的影响5%~18%,在工程设计中不可忽视。

3) 根据计算结果绘出了不同单值性条件下肋基温度沉降的影响曲线,可供工程设计参考。

参 考 文 献

- 1 埃克尔特, E R G. 传热传质. 徐明德译. 北京, 科学出版社, 1967. 57
- 2 Sparrow E M, Hennecke D K. Temperature Depression at the Base of a Fin, ASME J. Heat Transfer, 1970, 92, 204~206
- 3 Sparrow E M, Lee L. Effects of Fin Base-Temperature Depression in a Multifin Array, ASME J. Heat Transfer, 1975, 97, 463~465
- 4 Patanker S V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Washington, D C. 1980. 61~66