

文章编号:1000-582x(2001)02-0092-04

换热管传热过程的熵产分析

吴双应,李友荣,曾丹苓

(重庆大学 动力工程学院,重庆 400044)

摘要:基于热力学第一、二定律对换热管由管内到管外的传热过程进行了熵产分析,以管内流体为基准引入了无因次熵产数并得到其计算式;讨论了管内流体雷诺数、管内外流体雷诺数比值、无因次入口换热温差及无因次特征尺寸等参数对换热管传热过程不可逆性能的影响。结果表明,存在一最佳的管内流体雷诺数使无因次熵产数最小;无因次熵产数随管外与管内流体雷诺数的比值的增大而单调递增,随无因次入口换热温差和无因次特征尺寸的增大亦近似成线性增大。结果和方法对进一步完善基本对流换热过程的热力学评价具有一定的意义,同时为换热管双侧强化传热时性能的评价提供理论基础。

关键词: 换热管; 传热过程; 熵产分析

中图分类号: TK 123

文献标识码: A

换热管的传热过程广泛应用于能源、动力及其它工程领域的换热设备中,它是在有温差下的传热和有压力损失的流体流动过程的综合,因而是一个典型的不可逆过程,必然引起系统的熵产。正确分析和处理这种不可逆损失在节能工作日益受到重视的今天显得十分必要。分析一个传热过程的熵产就能对其热量传递和流体流动的性能进行综合和定量的评价。文献[1~6]在这方面作了大量的工作,但应当指出的是,上述的工作大多是在恒热流或恒壁温这两种特殊的工况下,对管内或管外的对流换热过程的熵产进行了研究,并讨论了有关参数对其不可逆性能的影响,上述的研究对基本对流换热过程的不可逆性分析具有重要的意义。然而在工程实际中,换热管总的传热过程应包括管内对流换热过程和管外对流换热过程(当然还应包括管壁的导热过程)这两个重要的传热过程,如果只单纯分析其中的一个传热过程,即管内对流换热过程或者管外对流换热过程的熵产显然不够妥当或完善,正确的作法是应该综合分析管内外传热过程的熵产,这样分析得到的有关结论对工程实际才具有指导意义,同时也可对管内外对流换热的同时强化即双侧强化传热性能的热力学评价提供理论基础,而同时考虑管内

外对流换热过程的换热管传热过程的熵产分析还未见有关文献报道。于是,笔者从热力学第一、二定律出发,对换热管总的传热过程即包括管内外对流换热过程的熵产进行分析,同时引入无因次熵产数,并以此对具体的换热管传热过程进行分析和计算,并讨论有关参数对其不可逆性能的影响。

1 换热管传热过程的熵产分析

考虑如图1所示的换热管由管内到管外的传热过程,假定管内外的流动与传热过程均处于充分发展区,且为稳态,物性为常数。管内流体进口温度为 $T_{f,i}$,质量流量为 G ,流速为 u_m ;管外流体横掠换热管的外表面,且流速为 U_∞ ,温度为 T_∞ ;换热管的内外径分别为 d_i 、 d_o ,管长为 L 。很显然换热管由管内到管外的传热过程由管内流体和管内壁的对流换热,管内壁到外表面的导热以及管外表面与管外流体的对流换热三个过程组成。如果用下标“i”表示管内侧的有关物理量,下标“o”表示管外侧的有关物理量,则对如图所示管长为 dx 的控制体,由熵的可加性得到由管内外流体温差传热引起的总熵产为:

• 收稿日期:2000-10-08

作者简介:吴双应(1968-),男,安徽桐城人,重庆大学副教授,在职博士。主要从事传热传质与热经济学方面的教学和科研工作。

$$d\Delta S_{\Delta T} = \left(\frac{1}{T_{wi}} - \frac{1}{T_{fi}} \right) dQ + \left(\frac{1}{T_{wo}} - \frac{1}{T_{wi}} \right) dQ + \left(\frac{1}{T_{\infty}} - \frac{1}{T_{wo}} \right) dQ \quad (1)$$

式中, T_{fi} 为管内流体温度; T_{wi} 、 T_{wo} 分别为管内、外表面的温度; Q 为传热量。

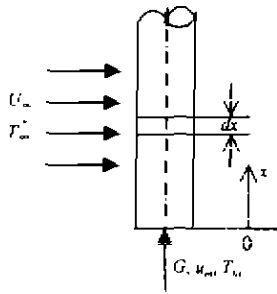


图1 换热管对流换热过程

(1) 式可进一步化为:

$$d\Delta S_{\Delta T} = K(T_{fi} - T_{\infty})\pi d_i dx (1/T_{\infty} - 1/T_{fi}) \quad (2)$$

式中, K 为管内到管外的以管内表面积为基准的总传热系数, 即 $K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_o} \cdot \frac{d_i}{d_o} \right)$, 其中, α_i 、 α_o 分别为管内、外的对流换热系数。

管内到管外的传热过程由流阻引起的熵产由管内粘性流动阻力引起的熵产和管外粘性流动阻力引起的熵产两部分组成。由文献[1]知, 管内到管外的传热过程由流阻引起的总熵产 $\Delta S_{\Delta P}$ 为:

$$\Delta S_{\Delta P} = \int_0^L \frac{G}{\rho_i T_{fi}} \left(-\frac{dP_i}{dx} \right) dx + \frac{F_D U_{\infty}}{T_{\infty}} \quad (3)$$

式中, F_D 为管外流体横掠换热管的流动阻力。

对长为 dx 的控制体, 由能量平衡得:

$$-GC_P dT_{fi} = K(T_{fi} - T_{\infty})\pi d_i dx \quad (4)$$

利用边界条件 $x = 0, T_{fi} = T_{fi}$ 积分上式得:

$$T_{fi} = T_{\infty} + \Delta T_{ii} \exp(-4Stx/d_i) \quad (5)$$

式中, $\Delta T_{ii} = T_{fi} - T_{\infty}$; St 为无因次量, $St = K / (\rho_i C_{Pi} u_m)$ 。

将(5)式代入(2)式并积分得由温差传热引起的总熵产为:

$$\Delta S_{\Delta T} = GC_{Pi} \left\{ N_{Tii} [1 - \exp(-4StN_L)] + \ln \frac{1 + N_{Tii} \exp(-4StN_L)}{1 + N_{Tii}} \right\} \quad (6)$$

式中, $N_{Tii} = (T_{fi} - T_{\infty}) / T_{\infty}$ 为无因次入口换热温差; $N_L = L / d_i$ 为无因次特征尺寸。

将(5)式代入(3)式并积分得由流阻引起的总熵产为:

$$\Delta S_{\Delta P} = \frac{GC_{Pi} f_i Re_i^2}{4StN_{T\infty i}} \left[\ln \frac{1 + N_{Tii} \exp(-4StN_L)}{1 + N_{Tii}} + 4StN_L \right] + \frac{L\mu_0 C_{Po} C_D Re_0^3}{2N_{T\infty o}} \quad (7)$$

式中, f_i 为管内流体流动的摩擦阻力系数, $f_i = 2d_i(-dP_i/dx) / (\rho_i u_m^2)$; C_D 为管外流体流动阻力系数, $C_D = F_D / (1/2 \rho_o U_{\infty}^2 A)$, A 为垂直于流动方向的截面积; Re_i 为管内流体雷诺数; $N_{T\infty i} = T_{\infty} / [\mu_i^2 / (\rho_i^2 C_{Pi} d_i^2)]$ 为无因次量; $N_{T\infty o} = T_{\infty} / [\mu_o^2 / (\rho_o^2 C_{Po} d_o^2)]$ 为无因次量; 其中, μ_i 、 μ_o 分别为管内外流体的动力粘度; C_{Pi} 、 C_{Po} 分别为管内外流体比热; ρ_i 、 ρ_o 分别为管内外流体的密度。

于是, 由(6)(7)式可得换热管由管内到管外的传热过程的总熵产 ΔS 为:

$$\Delta S = \Delta S_{\Delta T} + \Delta S_{\Delta P} \quad (8)$$

以管内流体为基准, 引入换热管由管内到管外的对流换热过程的无因次熵产数 $N_s^{[1]}$ 为:

$$N_s = \frac{\Delta S}{GC_{Pi}} = \left\{ N_{Tii} [1 - \exp(-4StN_L)] + \ln \frac{1 + N_{Tii} \exp(-4StN_L)}{1 + N_{Tii}} \right\} + \frac{f_i Re_i^2}{4StN_{T\infty i}} \left[\ln \frac{1 + N_{Tii} \exp(-4StN_L)}{1 + N_{Tii}} + 4StN_L \right] + \frac{C_D N_L N_C Re_0^3}{\pi/2 Re_i N_{T\infty o}} \quad (9)$$

式中, $N_C = \mu_o C_{p_o} / \mu_i C_{p_i}$ 为无因次物性量。

如令管内流体对流换热的斯坦顿数 $St_i = a_i / (\rho_i C_{p_i} u_m)$, 则 St 为:

$$St = \frac{1}{Re_i Pr_i (1/Nu_i + N_L/Nu_o)} \quad (10)$$

式中, $N_L = \lambda_i / \lambda_o$ 为管内外流体导热系数之比; N_{u_i} 、 N_{u_o} 分别为管内外流体对流换热的努谢尔特数; Pr_i 为管内流体的普朗特数。

如果管外与管内流体流动的雷诺数的比值为 a , 即

$$a = Re_o / Re_i \quad \text{或} \quad Re_o = a Re_i \quad (11)$$

于是由(9)(10)(11)式可看出, $N_S = f(N_{Ti}, Re_i, a, N_L)$, 其它无因次参数), 其中其它无因次参数有 $N_{T\infty}, N_{T\infty o}, N_C, N_L$ 和 Pr_i 。

最后一点需要指出的是, 在工程上, 我们常需要对管内外的对流换热同时进行强化即双侧强化, 如气-气换热等。在强化传热时, 一方面使传热改善, 可减小由温差引起的传热不可逆损失, 而另一方面使流阻增大, 即使流阻引起的熵产增加, 这时需综合考虑其总的效果。于是需要把强化传热后的总熵产与强化传热前的总熵产进行比较, 如果在一定条件下强化传热后的总熵产小于强化传热前的总熵产, 则强化传热有效, 反之亦然, 而强化传热前后总熵产的计算可利用上述的有关计算式, 因此本文的有关结论可为工程上的双侧强化传热性能的评价提供理论基础。

2 计算结果分析与讨论

以烟气到空气的传热过程为例进行分析与讨论(即管内为烟气, 管外为空气)。计算过程中, 管内外流体的物性值分别取流体进口温度下的物性值, 计算结果如图 2~5 所示, 其中图 2~4 的换热管尺寸为 $\phi 32 \times 2.5$, 管长 L 为 2 000 mm。

如图 2 为在管外空气温度 T_∞ 为 293 K, 管内烟气进口温度 T_{fi} 为 573 K 时, 换热管对流换热过程的无因次熵产数 N_s 随管内流体雷诺数 Re_i 的变化关系曲线。从图中可看出, 随着 Re_i 的增大, N_s 先减小后增大, 即存在一最佳的 Re_i 使 N_s 达到最小, 即不可逆损失最小, 且最佳的 Re_i 随管外与管内流体雷诺数的比值 a 的增大而减小。这是由于在低的 Re_i 下, 换热引起的熵产占主导地位, 而在高的 Re_i 下, 则流动引起的熵产占主导地位的综合作用的结果。这就要求在实际运行过

程当中, 要使管内流体运行在最佳的雷诺数附近, 从而使其性能最佳。

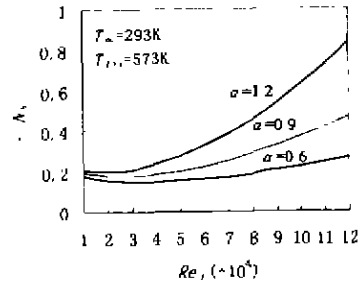


图 2 N_s 随 Re_i 的变化关系曲线

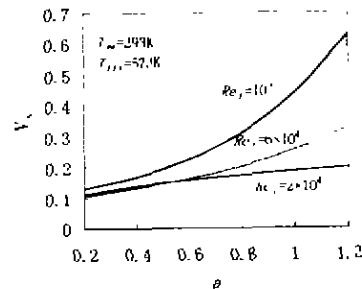


图 3 N_s 随 a 的变化关系曲线

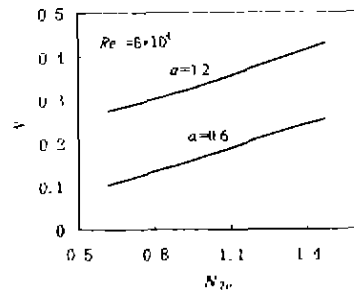


图 4 N_s 随 N_{Tu} 的变化关系曲线

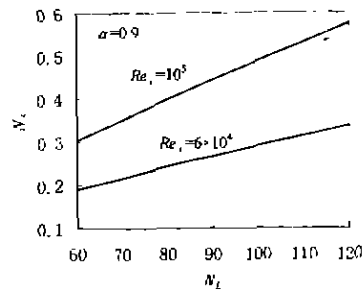


图 5 N_s 随 N_L 的变化关系曲线

如图 3 为在管外空气温度 T_∞ 为 293 K, 管内烟气进口温度 T_{fi} 为 573 K 时, 换热管对流换热过程的无

因次熵产数 N_s 随管外与管内流体雷诺数比值 a 的变化关系曲线。从图中可看出, 随着 a 的增大, N_s 也增大, 即 N_s 随 a 单调递增, 但在 Re_i 较小时, 递增趋势变缓。

如图4为在管外空气温度 T_∞ 为 293 K 时, 换热管对流换热过程的无因次熵产数 N_s 随无因次入口换热温差 $N_{T_{in}}$ 的变化关系曲线。从图中可看出, 随着 $N_{T_{in}}$ 的增大, N_s 近似成线性增大, 且在不同的 a 值下其直线几乎平行, 即增大的趋势相同, 这是由于随 $N_{T_{in}}$ 的增大, 管内外流体的传热温差也会增大, 从而使得由温差传热引起的熵产增加很快。

如图5为在管外空气温度 T_∞ 为 293 K, 管内烟气进口温度 T_{in} 为 573 K 时, 换热管对流换热过程的无因次熵产数 N_s 随无因次特征尺寸 N_L 的变化关系曲线。从图中可看出, 随着 N_L 的增大, N_s 也近似成线性增大, 只是在管内流体雷诺数 Re_i 较大时, 其增大的趋势更陡。

3 结论

以热力学第一、二定律为基础, 对一个换热管从管内到管外的完整传热过程进行了熵产分析, 导出了其传热过程的无因次熵产数的计算表达式, 并对一具体的换热过程进行了计算, 讨论了有关参数对其不可逆

性能的影响。本文的结果和方法对进一步完善基本对流换热过程的热力学评价具有一定的意义, 同时为换热管双侧强化传热时性能的评价提供理论基础。

参考文献:

- [1] BEJAN A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow [M]. New York: Wiley, 1982.
- [2] NAG P K, MUKHERJEE P. Thermodynamic Optimization of Convective Heat Transfer through a Duct with Constant Wall Temperature[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1987, 30(2): 401-405.
- [3] NAG P K, KUMAR N. Second Law Optimization of Convective Heat Transfer through a Duct with Constant Heat Flux[J]. Int J of Energy Research, 1989, 13: 537-543.
- [4] SAHIN A Z. Second Law Analysis of Laminar Viscous Flow through a Duct Subject to Constant Wall Temperature[J]. ASME J of Heat Transfer, 1998, 120: 76-83.
- [5] SEKULIC D P, CAMPO A, MORALES J C. Irreversibility Phenomena Associated with Heat Transfer and Fluid Friction in Laminar Flows through Singly Connected Ducts[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1997, 40(4): 905-914.
- [6] SAHIN A Z. Entropy Generation in Turbulent Liquid Flow through a Smooth Duct Subject to Constant Wall Temperature[J]. Int J Heat Mass Transfer, 2000, 43: 1469-1478.

Entropy Generation Analysis of Heat Transfer Process through a Duct

WU Shuang - ying, LI You - rong, ZENG Dan - ling

(College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Based on the first and the second laws of thermodynamic, the entropy generation of heat transfer process from the inside to the outside through a duct is analyzed. A dimensionless entropy generation number based on the fluid of inside duct is introduced and an analytical expression for the dimensionless entropy generation number is obtained. The effect of some dimensionless parameters on the irreversibility performance of heat transfer process through a duct is discussed. The results show that an optimal Reynolds number of fluid inside duct is found to make dimensionless entropy generation number minimum, the dimensionless entropy generation number increases with the increment of the ratio of the Reynolds number of inside and outside duct fluids, dimensionless inlet temperature difference and dimensionless characteristic geometric dimension. The results from this paper provide a reference for the thermodynamic performance evaluation on the basic heat transfer process through a duct and enhancement in double sides of duct.

Key words: heat transfer duct; heat transfer process; entropy generation analysis

(责任编辑 刘道芬)