

等截面钉肋的熵产优化研究

(浙江大学热能工程研究所) 苏亚欣 骆仲决 岑可法

[摘要] 从热力学熵产的角度出发,以熵产最小为目标,建立了肋片的熵产分析理论模型,并对在强迫对流条件下的熵产最小时的圆柱形钉肋进行了讨论。

关键词 肋片 熵产 不可逆

中图分类号 TK124

1 前言

肋片作为一种非常高效的强化传热技术,在世界范围各相关专业已得到了大量的应用。肋片不仅是作为二次传热面,扩大传热面积,并促进流体介质扰动来强化换热,同时其增加的传热面积也会造成相对增加的流动阻力。肋片的强化传热和流阻增加将会相伴而生,在获得较大程度的传热收益的同时,要付出工质压力降低或输运功率增加的代价,使得工质的有用能减少或动力成本增加,这种现象在石化工业中广泛使用的各种内肋管中尤为明显。有用能的损失源于各种不可逆因素。肋片的强化传热和增加流阻将会对流经肋片的流体造成相应的传热不可逆和摩擦不可逆,它们对流体介质的各项指标(如温度、压力等)产生影响。在许多已发表的肋片的优化研究的论文中绝大多数都集中于其传热量最大或材料最省方面^[1~3]。在能源问题日益尖锐的今天,对换热器的设计已不仅仅限于提高传热效能,而且已将减少不可逆损失提到重要地位,受到研究人员的重视^[4]。本文从如何使这些不可逆损失最小为出发点和研究对象,讨论肋片的优化设计。

2 肋片的熵产分析模型

由热力学知道,因不可逆损失的有用功与系统的熵产成正比,并可表示为

$$W_{\text{lost}} = T \Sigma S_g \quad (1)$$

式中 T 为环境介质的绝对温度, S_g 为系统各部分的熵产。为了保存有用功,换热器的设计应当尽可

能的减少熵产。

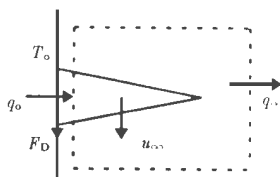


图 1 肋片模型

考虑如图 1 所示的任意形状的肋片。设来流流速为 u_∞ , 温度为 T_∞ , 由肋根温度梯度引起的肋根热流记为 q_0 , 肋根温度记为 T_0 。由于流体的冲刷, 肋片将受到流体的一个推力, 同时肋根受壁面的一个反方向的拉力, 这两个力是平衡的。现取一个控制体, 如图 1 中虚线所围部分。假设流体为相对肋片静止, 而肋片在一个拉力 F_D 的作用下以速度 u_∞ 相对流体运动。

在稳态时, 由热力学第一、第二定律有

$$q_0 - q_s + F_D u_\infty = 0 \quad (2)$$

$$S_g = \frac{q_s}{T_\infty} - \frac{q_0}{T_0} > 0 \quad (3)$$

式中 q_s 为控制体与流体的其余部分所交换的热量, S_g 是与传热及流体流动有关的熵产。将式(2)带入式(3), 可得熵产的一般表达式如下

$$S_g = \frac{q_0 \theta_0}{T_\infty^2 (1 + \frac{\theta_0}{T_\infty})} + \frac{F_D u_\infty}{T_\infty} \quad (4)$$

式中 $\theta_0 = T_0 - T_\infty$, 为肋根过余温度。式中右边第一项为与传热相关的熵产, 第二项为与流体摩擦相关的熵产。对于自然对流传热, 由流体摩擦不可逆产生的熵产可忽略, 只需考虑传热不可逆性引起的熵产; 对于强迫对流换热, 传热不可逆和摩擦不可逆对 S_g 来说是同等重要的。

当 $\theta_0 \ll T_\infty$ 时, 式(4)可简化为

$$S_g = \frac{q_0 \theta_0}{T_\infty^2 (1 + \frac{\theta_0}{T_\infty})} + \frac{F_D u_\infty}{T_\infty} \approx \frac{q_0 \theta_0}{T_\infty^2} + \frac{F_D u_\infty}{T_\infty} \quad (5)$$

对于氨液化器中的逆流换热器, 一般可满足

$\theta_0/T_\infty \ll 0.1$, 可应用上式。文献[7]从式(5)出发对几种肋片进行了研究。对于大温差情况下, 如汽—气换热器, 则应从式(4)进行研究、设计。在本文中, 从式(4)开始, 对钉肋进行讨论, 并假定 q_0, T_∞, u_∞ 及流体物性参数等均已知, 且为常数。

3 最小熵产的等截面钉肋

对于圆柱形钉肋, 其肋根温度和热流量的关系为^[5]

$$\theta_0 = \frac{q_0}{\frac{\pi}{4} d^2 k \cdot m \cdot \tanh(mb)} \quad (6)$$

式中 $m = \sqrt{\frac{4h}{k \cdot d}}$, d 为圆柱形钉肋的直径, k 为其导热系数, h 为对流换热系统, b 为肋高。式(6)代入式(4), 得

$$S_g = \frac{\frac{q_0^2}{\frac{\pi}{4} d^2 k \cdot m \cdot \tanh(mb) \cdot T_\infty^2 + T_\infty \cdot q_0}}{\frac{q_0^2}{2 T_\infty}} + \frac{FD \cdot u_\infty}{T_\infty} = \frac{\frac{\pi}{2} T_\infty^{1/2} Nu^{1/2} (k \cdot k_f)^{1/2} Re_d \frac{v}{u_x} \tanh[2 Nu^{1/2} (\frac{k}{k_f})^{1/2} \frac{Re_b}{Re_d}] + T_\infty q_0}{2 T_\infty} + \frac{\rho v u_\infty Re_b Re_d C_D}{2 T_\infty} \quad (7)$$

式中 $Nu = h \cdot d / k_f$, $Re_d = u_\infty \cdot d / v$, $Re_b = u_\infty \cdot b / v$, $C_D = F_D / (\frac{1}{2} \rho \cdot u_\infty^2 \cdot b \cdot d)$ 为阻力系数, k, k_f 分别为肋片和流体的导热系数, ρ, v 为流体的密度和粘度。

为综合考察因传热和摩擦引起的不可逆造成的有用功的损失, Bejan^[9] 提出了熵产数的概念, 并作为一个衡量换热器性能的通用准则。熵产数越小, 则表示换热器的性能越好。对于肋片问题, Poulidakos^[7] 将熵产数构造为如下形式

$$N_s = S_g / (\frac{q_0^2 \cdot u_\infty}{k \cdot v \cdot T_\infty^2})$$

将式(7)代入上式, 整理后得

$$N_s = \frac{(k/k_f)^{1/2}}{\frac{\pi}{2} Nu^{1/2} Re_d \tan h[2 Nu^{1/2} (\frac{k_f}{k})^{1/2} \frac{Re_b}{Re_d}] + \frac{q_0 \cdot u_\infty}{T_\infty (k k_f)^{1/2} \cdot v}} + \frac{1}{2} B \cdot C_D \cdot Re_b \cdot Re_d \quad (8)$$

式中 $B = \rho v^3 k T_\infty / q_0^2$, 为给定的无因次参量, 它可以表示流体的摩擦不可逆性与传热不可逆性的相对重要性, 当流体物性参数和肋根热流量给定时, B 为已知的。 Nu 数和 C_D 可按下列经验公式计算^[8]

$$Nu = C_1 Re_d^{C_2} Pr^{1/3} \quad (9a)$$

$$C_D = C_3 Re_d^{C_4} \quad (9b)$$

C_1, C_2, C_3, C_4 是由 Nu 数和 C_D 的表达式定义的常数, 分别为

$$1 \leq Re_d < 4, C_1 = 0.998, C_2 = 0.33, C_3 = 10, C_4 = -0.6;$$

$$4 \leq Re_d < 40, C_1 = 0.919, C_2 = 0.385, C_3 = 5.483, C_4 = -0.246;$$

$$40 \leq Re_d < 4 \times 10^3, C_1 = 0.683, C_2 = 0.466, C_3 = 5.484, C_4 = -0.246;$$

$$4 \times 10^3 \leq Re_d < 4 \times 10^4, C_1 = 0.195, C_2 = 0.618, C_3 = 1.1, C_4 = 0;$$

$$4 \times 10^4 \leq Re_d < 2 \times 10^5, C_1 = 0.0268, C_2 = 0.805, C_3 = 1.1, C_4 = 0; \quad (9c)$$

N_s 数受 $Pr, Re_b, Re_d, B, k/k_f$ 5 个无因次参数的影响, 其中 Re_b, Re_d 可以反映肋片的几何参数 b 和 d ; Pr 数, $B, k/k_f$ 可以反映流体介质的参数。为使 N_s 数最小, 一般是针对肋片几何参数 b 和 d 来进行设计。由于 N_s 数有一个精确的数学表达式, 故当对某个参数进行优化时, 即可对 N_s 数求偏导, 并令其为零。

令 $\partial N_s / \partial Re_d = 0$ 可得最优的肋高 b (用 Re_b 来表示), 略去中间过程, 最后结果为

$$Re_{b,opt} = \frac{Re_d}{2 Nu^{1/2}} (\frac{k}{k_f})^{1/2} \cdot \frac{-1 A_1 A_3 + \sqrt{A_1^2 A_2^2 + A_2^2 A_3^2 - A_2^4}}{A_1^2 - A_2^2} \quad (10)$$

式中 $A_1 = \frac{\pi}{2} Nu^{1/2} Re_d$, $A_2 = q_0 \cdot u_\infty / [T_\infty \cdot (k k_f)^{1/2} \cdot v]$, $A_3 = \sqrt{2 \pi Nu / (B C_D Re_d)}$ 。

将式(10)代入式(8)即可得到最小的熵产数。因为 q_0, u_∞ 及流体物性等均已知, 当 Re_d 已知时, 则立即可由式(8)与式(10)得到最小的熵产数, 因此, 它具有工程上的重要意义。

图2为 $\theta_0 \ll T_\infty$ 时, 即由式(5)出发计算的最小熵产数的变化情况。最小熵产数随 Re_d 的增加, 出现一个极小值, 它表示在最优的肋高 (Re_b) 和最小 N_s 数时的最优钉肋直径。图3~图5为大温差时的熵产数的变化特点。由图可以看到, 当 M 一定时, 随着温差的增大 ($q_0 / (T_\infty k d)$ 的增大), 最优的熵产数 N_s 的值稍微有所增大, 也就是说, 传热不可逆损失增加, 而且, 对应的最优的肋片直径 (N_s 的极值点) 是减小的。当 M 减小时, 对比图4和图5可以发现, N_s 值是减小的, 并且最优的肋片直径将增大。

这可以理解, 当流体介质的热扩散能力增强时, 因传热引起的不可逆损失有所减少。当流体摩擦增大时, 即参数 B 增大时, 熵产数 N_s 明显地增加, 对应的最优的肋片直径明显减小, 这是很容易理解的。流体粘性较大时, 应采用更细些的钉肋。

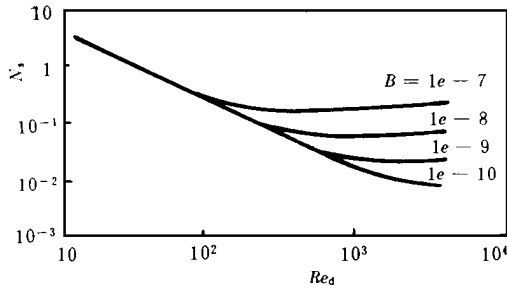


图 2 $M=100.0, q_0/(T_{\infty}kd)=0$ 时的 N_s 分布

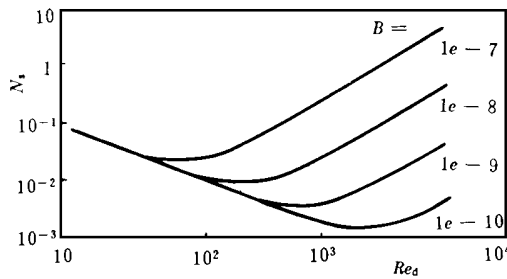


图 3 $M=100.0, q_0/(T_{\infty}kd)=1.0$ 时的 N_s 分布

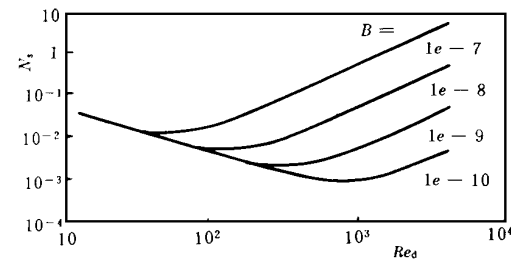


图 4 $M=100.0, q_0/(T_{\infty}kd)=2.0$ 时的 N_s 分布

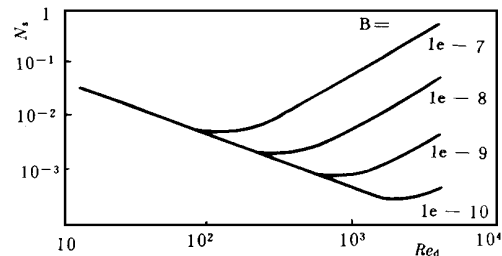


图 5 $M=10.0, q_0/(T_{\infty}kd)=2.0$ 时的 N_s 分布

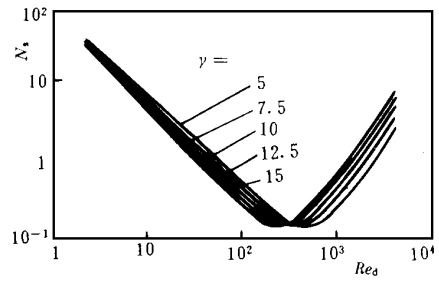


图 6 $M=10.0, B=10^{-7}, q_0/(T_{\infty}kd)=2.0$ 时的 N_s 分布

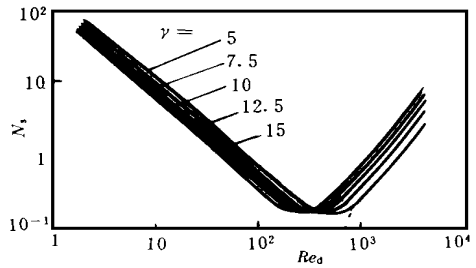


图 7 $M=100.0, B=10^{-7}, q_0/(T_{\infty}kd)=1.0$ 时的 N_s 分布

定义一个表示钉肋肋片几何结构的无因次参数, $\gamma=b/d$, 为钉肋的细长比, 用 γ 来表示熵产数 N_s , 可得

$$N_s = \frac{2M}{\pi \sqrt{C_1} Re_d^{C_2/2+1} \tan h [2 \sqrt{C_1} Re_d^{C_2/2} \gamma / M] + A_2} + \frac{1}{2} B \cdot \gamma \cdot C_3 \cdot Re_d^{2-C_4} \quad (11)$$

式中 $M=(k/k_f)^{1/2} / Pr^{1/6}$, 为无因次参数。 C_1, C_2, C_3, C_4 是由式(9C)给出。

N_s 数随钉肋的细长比 γ 的变化特点如图 6~7 所示。从这两个图可以很明显地看到, 熵产数 N_s 随 Re_d 的增大有一个极小值。它再一次说明通过选取恰当的 Re_d 是能够在保证传热要求的时候最大可能地保存有用功。参数 M, B 对 N_s 数的影响与前面的分析是一致的, 通常 M, B 减小时, N_s 数和 Re_{dopt} 都将减小。

当肋高固定, 对直径进行优化时, 因方程较为复杂, 很难得到解析解, 必须进行数值计算, 限于篇幅, 本文暂不讨论, 拟待另文解决。

4 结论

(1) 由于在工业换热设备上应用肋片后, 在强化

催化裂化再生烟气能量回收系统的经济优化^{*}

(华南理工大学) 陈清林 华 贲 王松平 尹清华

[摘要] 应用能量系统的双子系统方法对烟气能量回收系统进行了经济分析优化。在再生烟气物性参数一定的情况下,以系统内动力回收量与热量回收量的最佳分配而产生的最大回收经济效益为系统优化的目标,且根据一定的经济模型对有代表性的烟气能量回收系统进行了优化,得到了系统最大效益下的最优设计操作参数。其优化结果对烟气能量回收系统的优化设计及操作有一定的指导作用。

关键词 催化裂化 经济学 系统优化

中图分类号 TK01

1 引言

催化裂化装置是炼油企业中重质油轻质化的一个重要二次加工装置,也是能耗较高的工艺装置之一。待生催化剂在再生烧焦过程中放出大量的热量,一部分经再生催化剂带入反应器供给裂化反应所需的反应热,转换为产品的化学能,另一部分由再生器排出的高温烟气带出。再生烟气能量的有效回

收利用对于降低整个装置的能耗、提高催化裂化技术水平、减少环境污染都有着重大的现实意义。目前,催化裂化烟气的能量回收主要为动力及热能,催化剂再生器与烟机的联合相当于一个燃气轮机组,其目的主要是回收再生烟气中高价值的压

本文将应用能量系统双子系统方法^[1]对烟气能量回收系统进行了经济分析、优化,以最大的回收经济效益为优化目标,应用经济学方法对某些有代表性的能量回收方案进行分析优化,得出了在一定的再生状况下,能量回收系统的优化设计参数,为烟气能量回收系统的优化设计与操作提供理论指导。

2 烟气能量回收系统介绍

催化过程中产生的大量焦炭,若采用联产技术完全可以使这些焦炭化学能的转换达到或接近燃机

收稿日期 1997-12-26 收修改稿 1998-03-20

*国家自然科学基金项目子课题 标准号 2937240

本文联系人 陈清林 男 1964年生 讲师 510641 广州华南理在大学化工所

换热的同时会引起较大的摩擦阻力损失,从而消耗更多的有用功。本文建立了如何综合考察肋片引起的换热收益和摩擦损失的一个研究理论模型,对肋片结构尺寸的优化做了理论分析,以最大程度地减少不可逆损失,保存有用功。

(2)本文所得到的公式和曲线图对于工业设计计算具有一定的应用价值,本文使用的方法具有一定的指导作用。对于其它形状的肋片可用同样的方法进行研究。

参考文献

- 1 杨翔翔. 热特性参数可变时双曲线形截面环肋的最优尺寸. 工程热物理学报, 1988, 9(1).
- 2 Razelos P and Satyaprakash B R. Analysis and optimization of convective trapezoidal profile longitudinal fins. ASME Journal of Heat Transfer, 1993, 115: 461~463.

- 3 Yeh Rong-hua. An analytical study of the optimum dimension of rectangular fins and cylindrical pin fins. Int. J. of Heat Mass Transfer, 1997, 40(15), 3607~3615.
- 4 李大鹏 孙丰瑞. 多背压凝汽器熵产生的优化. 电站系统工程, 1997, 13(5).
- 5 杨翔翔 苏亚欣. 延伸表面传热研究. 广州:暨南大学出版社, 1997.
- 6 Bejan Adnan. General Criterion for rating heat-exchanger performance. Int. J. Heat Mass Transfer, 1978, 21: 655~658.
- 7 Poulidakos D and Bejan A. Fin geometry for minimum entropy generation in forced convection. ASME Journal of Heat Transfer, 1982, 104: 616~623.
- 8 Gebhart B. Heat Transfer. McGraw-Hill New York, 1971.

作者简介 苏亚欣,男,1972年生,1997年3月毕业于国立华侨大学机械系,获硕士学位,同年9月入浙江大学热能工程研究所攻读博士学位,主要从事传热传质学、气固两相流动与传热,循环床燃烧等的学习与研究,已出版专著一本,论文3篇。通讯处:310027 杭州浙江大学热能工程研究所

WR-21——新一代的船用燃气轮机=WR-21——A New Generation of Marine Gas Turbines[刊,中]/Wen Xueyou, et al(Harbin No. 703 Research Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —1~6

WR-21 pertains to a new generation of marine gas turbines of the twenty first century. The adoption of inter-cooling and regeneration technology enables WR-1 to have an outstanding off-design performance. This paper gives a comprehensive description of the WR-21 research and development history, engine performance as well as the design and maintenance features of its main components. **Key words:** IC R gas turbine, marine gas turbine, gas turbine

具有热阻、热漏和内不可逆性的联合热机性能=The Performance of a Combined Heat Engine Featuring Heat Resistance, Heat Leak and Internal Irreversibility[刊,中]/Chen Lingen, Sun Fengrui, Ni Ning(Naval Engineering Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —7~9

A steady flow combined heat engine cycle model involving heat resistance, heat leakage and internal irreversibility was set up and the performance optimization of the model studied. Derived are the optimization relation between power output and efficiency, the variation of maximum power output with its corresponding efficiency, as well as the variation of maximum efficiency with its corresponding power output. **Key words:** combined cycle, heat engine, optimization

从发电煤耗看热电冷联供系统的热经济性=Thermodynamic Economic Analysis of Heating, Electricity and Refrigeration Triple-generation System from the Viewpoint of a Gross Coal Consumption Rate[刊,中]/Fu Lin, Jiang Yi(Qinghua University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —10~13

The conception of gross coal consumption rate(GCCR)of heating, electricity and refrigeration triple-generation(HERT)system is first introduced. Then, from the viewpoint of the system as a whole, a thermodynamic economic analysis is given of the HECT system. **Key words:** gross coal consumption rate, heating/electricity/refrigeration triple-generation system, thermodynamic economy

进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热的研究=A Study of the In-tube Resistance and Heat Exchange of an Inlet Axial Vane Swirler[刊,中]/Wu Huiying, Cheng Hui, et al(Shanghai Jiaotong University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —14~16

An experimental study is conducted of the in-tube friction and heat exchange characteristics of an inlet axial vane swirler. By analyzing the influence of in-tube Re number, test-section length-to-diameter ratio and swirler construction parameter on the in-tube resistance and heat exchange obtained is the in-tube resistance and heat exchange criterion correlation. In addition, a quantitative analysis is performed of the thermodynamic performance of the swirler intensified in-tube heat exchange. **Key words:** inlet axial vane swirler, in-tube intensified heat transfer, thermodynamic performance

等截面钉肋的熵产优化研究=The Entropy Generation Optimization Study of Cylindrical Fins[刊,中]/Su Ya-

xin, Luo Zhongyang, Cen Kefa(Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —17~19

Based on the entropy generation concept of thermodynamics, the authors has with a minimum entropy generation serving as an end objective set up a theoretical model for the analysis of entropy generation of fins. Moreover, a