

单相对流传热中的熵产分析与优化

王俊博 刘志春 刘伟

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘要 本文分析了圆管内单相对流传热过程的熵产, 以局部熵产率为优化目标, 流动功耗一定及能量与质量守恒为约束条件, 应用拉格朗日极值原理对管内流动进行分析优化, 导出局部熵产率为最小时的控制方程组, 并运用 Fluent 软件对该方程组进行数值求解, 得到圆管单相优化后的速度场与温度场。结果表明, 以熵产最小为目标优化后的流场为多涡的纵向旋流, 其换热及流动性能较好。

关键词 单相对流传热; 局部熵产率; 传热优化; 纵向旋流

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2015)06-1311-04

Entropy Generation Analysis and Optimization of Convective Heat Transfer for Single Phase Flow in Tubes

WANG Jun-Bo LIU Zhi-Chun LIU Wei

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract The present study analyzes the entropy generation for single phase flow in tubes. Optimization for convective heat transfer is conducted when the local entropy generation rate is set as optimization objective with constant fluid power consumption, energy and mass conservation set as constraint conditions. With Lagrange extreme principle, the governing equations of minimal entropy generation are deduced. After numerical calculation on governing equations with Fluent, the optimized velocity and temperature fields are obtained. The results show that the optimized flow is longitudinal swirl flow with vortexes, which has a good performance in flow and heat transfer.

Key words heat transfer for single phase flow; local entropy generation rate; optimization; longitudinal swirl flow

0 前言

随着经济的发展, 能源消耗越来越大, 高效的换热技术对节能减排的重要性也越来越明显^[1]。通过数值模拟和实验研究, 许多传热技术被提出用以解决强化传热问题^[2-3]。但纵观几代强化传热技术的发展, 其都是技术先于理论, 即先提出某种具体结构, 再对该结构进行数值分析及实验研究, 分析该结构的换热及流动性能。为了更好地指导强化传热组件的设计, 需要发展传热优化理论, 以确定强化组件的设计方向。

熵产作为热力系统中不可逆性的衡量, 以其为对象的分析方法得到了广泛深入的研究^[4-6]。在传热领域, 部分学者也对熵产进行一定研究。Ahmadi 等以熵产最小作为目标, 对错流板式换热器的翅片节距、翅片高度、翅片偏移长度、冷流体流动长

度、无流动长度、热流体流动长度等六个参数进行了优化^[7]。Guo 等分析了管壳式换热器的无量纲熵产率, 以其最小为目标优化了管壳式换热器的几何参数^[8]。本文在单相对流换热流动中, 以局部熵产率为优化目标, 采用拉格朗日极值原理进行分析, 得到优化后流动的控制方程组, 并用 Fluent 数值求解该控制方程组, 得到了优化后的流场结构并进行了换热流动性能分析。

1 理论基础

1.1 局部熵产率

在热力学第二定律中, 熵作为状态量被提出, 用来判断过程的方向、条件和限度。通过对系统进行

收稿日期: 2015-02-10; 修订日期: 2015-05-22

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (No.2013CB228302); 国家自然科学基金资助项目 (No.51036003; No.51376069)

作者简介: 王俊博 (1991-), 男, 浙江台州人, 博士研究生, 主要从事传热优化方面的研究。通信作者: 刘伟, 教授, 博士生导师, E-mail: w.liu@hust.edu.cn

熵分析,系统的熵变化由两部分组成,分别是热流熵与过程熵产,若该系统为孤立系统,则在其变化过程中,仅存在熵产。自然界的进程具有方向性,是不可逆的,熵产可以用来衡量该不可逆性的大小。在传热过程中,传热温差 ΔT 与摩擦压差 ΔP 会带来不可逆性损失,若以过程中截面局部熵产率为优化目标,可以减少传热过程中的不可逆性,提高换热效果。

在不可压单相流体对流换热过程中,忽略黏性耗散产生的热量,流体截面的局部熵产率可表示为:

$$S_g = \lambda \frac{(\nabla T)^2}{T^2} \quad (1)$$

式中, λ 为流体的导热系数。

1.2 数学模型

Jia 等提出在单相流动过程消耗的功率消耗可表述为^[9]:

$$P_w = U \cdot [\rho(U \cdot \nabla)U - \mu \nabla^2 U] \quad (2)$$

式中, ρ 为流体密度, μ 为流体动力黏度。

不可压缩流体满足连续性方程:

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (3)$$

忽略黏性耗散产生的热量对能量方程的影响,则对流换热过程中满足能量方程:

$$\lambda \nabla^2 T - \rho C_p U \cdot \nabla T = 0 \quad (4)$$

式中, C_p 为流体比定压热容。

故以局部熵产率为拉格朗日极值目标,式(2)、(3)、(4)为约束条件,可以写出拉格朗日方程:

$$J = \iiint_{\Omega} \left\{ \begin{aligned} &\lambda \frac{(\nabla T)^2}{T^2} + C_0 U \cdot [\rho(U \cdot \nabla)U - \mu \nabla^2 U] \\ &+ A \nabla \cdot U + B(\lambda \nabla^2 T - \rho C_p U \cdot \nabla T) \end{aligned} \right\} dV \quad (5)$$

式中, C_0 、 A 、 B 为拉格朗日乘子, C_0 为常数, A 、 B 为变量。

流动过程中边界上速度为定值,且边界上黏性切应力为定值,同时管壁温度取定值条件,那么流动过程中满足以下变分条件:

$$\delta U|_{\Gamma} = 0, \delta(\nabla \cdot U)|_{\Gamma} = 0, \delta T|_{\Gamma} = 0 \quad (6)$$

通过变分可得到如下优化动量方程:

$$\rho(U \cdot \nabla)U = -\nabla p + \mu \nabla^2 U + \frac{\rho C_p B \nabla T}{C_0} \quad (7)$$

变量 B 由以下方程约束:

$$-\frac{2\lambda \nabla^2 T}{T^2} + \frac{2\lambda(\nabla T)^2}{T^3} + \rho C_p U \nabla B + \lambda \nabla^2 B = 0 \quad (8)$$

将式(7)与动量方程对比,其多了一项附加力,由温度梯度 ∇T 、变量 B 和常数 C_0 组成,它将影响对流换热中的流动过程。

2 圆管内单相对流传热优化

2.1 圆管内单相对流传热优化方程求解

通过商业软件 Fluent 6.4 对优化后的控制方程(3)、(4)、(7)、(8)进行数值求解,其中式(7)和(8)通过 Fluent 中的 UDF 和 UDS 功能求解。计算中压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法,离散采用 QUICK 格式。计算中采用的物理模型见图 1,管内径为 0.02 m,总长 1.7 m,其中第一段为入口段 1.2 m,流动处于发展中并达到充分发展,第二段为实验段 0.3 m,在该段求解优化后控制方程,第三段为出口段 0.2 m,消除出口对实验段的影响。管内流动介质为常物性的水,进口雷诺数为 200,进口水温为 300 K,圆管壁温为 310 K。



图 1 几何模型

Fig. 1 Geometric model

2.2 优化后的速度场及温度场

在计算中, C_0 取为不同的值,对应不同的流体功率消耗,可以得到不同的流场结构和温度场分布。从式(7)中可以看出 C_0 的大小决定了优化动量方程中附加力项的大小,当 C_0 较小时,如图 2 所示,流场中形成了 4 个涡的纵向旋流,但其强度较弱,温度场受到的影响较小,基本维持为同心圆环的形状,温度分布与圆管中无附加力时相差不大。当 C_0 增大时,如图 3 所示,流场内形成了 6 涡结构,温度场也随之变成三瓣状,温度分布发生变化。当 C_0 进一步增大时,流场内出现近似 8 涡结构,温度场也进一步变化,如图 4 所示。从速度场中可以看出,流体在虚拟力的作用下,流动形成了多涡结构,涡在部分地区将核心区流体卷吸到壁面附近边界区,而在另一部分地区将流体从边界区卷入核心区,使得流体在核心区和边界区进行一定的流动交换。由于这种流动交换,流体的核心区温度随着这种虚拟力扰动的加强,变得均匀且温度升高。在边界区,流体卷向壁

面的地方, 温度边界层被压缩, 温度梯度大大增加, 流体卷向核心部分, 虽然温度梯度有一定下降, 但由于核心区平均温度升高, 该处温度梯度也不太低, 故流体边界层处温度梯度得到大幅提升, 换热会有所增强。

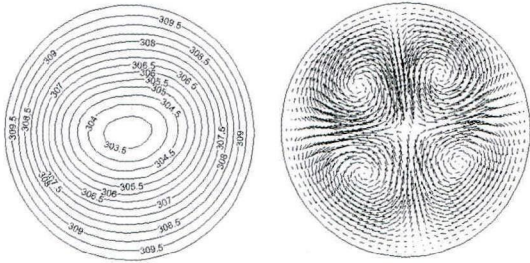


图 2 温度分布和流场结构 (4 涡), $C_0 = -7 \times 10^5$, $Re = 200$
 Fig. 2 Temperature distribution and flow structure (4 vortices) when C_0 is -7×10^5 and Re is 200

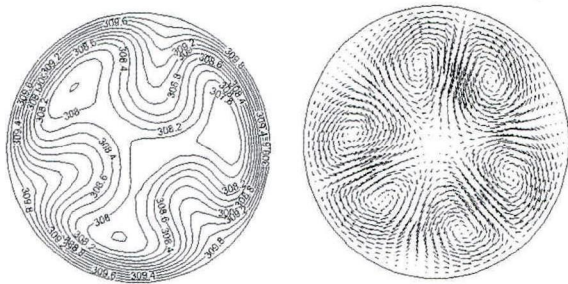


图 3 温度分布和流场结构 (6 涡), $C_0 = -2 \times 10^4$, $Re = 200$
 Fig. 3 Temperature distribution and flow structure (6 vortices) when C_0 is -2×10^4 and Re is 200

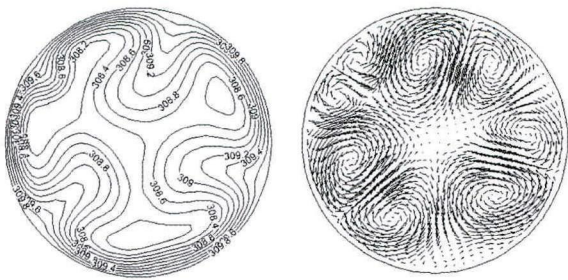


图 4 温度分布和流场结构 (8 涡), $C_0 = -8 \times 10^3$, $Re = 200$
 Fig. 4 Temperature distribution and flow structure (8 vortices) when C_0 is -8×10^3 and Re is 200

2.3 优化后的换热及阻力性能

当添加虚拟力扰动后, 管内流体形成了多涡纵向旋流, 图 5 和图 6 分别显示了单管的换热能力及流动性能随 C_0 的变化。为了更好地显示结果, C_0 被处理成 $-\log_{10}(-C_0)$ 作为横向坐标。换热能力及流动性能分别以优化管与未优化圆管 Nu 之比及流动阻力系数 f 之比来衡量。随着虚拟力的变化, 优化后

的换热管换热性能得到提升, 其 Nu 之比最高可达 3.6, 而阻力系数维持在较低水平, 可以看出, 优化后的流动结构具有较好的换热流动综合性能。分析温度分布图, 对比前后温度场变化可以发现, 当 C_0 增大, 即虚拟力增加时, 纵向涡的强度也越大, 纵向涡使流体在核心区和边界区交换流动, 使得流体核心区的温度越来越平均, 并且与壁面温差越来越小, 而在边界处, 温度在一个较窄的空间 (等效边界层) 内上升, 温度梯度得到很大提升, 从而使换热能力增强。在本次优化过程中流动阻力并未作为目标进行考虑, 同时, 优化方程由理论推导得来, 添加的扰动由虚拟力带来, 并无实际插入物结构, 故其阻力并不大, 但其计算结果对实际流动具有一定的参考价值, 对实际内插物强化传热组件的设计具有一定的指导意义。综合考虑换热能力和阻力性能, 多涡纵向旋流是一种较好的流动方式, 如果能在流场中形成该种形式的流动, 如寻找特定的插入元件在流

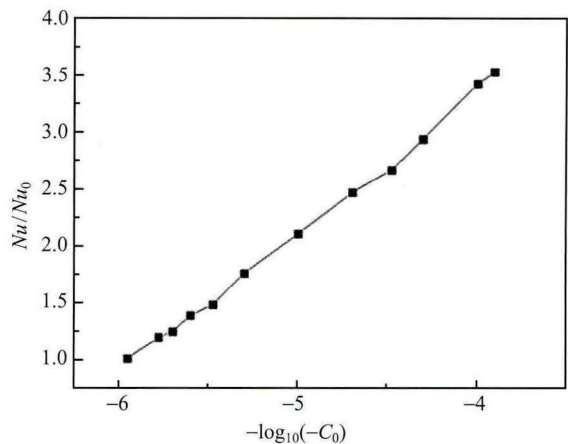


图 5 传热性能
 Fig. 5 Heat transfer performance

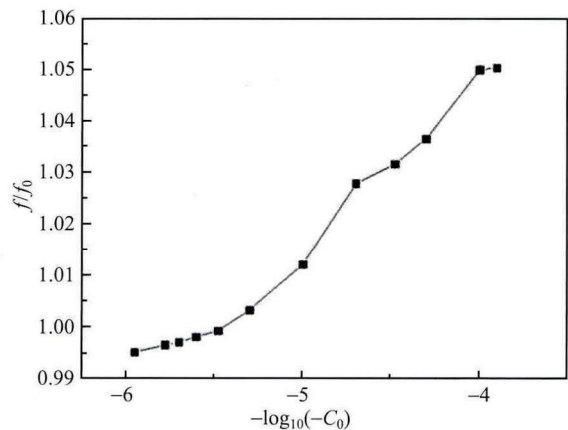


图 6 流动性能
 Fig. 6 Flow performance

场中形成相应的纵向旋流流动, 温度场会形成较理想的分布, 能实现较低阻力增加情况下换热能力的提高, 即其综合性能会有所提高, 这对实现高效低阻传热具有很大意义。

3 结 论

本文以熵产为对流换热过程中的不可逆性表述, 发展了以局部熵产率为极值目标的优化方法。以局部熵产率为极值目标, 流动功率损耗一定为约束条件, 采用拉格朗日极值原理得到目标方程, 运用变分方法处理目标方程导出优化场方程, 得到优化虚拟力的数学表述, 并以单相对流换热管内流动为例, 运用 Fluent 对优化场方程进行求解, 得到了优化后的流场结构和温度分布。结果表明, 多涡的纵向旋流是一种具有优良换热和阻力综合性能的流动结构, 其换热增幅较大而阻力较小。故在单相对流换热中, 可以在管内插入特定的元件, 形成多涡的纵向旋流结构, 以提高流动及换热综合性能。

参 考 文 献

- [1] Bergles A E. Handbook of Heat Transfer Applications [M]. New York: McGraw-Hill, 1985
- [2] Liu W, Yang K, Nakayama A. Enhancing Heat Transfer in the Core Flow by Forming an Equivalent Thermal Boundary Layer in the Fully Developed Tube Flow [R]. Potsdam, Germany: 6th Int. Conf. on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers, 2007
- [3] Huang Z F, Nakayama A, Yang K, et al. Enhancing Heat Transfer in the Core Flow by Using Porous Medium Insert in a Tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53: 1164-1174
- [4] 李大鹏, 孙丰瑞, 焦增庚. 传热与流动系统熵产生的研究与进展 [J]. 能源研究与信息, 2000, 16(3): 40-46
LI Dapeng, SUN Fengrui, JIAO Zengeng. Research and Progress on Entropy Generation of Heat Transfer and Flow System [J]. Energy Research and Information, 2000, 16(3): 40-46
- [5] 陈维汉, 钱壬章. 换热器传热过程的熵产分析 [J]. 华中理工大学学报, 1989, 17(6): 21-27
CHEN Weihang, QIAN Renzhang. Entropy Generation Analysis on Heat Transfer Process of Heat Exchanger [J]. Journal of Huazhong University of Science, 1989, 17(6): 21-27
- [6] Bejan A. A Study of Entropy Generation in Fundamental Convective Heat Transfer [J]. Journal of Heat Transfer, 1979, 101: 718-725
- [7] Ahmadi P, Hajabdollahi H, Dincer I. Cost and Entropy Generation Minimization of a Cross-Flow Plate Fin Heat Exchanger Using Multi-Objective Genetic Algorithm [J]. Journal of Heat Transfer, 2011, 133(2): 312-318
- [8] Guo J F, Cheng L, Xu M T. Optimization Design of Shell-and-Tube Heat Exchanger by Entropy Generation Minimization and Genetic Algorithm [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 2954-2960
- [9] Jia H, Liu W, Liu Z C. Enhancing Convective Heat Transfer Based on Minimum Power Consumption Principle [J]. Chemical Engineering Science, 2012, 69: 225-230