

# 管内对流换热的场协同分析及换热强化

孟继安 陈泽敬 李志信 过增元

(清华大学工程力学系, 北京 100084)

**摘 要** 导出管内湍流换热  $Nu$  与局域时均参数的关系式, 将对流换热的场协同理论扩展至湍流换热。分析了管内对流换热的特点, 并根据场协同理论提出强化湍流换热的方法, 发展了一种新型强化换热管——交叉椭圆管, 既适合于层流换热强化也适合于湍流换热强化, 其强化传热效果显著而流阻较小。

**关键词** 对流换热强化; 场协同理论; 交叉椭圆

**中图分类号:** TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2003)04-0652-03

## FIELD COORDINATION ANALYSIS AND CONVECTION HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN DUCT

MENG Ji-An CHEN Ze-Jing LI Zhi-Xin GUO Zeng-Yuan

(Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract** The relation between  $Nu$  and the local time-average parameter of turbulent convection heat transfer are derived. It indicates that the field coordination principle of convection heat transfer is available for turbulent convection heat transfer. The features of convection heat transfer in duct are analyzed, and the new method for turbulent convection heat transfer enhancement is presented according to the field coordination principle. A new kind of enhanced heat transfer tube, the cross ellipse tube, is developed. It is effective to enhance heat transfer for both laminar flow and turbulent flow with lower additional flow resistance.

**Key words** heat transfer enhancement; field coordination principle; cross ellipse tube

## 1 引 言

对流换热大量存在于石油、化工、动力、制药等领域, 而且常常还起着关键作用。湍流换热在实际工程应用中最为普遍, 因而其换热强化技术也受到普遍的重视。基于湍流壁面强化的思路, 近 30 年来已发展了许多对流换热强化元件并在工程中得到应用, 如螺纹管、横槽管等, 但这些换热强化元件主要是经验性的, 缺乏理论的指导。

文献 [1,2] 从二维层流边界层能量方程出发, 提出对流换热的场协同理论。对流换热的场协同理论认为: 对流换热可等同于有内热源的导热, 热源项的大小决定了对流换热的强度; 源项的大小不仅取决于温差、流速和流体的物性, 还取决于速度场与热流场协同的程度。对流换热的场协同理论为研究对流换热, 优化和发展强化换热技术提供了新的思

路。

湍流是一种复杂的三维流动, 其瞬时物理场 (速度、温度等) 是时间的随机函数, 因而研究湍流换热过程要比层流换热复杂得多。由于湍流换热在实际工程应用中最为广泛, 湍流换热也明显优于层流换热, 因而研究湍流换热的场协同问题, 具有重要的理论意义和工程应用背景。

## 2 湍流条件下对流换热的场协同分析

对于稳态无内热源的湍流对流换热, 不计粘性耗散的影响, 其能量方程可写为:

$$\rho c_p U \cdot \nabla T = \nabla \cdot [(\lambda + \rho c_p a_t) \nabla T] \quad (1)$$

在壁面处其湍流热扩散率为 0, 根据高斯公式可

收稿日期: 2002-12-11; 修订日期: 2003-06-01

基金项目: 国家重大基础研究发展规划资助项目 (No.G20000263)

作者简介: 孟继安 (1964-), 男, 湖北红安人, 博士生, 主要从事传热强化与应用技术的研究。

得该管壁面  $S$  导入或导出的总热量:

$$q_S = \oint_S [\lambda \nabla T] \cdot d\vec{S} = \oint_S [(\lambda + \rho c_p a_t) \nabla T] \cdot d\vec{S} = \oint_V (\rho c_p U \cdot \nabla T) dV \quad (2)$$

引入特征尺度  $D$  和无因次变量:

$$\begin{aligned} D &= \frac{4V_0}{S}, & d\bar{V} &= \frac{dV}{V_0} \\ \bar{U} &= \frac{U}{U_0}, & \nabla \bar{T} &= \frac{\nabla T}{(T_w - T_m)/D} \end{aligned} \quad (3)$$

则平均 Nusselt 数可表示为:

$$Nu = 0.25 Re Pr \oint_V (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{V} \quad (4)$$

若体积分区域在流动方向为等截面, 可对垂直于主流方向某截面  $A$  进行面积分, 并引入下列特征尺度  $D$  和无因次变量:

$$\begin{aligned} D &= \frac{4A_0}{P}, & d\bar{A} &= \frac{dA}{A_0} \\ \bar{u} &= \frac{u}{U_0}, & \nabla \bar{T} &= \frac{\nabla T}{(T_w - T_m)/D} \end{aligned} \quad (5)$$

则可得其截面平均 Nusselt 数:

$$Nu = 0.25 Re Pr \oint_A (\bar{u} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{A} \quad (6)$$

数值验算结果表明, 用壁面热流计算的 Nusselt 数与用速度和温度梯度点积的面积分或体积分计算的 Nusselt 数基本一致。

从式 (4) 和 (6) 中可以看出, 对流换热量与时均流速、时均温度梯度、 $Re$  和  $Pr$  有关。不仅如此, 其速度矢量与温度梯度 (或者说速度矢量与热流矢量) 的夹角对对流换热起着重要的作用。实际上, 上述各种因素并不是独立的, 对流换热是诸因素共同作用的结果。欲使换热强化, 需要各参数间的协同。

式 (4) 和 (6) 还表明, 和层流换热一样, 场协同理论同样适合于湍流换热的强化, 其换热强化均可由速度场和温度场协同程度的改善而获得。因此, 除采用常规的壁面突起扰流强化和扩展表面强化外, 可通过改善速度场和温度场的协同程度来实现湍流换热的强化, 这为开发新型湍流换热强化技术提供了新的途径。

### 3 管内对流换热的特点及强化

根据 Nusselt 数与局域时均流场和温度场的关系式 (4) 和 (6), 湍流换热强化的方法之一是在温度降较大的方向产生流动。研究对流换热的强化, 首

先要分析同类物理问题的温度场和速度场的特点及其协同程度。

以充分发展等壁温圆形截面管内对流换热为例, 分析其温度场的特点 (见图 1, 介质为  $20^\circ\text{C}$  的水,  $T_w - T_m = 50^\circ\text{C}$ )。从图 1 中可以看出, 无论是层流还是湍流, 管内对流换热的温度降主要发生在径向, 其径向温度梯度远大于其轴向温度梯度, 一般径向温度梯度比轴向温度梯度大 2~3 个数量级甚至更多。但对湍流换热来说, 温度降主要发生在管壁面附近。

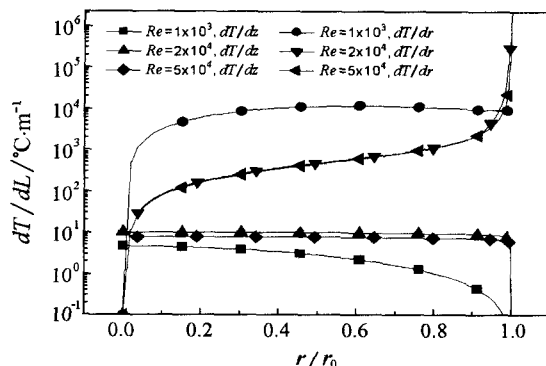


图 1 圆管内温度梯度分布

对于管内层流换热, 温度降在整个管内沿径向发生, 因此只要在管内径向产生较小的速度 (主流速度的 1% 甚至 1%), 即可对换热产生显著的影响, 由旋转或缩放等途径产生的二次流即可明显强化管内层流换热。对于管内湍流换热, 其温度降主要发生在壁面附近的径向, 穿越等温线的二次流特别是温度梯度较大的壁面二次流, 同样能起到强化换热的作用。因而强化换热的方法除采用常规的壁面扰流强化和扩展表面强化方法外, 场强化也同样适合于湍流换热, 所不同的只是二次流对湍流换热的影响主要集中在壁面附近。

管内轴截面的二次流主要有旋转流、径向流、涡流等形式。旋转二次流 (垂直于主流方向的流动以旋转流动为主) 的实现形式有扭曲带 [3]、螺旋槽管和椭圆扭曲管 [4] 等。径向二次流 (垂直于主流方向的流动以径向流动为主) 的实现形式有波纹 / 波节管、缩放管和横槽管等。涡旋二次流 (垂直于主流方向的流动以涡流流动为主) 的实现形式有局部压扁管和交叉椭圆管 [5] 等。这些流动形式都能起到一定的强化换热作用。需要特别指出的是, 涡流流动方式可使流体在温度梯度较大的径向产生强烈的混合, 促使主流区的流体温度均匀化和壁面处的温度梯度增大, 从而可实现较大程度的传热强化。

## 4 交叉椭圆换热管性能分析

根据上述对流换热场协同理论和管内换热强化方法分析,我们研发了的一种新型强化传热元件——交叉椭圆管。图2为交叉椭圆管结构示意图。它通过挤一扩形过渡段形成强烈的二次流并在椭圆直段发展为4涡或8涡流型。交叉椭圆管管内层流换热时,截面二次流是换热强化的主要因素。而交叉椭圆管管内湍流和过渡区换热时,壁面二次流对换热强化起主要作用。交叉椭圆管轴向截面积变化较小,因而在强化换热的同时,其流阻较圆形截面管增加较少。

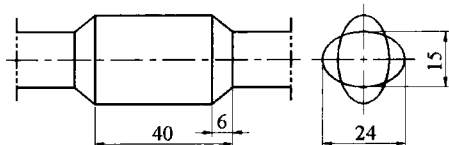
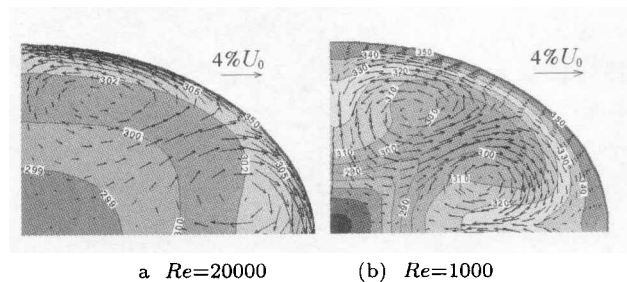


图2 交叉椭圆管示意图

图3给出了数值计算的层流和湍流对流换热条件下交叉椭圆管截面流场和温度场(介质为 $20^{\circ}\text{C}$ 的水,  $T_w - T_m = 50^{\circ}\text{C}$ )。数值计算分析表明其管截面内的最大流速分量约为轴向平均流速 $U_0$ 的40%(过渡段处),二次流的平均流速 $\overline{U}_v (U_x^2 + U_y^2)^{1/2} dV$ 为主流平均流速 $U_0$ 的2~4%。管截面温度场在二次流的作用下发生了明显的改变,壁面处平均温度梯度显著增大。实验和数值计算均表明,以水为换热媒介,交叉椭圆管湍流换热时 $Nu$ 可提高30%~50%,而沿程阻力只增加50%~80%。当交叉椭圆管用于层流换热时,其 $Nu$ 与二次流型(8涡或4涡)和 $Pr$ 数密切相关,一般 $Nu$ 可提高30%~200%,沿程阻力增加30%~80%。由于管截面的二次涡流的作用,交叉椭圆管不仅可实现层流换热强化,而且还可强化湍流换热,而流阻增加较少。利用场强化的方法,避免了壁面扰流强化和扩展表面强化所带来的阻力增



a  $Re=20000$  (b)  $Re=1000$   
图3 交叉椭圆管内的流场和温度场

加过大的不足。

选取波纹管、管内插扭曲带和交叉椭圆管进行对比分析。通过数值计算和参考部分换热管实验关联式<sup>[3]</sup>,可得出其同功耗下换热强化指标 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ 和阻力系数比 $f/f_0$ (见图4)。从图4可以看出,交叉椭圆管的综合强化传热性能明显强于其它几种换热管,其强化换热效果显著而流阻增加较小。

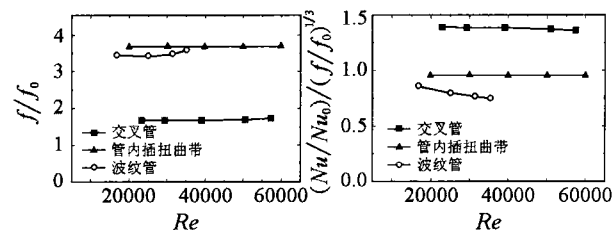


图4 性能比较图

## 5 结 论

(1) 从能量方程的一般形式导出 Nusselt 数与局域时均参数 $(\overline{U} \cdot \nabla T)$ 的关系式,并进行了数值验证,将对流换热的场协同理论扩展至湍流换热。

(2) 分析了管内对流换热特点,得出改善场协同度不仅能强化层流换热,同样也可强化湍流换热。

(3) 根据对流换热的场协同理论和上述湍流换热场强化方法,研发出了一种新型强化换热管,并与几种典型强化传热元件作对比分析。该新型换热管的综合强化传热性能优于其它管型,既适合于层流换热强化也适合于湍流换热强化,且附加流阻较小。

## 参 考 文 献

- [1] Guo Z Y. Mechanism and Control of Convective Heat Transfer-Coordination of Velocity and Heat Flow Fields. Chinese Science Bulletin, 2001, 46(7): 596-599
- [2] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A Novel Concept for Convective Heat Transfer Enhancement. International Journal of Heat And Mass Transfer, 1998, 41(14): 2221-2225
- [3] R M Manglik, A E Bergles. Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-tape Inserts in Isothermal Tubes. Transactions of ASME, 1993, 115: 881-896
- [4] 孟继安. 螺旋扭曲椭圆截面换热管. 中国实用新型专利, 1997, ZL97221659.6
- [5] 孟继安. 交叉椭圆截面换热管. 中国发明专利, 2000, ZL00136122.8