

# 制冷空调新技术进展

王如竹 丁国良 主编

上海交通大学出版社

# 制冷空调新技术进展

(2001)

王如竹 丁国良 主编

上海交通大学出版社

## 内 容 简 介

本书收录了 2001 年在上海举行的全国第一届“制冷空调新技术研究会”学术论文 52 篇, 涉及制冷空调新技术的诸多方面, 着重反映制冷空调中的节能新技术、能源利用新技术、新工质的使用、新的控制技术、新的空气洁净技术、新型制冷技术、液化天然气技术, 以及其他制冷、空调、低温系统的最新技术进展。本书中包括了 8 篇综合性论文, 涉及建筑物复合能量系统、制冷和热泵循环中混合工质和自然工质、压缩式热泵新技术、相变储能、制冷系统智能化仿真、多元通风节能、吸附制冷等领域。

本书可作为高校制冷与低温工程学科和暖通空调学科开设面向本科生和研究生的学科前沿课程时的教学参考书, 并可以为制冷空调企业研发人员提供较多的技术信息。

### 图书在版编目(CIP)数据

制冷空调新技术进展. 2001/王如竹, 丁国良主编.  
上海: 上海交通大学出版社, 2001  
ISBN 7-313-02815-6

I. 制… II. ①王…②丁… III. 制冷—空气调节器—新技术—2001 IV. TB657.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 066372 号

制冷空调新技术进展

(2001)

王如竹 丁国良 主编

上海交通大学出版社出版发行

(上海市番禺路 877 号 邮政编码 200030)

电话: 64071208, 出版人: 张天蔚

常熟市印刷二厂印刷 全国新华书店经销

开本: 890mm×1240mm 1/16 印张: 21 字数: 681 千字

2001 年 10 月第 1 版 2001 年 10 月第 1 次印刷

印数: 1~1050

ISBN 7-313-02815-6/TB·032 定价: 38.00 元



版权所有 侵权必究

# 序 言

为及时交流与反映我国制冷空调发展的最新技术、架设产学研结合的桥梁，上海交通大学发起并承办了“制冷空调新技术研讨会”。该会议力求反映高校及研究机构有关制冷空调的最新成果，以及企业在此领域的技术创新。我们将被会议正式录用的论文编辑出版成《制冷空调新技术进展（2001）》。本书以后将成为系列丛书，从本系列丛书中读者可以了解到制冷与空调学科的发展情况及新技术发展趋势。

《制冷空调新技术进展（2001）》着重反映的制冷空调领域的新技术包括：制冷空调中的节能新技术、能源利用新技术、新工质的使用、新的控制技术、新的空气洁净技术、新型制冷技术、液化天然气技术，以及其他制冷、空调、低温系统的最新技术进展。

第一届“制冷空调新技术研讨会”会议学术委员会由王如竹、陈光明、龙惟定、张寅平、李新中等五位教授组成，会议组织委员会由上海交通大学丁国良、谷波、鲁雪生、连之伟、张洁及约克国际公司吴新民等组成，陈芝久、华泽钊、陈沛霖、吴业正、陈国邦等五位教授担任会议顾问。本次会议得到了约克国际公司的独家赞助。

考虑到专业面的覆盖性，本书安排了若干个综合论文，内容涉及建筑物复合能量系统、制冷和热泵循环中混合工质和自然工质、压缩式热泵新技术、相变储能、制冷系统智能化仿真、多元通风节能、吸附式制冷等领域。其中“建筑物复合能量系统”研究专题内容是国家973重大基础研究规划内容，由首席科学家华贲教授提出设立。

目前为改善我国制冷与低温工程学科和暖通空调学科的本科生、研究生的教学效果，许多高校已开设了学科前沿课程，本书可以作为此类课程的教学参考书。企业的产品研发需要吸取最新的技术成果，本书涉及了制冷空调新技术的诸多方面，可以为制冷空调企业研发人员提供较多的技术信息。我们期望本书的出版，能够为制冷空调学科的教学改革服务，也为我国制冷空调企业的技术发展服务。

王如竹 丁国良

2001年7月于上海交通大学

# 目 录

## 制冷空调技术前沿问题

- 对流换热强化新技术·····过增元, 夏再忠, 孟继安(1)
- 建筑物复合能量系统集成建模中的新思想与新方法·····华贲等(12)
- 吸附式制冷新技术·····王如竹(18)
- 多元通风: 介绍一种新兴起的室内环境工程系统·····李玉国(27)
- 制冷和热泵循环中混合工质和自然工质的研究与进展·····马一太, 魏东, 王景刚(36)
- 压缩式热泵技术的最新进展·····陈光明, 陈斌, 张玲(48)
- 制冷空调装置仿真新发展·····丁国良, 张春路(66)
- 潜热型功能热流体换热强化机理的理论研究·····张寅平, 胡先旭, 王馨(78)

## 新型制冷技术

- 吸收喷射复合制冷机整机性能分析与运行参数的优化设计·····蒋立本, 顾兆林, 冯霄(89)
- 自然复叠制冷系统初探·····廖开蒙, 杜垲(94)
- 固体吸附制冷与内燃机余热回收·····王文, 王如竹(98)
- 可用于空调的新型热声制冷研究·····蒋宁, 沈漪, 陈国邦(105)
- 内燃机车司机室吸附式空调器·····姜周曙等(109)

## 热泵系统

- 吸附式热泵的研究背景及其样机开发实例·····归宇斌, 王如竹(113)
- 中高温地热热泵的试验研究·····赵黎丽等(121)
- 小型地热热泵智能控制的仿真研究·····赵力, 张启, 涂光备(125)
- 小型低温空气热源热泵型空调机组研究·····王瑞祥, 李俊明, 王随林(132)
- 地源热泵的应用研究·····王景刚等(137)

## 设备仿真与控制

- 新型冷柜控制系统·····陈文勇等(142)
- 制冷设备的除霜技术及其发展·····王国栋, 张华, 郭旭峰(148)
- 制冷蒸发器过热度模糊控制中隶属度函数对控制品质影响的理论研究(1)·····朱瑞琪等(152)
- 制冷蒸发器过热度模糊控制中隶属度函数对控制品质影响的理论研究(2)·····朱瑞琪等(157)
- 二氧化碳汽车空调器仿真与优化·····梁贞潜等(164)
- 集散式控制系统在旧有空调系统进行自动控制改造中的应用·····陈杰, 安大伟, 娄承芝(170)
- 冷凝器壳侧汽液两相流动和传热的两流体数值模型·····黄兴华, 陆震(176)
- 离心式冷水机组变频调速的原理及应用·····陆宏等(181)
- 溴化锂吸收式制冷系统动态建模分析·····王磊, 陆震(191)
- 空调器制冷系统仿真软件的开发及应用·····沈建等(196)
- 窗式空调器制冷系统性能的仿真分析·····沈建等(201)

## 制冷工质

- 自然工质压缩式制冷系统设计的新进展.....顾兆林(205)  
HFCC22 替代物研究进展.....李海龙, 马利敏, 王怀信(212)  
R410a 绝热指数与比定压热容的理论推导及数值拟合.....谷波, 魏跃文, 韩荣梅(219)  
二氧化碳超临界流体换热研究进展.....魏东等(223)

## 建筑物复合能量系统

- 关于建筑物节能及复合能量系统的几点思考.....王如竹(230)  
干燥系统研究现状及其在建筑物复合能量系统中的应用.....代彦军, 王如竹(244)  
焓的不等价性及其在空调系统中的分析和应用.....杨昭等(250)  
碎冰式冷量输送系统参数的优化设计原理.....吕树中等(254)  
夏热冬暖地区建筑节能气象模型代表月的选择.....侯余波, 付祥钊(259)

## 空调系统

- 户用空调的设计选型及应用初探.....胡贤忠, 周力, 周水忠(264)  
对青藏铁路客车空调系统若干问题的看法.....臧建彬等(267)  
冷水机组部分负荷运行特性分析.....郑贤德, 刘莹, 何国庚(271)  
用于改善室内空气品质的新风预处理概念及系统形成.....李芑, 沈晋明(276)  
天然冷源在冬季空调中的应用.....马德刚, 由世俊(282)  
个体化微环境调节研究的现状与未来.....李俊, 赵荣义(286)  
一次回风空调系统焓分析.....颜志猛, 连之伟, 王文(293)  
网络技术在暖通空调中的应用.....马德刚, 由世俊(297)  
辐射顶板与 CO<sub>2</sub> 跨临界循环结合的空调系统的研究.....查世彤, 马一太, 王景刚(301)  
制冷空调系统用不锈钢复合输流管的研究.....姜周曙等(307)

## 其他

- 冻干技术研究进展.....郑贤德等(311)  
超声波对水过冷度的影响.....尤鹏清, 张绍志, 陈光明(316)  
我国液化天然气的陆地贮存与运输.....徐烈等(319)  
食品液氮速冻处理的技术经济特点.....林文胜, 鲁雪生, 顾安忠(325)

# 对流换热强化新技术

过增元<sup>1</sup> 夏再忠 孟继安

清华大学工程力学系 北京 100084

Tel: 010-62782660, E-mail: demgzy@tsinghua.edu.cn

**摘要:** 从能量方程出发重新审视了对流换热的物理机制。把对流换热比拟为有内热源的导热。热源强度不仅取决于流动的速度, 流体的物性, 而且取决于流速与热流矢量的协同。基于这个思想, 可发展一系列对流换热强化的新方法和新技术, 它们包括纤毛肋和插入物、扭曲和交错椭圆截面管的传热强化新技术。

**关键词:** 对流换热 传热强化 场协同

## New Techniques in Convective Heat Transfer Enhancement

Guo Zengyuan Xia Zaizhong Meng Jian

Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084

**Abstract:** A second look has been given at the mechanism of convective heat transfer based on the analogy between convection and conduction with heat sources. The strength of convective heat transfer depends not only on the fluid velocity and fluid properties, but also on the coordination of fluid velocity and heat flow fields. Based this concept, new methods and new techniques in convective heat transfer enhancement were developed in this paper, including fibber inserts and fins, twisted and stagger elliptical tubes.

**Key words:** Convective heat transfer Heat transfer enhancement Field coordination

## 0 前言

制冷和空调技术在工业领域起着重要作用。我国国民经济的发展和人民生活水平的提高为空调制冷技术的发展提供了巨大的驱动力。因此, 制冷空调系

统将逐渐成为能量消耗增幅最大的系统之一。鉴于制冷是创造一个“冷环境”, 因此制冷系统中都必须有热量交换的设备和装置。蒸发器、冷凝器和回热器是大多数制冷机中必备的主要部件。而对于吸收式制冷机, 除上述换热设备外还须有吸收制冷剂蒸汽的吸收器和使制冷剂汽化的发生器。由于可利用蒸汽、燃气、热水、甚至余热、太阳能和地热等低品位热源为动力,

---

基金项目: 国家重大基础研究发展规划项目(G20000263), 并得到了“传热强化与过程节能教育部重点实验室”和“传热与能源利用北京市重点实验室”的支持

吸收式制冷机具有良好的发展前景。制冷系统中这些换热设备的性能改善在提高制冷效率和节能中起着重要作用<sup>[2]</sup>。

对流换热的强化不是一个新的课题,早在19世纪末开始,人们开始关注传热强化的研究,但是由于当时的工业生产水平对传热强化的要求不是很迫切,所以对于强化传热的研究基本属于实验科学,还很不成熟,相应的传热技术属于第一代。但由于各工业领域对其不断地提出新的要求,传热强化技术变成一个常盛不衰的研究课题。从70年代石油危机开始,国际传热界加强了传热传质过程机理的研究,发展了第二代传热强化技术以提高过程效率和节省能耗。美、日等国的学者(以A.E. Bergles等为代表)着眼于换热与阻力的联系,也就是将采取强化换热措施后所获得的收益与付出的代价联系起来,把目光集中于工程应用,提出了对流换热强化的分类理论,即依据该技术是否需要额外的动力划分为无源技术(被动技术)和有源技术(主动技术)。顾名思义,无源技术不需要额外的功率消耗,而有源技术需要借助于外加动力(如机械力或电磁力等)方可实现。无源技术由于它不需要其他附属设备和消耗额外功率,在工业生产中的应用比有源技术更为广泛。按照Bergles的分类,无源技术可分为下列7种<sup>[3-6]</sup>:

(1) 表面处理:用机械或化学的方法将换热表面处理成多孔表面或锯齿形表面,多用于相变换热,可以增加汽化中心及气泡脱离速度,或者促进凝结液的迅速排走。

(2) 粗糙表面:其表面粗糙元的微观结构几何尺寸比表面处理大,但与通道的几何尺寸相比还是十分微小的,主要用于增加壁面附近的流体湍流度、减少粘性底层厚度。对湍流对流换热十分有效。

(3) 扩展表面:扩展表面的翅片几何尺寸比粗糙元要大得多,目的是增大换热面积,它广泛用于各种对流换热场合,尤其当介质是气体时,由于换热系数较小,通过增加换热面积来提高换热能力最为有效。

(4) 扰流元件:扰流元件一般是设置在通道中的与介质流动方向垂直的柱体,它不仅能对介质的流动起到扰动作用,而且还能增加传热面积。燃气轮机涡轮叶片中的扰流柱是该结构的一个典型应用。

(5) 旋流发生器:旋流发生器是在流动通道中放置的扭曲带、螺旋叶片等,目的是使层流流动中产生强烈的涡动,从而强化换热;但是,它对湍流状态下的传热增强比层流时的要低得多。

(6) 表面张力器件:换热表面的某些特殊结构,如多孔结构,利用表面张力能够强化有相变的换热。

(7) 添加物:向流体中加入特殊的添加物能够在一定条件下有效地提高其换热系数,或减小流动阻力。

属于有源(主动)强化技术的有以下6种:机械搅动,表面振动,流体振动,电磁场,喷注或抽吸,射流冲击。顾名思义,这些有源技术都需要外加的动力。由于有源技术远不如无源技术应用广泛,对它的研究也不如无源技术成熟。这里不再赘述。

所谓第三代传热技术,包括传热传质过程控制和复合强化技术。复合强化技术就是将两种或两种以上的强化措施会同时应用以期获得更好的传热强化效果<sup>[7]</sup>。正在发展的第三代传热技术,已经取得了可观的节能效益,但存在的一个普遍的问题,即传热强化的同时,阻力损失也增加很多,因此阻碍了很多高效强化技术的实际应用。本文从对流换热的能量方程出发,重新审视对流换热的物理机制,从场的角度讨论传热现象的控制,从而发展出一些与传统技术有很大不同的对流换热强化的新技术。

## 1 对流换热的场协同理论<sup>[8,9]</sup>

### 1.1 对流比拟为有内热源的导热和源强化概念

以二维层流边界层/通道流为例,其能量方程为

$$\rho c_p (u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y} (k \frac{\partial T}{\partial y}) \quad (1)$$

式中,  $\rho$ 、 $c_p$  和  $k$  分别是流体的密度、比热容和导热系数;  $T$  是温度;  $u$  和  $v$  是速度。

有内热源  $\dot{q}$  的导热方程为

$$-\dot{q} = \frac{\partial}{\partial y} (k \frac{\partial T}{\partial y}) \quad (2)$$

如果把对流换热能量方程(1)中的对流项比拟为内热源,就可把对流问题比拟为有内热源的导热问题来处理,所不同的是此热源是流场的函数而已。由于我们最关心的是壁面处的热流,所以对方程两边积分,有



$$\int_0^{\delta_i, R} \rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \quad (3) \quad \bar{y} = \frac{y}{\delta_i}, \quad T_\infty > T_w \quad (7)$$

对于二维边界层流，积分上限 $\delta_i$ 是热边界层厚度；对于通道流，积分上限 $R$ 是通道半径。上式表明，热源项在积分域内的总和（即源总强度）就等于壁面热流密度，也就是说只要设法提高总源强度就能强化传热，反之则可削弱换热，这称之为源强化的概念。对于流体加热固体壁面，热源的存在能使换热强化，热汇的存在则使换热减弱，而当流体冷却固体壁面时则相反。

对于一般情况下的三维对流换热能量方程则为

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} \quad (4)$$

方程两边积分得

$$\int_0^{\delta_i, R} \left[ \rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) - k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \dot{q} \right] dy = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \quad (5)$$

可以看到，有三种类型的热源：一种是流体中的真实热源 $\dot{q}$ ，如蒸汽凝结或放热化学反应等，液滴的蒸发则为热汇；另一种是上面已提到的由流体流动引起的当量热源；最后是流体中多维导热引起的当量热源。用源强化的概念，就能解释为什么放热反应中流体加热壁面时对流换热系数增高很多；空冷器中向空气中喷水能强化换热，而当流体轴向导热不能忽略时，通道流的换热系数就会降低等现象。

## 1.2 速度场与热流场的配合和协同

把式(3)改写为矢量形式：

$$\int_0^{\delta_i, R} \rho c_p (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dy = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \quad (6)$$

引入无因次变量

$$\bar{U} = \frac{U}{U_\infty}, \quad \nabla \bar{T} = \frac{\nabla T}{(T_\infty - T_w) / \delta_i}$$

获得无因次的关系式：

$$Nu_x = Re_x Pr \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} \quad (8)$$

式中， $Nu_x$ 、 $Re_x$ 和 $Pr$ 分别表示Nusselt数、Reynolds数和Prandtl数；矢量点积项 $\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}$ 可表达为：

$$\bar{U} \cdot \nabla \bar{T} = |\bar{U}| |\nabla \bar{T}| \cos \beta \quad (9)$$

其中， $\beta$ 为热流与速度矢量的夹角。

从式(6)和(8)可以看到，改变流速、温差、流体物性或者改变 $Re$ 数和 $Pr$ 数就可以控制对流换热的强度，这是为大家所熟悉的。然而，从式(6)和(8)中的矢量点积项还可以看到，速度矢量与温度梯度的夹角 $\beta$ 对热源的大小，即对流换热的强度起着重要的作用。当它们的夹角 $\beta$ 小于 $90^\circ$ 时， $\beta$ 愈小则对流换热系数愈大，当 $\beta=0$ 时，可达到其最大值。第三种途径是增加速度剖面或温度剖面的饱满度，它同样能使传热强化。

从式(8)还可以导出

$$St = \frac{Nu}{Re_x Pr} = I = \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y}, \quad (10)$$

$$I = f(Re_x, Pr) < 1$$

即斯坦顿数刚好等于无因次源项的积分。此积分是 $Re$ 数和 $Pr$ 数的函数，一般情况下 $I < 1$ 。所以说，对流换热的强度，不仅取决于流速、温差和流体物性，还取决于速度场与热流场的相互配合。从矢量看，这是速度和热流矢量两个场的协同。从标量看则有三个值：速度绝对值、热流绝对值和两者夹角的余弦值。因此，改善速度场和温度场的饱满度，以及减小速度与温度梯度的夹角都能强化传热，而且只有当它们的值同时大时，才能使式(9)的值明显增大。

如果设想在对流换热整个区域内，其速度与热流均匀并能够处处同向，即它们的夹角处处为零，则 $St = 1$ 即，

$$Nu_x = Re_x Pr \quad (11)$$

这说明，尽管流场和温度场（热流场）是相互耦合的，如果我们能把它们调正，控制到理想状态，即 $\beta$ 处处为零时， $St$ 数可达到其最大值， $Nu$ 可以与 $Re$ 、 $Pr$ 的一次方成正比，它的换热强度大大高于通常情

况。

以流体垂直穿过两平行多孔板时的换热为例。如图1所示，

多孔平板1和2，分别保持温度为  $T_c$ 、 $T_h$ ， $T_h > T_c$ 。流体垂直流过多孔板，设在板处流体的温度与板温相同。两板间流体的能量方程为：

$$\frac{d}{dy}(\rho V_w T) = \frac{d}{dy}\left(\frac{k}{c_p} \frac{dT}{dy}\right) \quad (12)$$

边界条件:  $T(0)=T_h$ ,  $T(L)=T_c$

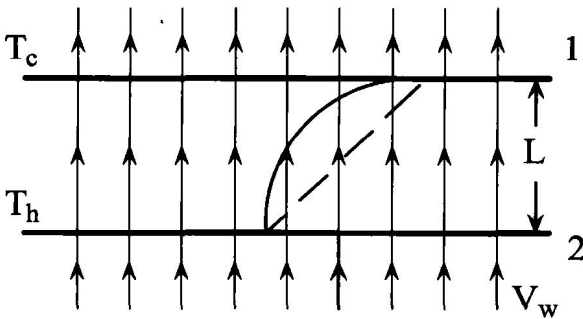


图1 流体垂直穿过两多孔板时的换热示意图

Fig.1 velocity parallel to temperature gradient

通过积分可求得多孔板壁面处的努谢尔特数为：

$$Nu = \frac{Re Pr}{1 - \exp(-Re Pr)} \quad (13)$$

对于板1， $V_w > 0$ ，相当于抽吸， $Re Pr > 0$ ， $Nu > 1$ 。

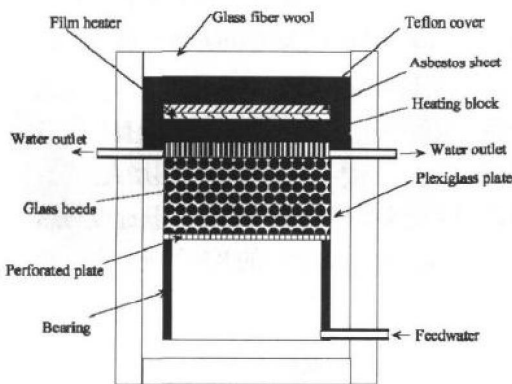


图2a 实验装置示意图

Fig.2a Schematic of the test section

从(13)式可以看到，当  $Re Pr > 3$ ， $Nu \rightarrow Re Pr$ 。这

表明  $Re Pr$  足够大时，板1的换热能力能达到式(11)预示的最大值。努谢尔特数确实能与  $Re Pr$  的一次方成正比，其原因就在于在整个场中，速度与热流矢量处处平行和同向。这个特殊例子从另一个侧面表明，只要很好地组织速度场与热流场的配合，对换热性能的提高有很大的潜力。

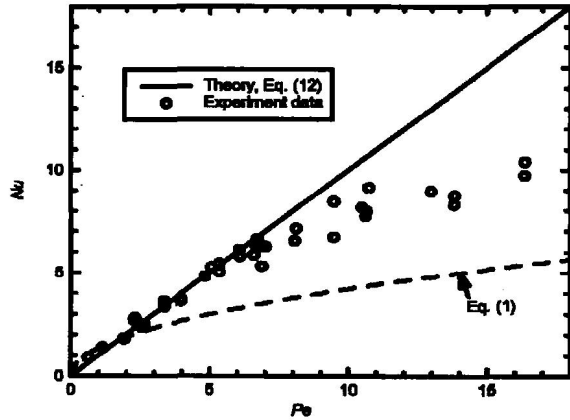


图2b  $Nu$  数与  $Pe$  数的实验曲线

Fig.2b Curves of  $Nu$  number vs  $Pe$  Number

对于板2， $V_w < 0$ ，相当于喷吹， $-Re Pr > 0$ ， $Nu < 1$ ；也就是说，流体的流动，不是增强热量传递，相反阻碍热量传递，因此， $Nu < 1$ ，即比纯导热的情况还差。

当  $-Re Pr > 3$ ， $Nu \rightarrow 0$ ；这意味着，当  $-Re Pr$  足够大时，壁面热流很小，即流动还可以起绝热保温的作用。

比如：Zhao<sup>[10]</sup>改变速度边界条件，采用水为工作介质，通过多孔介质流向加热板，然后侧向流出(图2a)。实验测得的努谢尔特数在较小雷诺数范围内确实是正比于  $Re$  数和  $Pr$  数的乘积，即  $Nu = Re Pr$ ，其换热强度比其它对流换热方式要高得多(图2b)。

## 2 纤毛插入物<sup>[11]</sup>

设想流动通道中的纤毛状插入物垂直于来流和壁面(如图3)，插入物是悬浮的，不与壁面接触，贯穿流体温度分布较不均匀的区域，由于所用插入物的导热系数远远高于流体导热系数，插入物内部温度分布必然比它周围流体的温度分布更均匀，这样就使得其周围的部分高温流体向插入物放热而降低温度，其他低温流体从插入物中吸热而升高温度，这种“削峰填谷”的作用必然导致流过插入物流体的温度分布更加均匀，起到了提高壁面温度梯度的作用，强化了

换热。同时由于插入物是纤毛状的，其直径与流动通道尺寸相比非常小，因而对流动的影响很小，因此可以预计阻力增加也不大。

### 2.1 单根悬浮插入物换热的二维分析

考察二维平行平板间的流动，分析单根悬浮插入物对流经插入物流体温度剖面的影响，由于插入物很细，在二维分析中作为简化，忽略其对流动的影响，而仅仅考虑其对温度场的影响。如图 3 所示，图中阴影区域为假想的对流动没有影响的悬浮插入物，数值计算中它与流体唯一不同的地方是其导热系数比流体导热系数大。

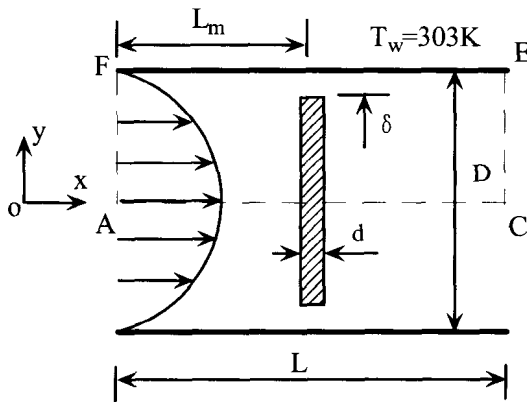


图 3 平板间悬浮插入物二维示意图

Fig.3 suspending inserts between two plates

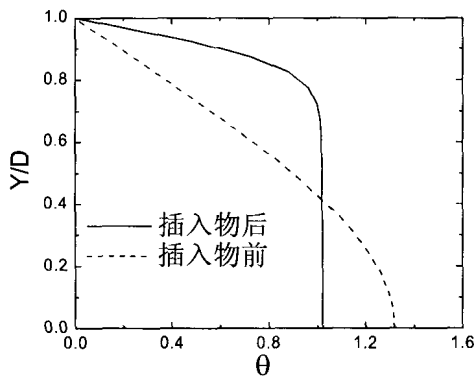


图 4 悬浮插入物前后的无量纲温度分布对比

Fig.4 dimensionless temperature distributions before and after suspending inserts

从图 4 可见，流体在流经悬浮插入物前后，量纲为 1 的温度分布发生了很大的改变。流经插入物后，由于插入物的导热系数较大，使通道中心位置的

流体最大温度降低，整个温度剖面更加平缓，约有 31% 的温度降发生在插入物下端至下壁面的区域 ( $\delta=0.05D$ ) 内，而在此之前，仅有约 7% 的温度降发生在该区域内。显然，由于高导热系数插入物的存在，使得该处的温度剖面均匀性提高，壁面附近的温度梯度增大，换热增强。

### 2.2 强化管的数值模拟结果

在上一节中讨论了方形通道中单根纤毛插入物在入口充分发展条件下对流动和换热的影响，但是在实际的强化换热管中总是规则布置很多根插入物，插入物间相互影响，很难实现入口充分发展的条件，上一节的讨论仅在插入物间距足够大，使得流体在插入物间能重新达到充分发展时才具有实际意义。本节将对实际纤毛状插入物强化换热管进行数值模拟，着重研究强化换热管的总体换热和阻力特性，并讨论各种参数对强化换热管性能的影响。

图 5 所示的是强化换热管示意图。断面为  $D \times D$ 、长度为  $L$  的方形通道中规则布置有许多  $d \times d$  的方柱形纤毛状插入物，间距为  $S$ ，与通道尺寸  $D$  相比，插入物的截面边长很小， $d/D=0.05$ （所以称之为纤毛状插入物）。相邻的两根插入物相互垂直并且都位于通道横截面的对称轴上，插入物两端与通道壁面不接触，间距为  $\delta$ （为简化起见，没有考虑纤毛状插入物的安装和固定）。

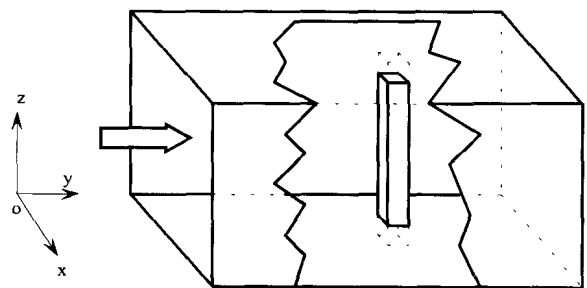


图 5 纤毛状插入物强化换热管示意图

Fig.5 sketch map of a heat enhanced tube with fiber inserts

图 6 给出了不同  $\delta/D$  ( $\delta/D=0.01, 0.025, 0.05$ ) 时换热和阻力特性随  $Re$  数的变化。图中  $Nu_t/Nu_0$  表示换热性能， $Nu_0$  是光滑通道的 Nusselt 数 ( $Nu_0=2.97$ )，阻力用  $f/f_0$  表示， $f_0$  是光滑通道的阻力系数 ( $f_0 Re=56.8$ )， $PEC$  表示相同功耗下换热增强的评价准则。它是对流换热强化性能的评判标准，

$$PEC = (Nu/Nu_0)/(ff_0)^{1/3} \quad (14)$$

显然,阻力和换热及  $PEC$  均随  $Re$  数的增大而增大,随着  $\delta D$  的增大而减小;  $\delta D$  对阻力和换热的影 响是不一样的:  $\delta D$  对  $ff_0$  的影响较小,但对  $Nu_0/Nu_0$  和  $PEC$  的影响却较大,这是因为,纤毛插入物的末端处于壁面附近,流速相对较低,  $\delta$  的变化对整体速度场的影响很小,但  $\delta$  的变化却能较大地改变插入物末端与壁面间的温度梯度,使得  $Nu_0/Nu_0$  的变化较大。 $PEC$  的变化趋势表明,  $\delta$  越小,强化管的性能越好。

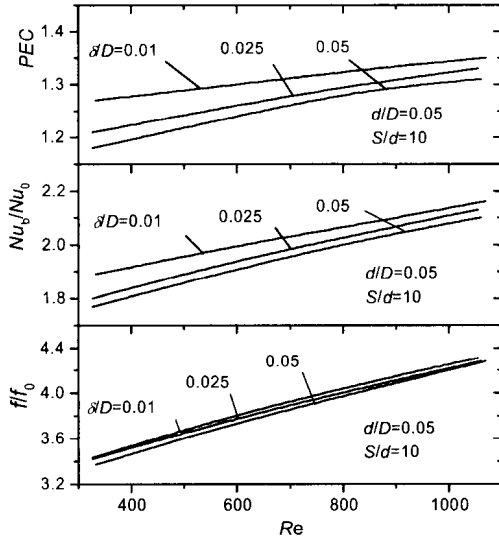


图6  $\delta D$  的影响  
Fig.6 effect of  $\delta D$

### 2.3 纤毛肋的强化

悬浮的纤毛插入物与管壁相接触就构成纤毛肋 (图 7a), 其具有更强的传热强化效果。图 7b 给出了实验测得的强化性能与 Kays 和 London 的针肋实验 (AP-1, AP-2, PF-3, PF-4(F), PF-9(F) 五种针肋强化管) 结果之间的对比。图中显示该强化管的  $PEC$  值明显大于 1, 并且高于 Kays 和 London 的值。

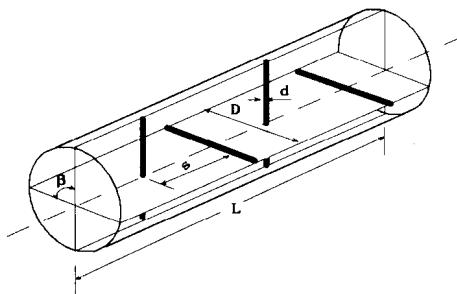


图 7a 纤毛肋强化管  
Fig.7a heat enhanced tube with fiber fins

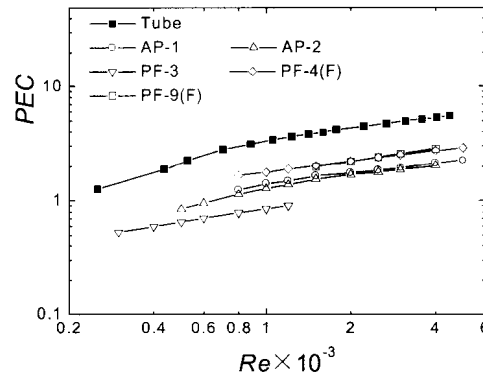


图 7b 纤毛肋的强化性能  
(AP-1, AP-2, PF-3, PF-4(F), PF-9(F): Kays 的针肋实验)  
Fig.7a enhancement performances of fiber fins  
(AP-1, AP-2, PF-3, PF-4(F), PF-9(F): Kays's results)

### 2.4 双螺旋弹簧强化管<sup>[12]</sup>

双螺旋弹簧强化元件是将高导热性能的金属丝 (铜丝、铁丝和不锈钢丝等) 缠绕成弹簧后, 沿着弹簧螺旋线再次缠绕成弹簧。通过专用工具将双螺旋弹簧插入管内或套装在管外, 如图 8 所示, 以形成高效的传热强化管。由于自身弹性作用, 双螺旋弹簧与金属管的内表面紧密地相接触。此外, 为降低接触热阻和提高接触强度, 双螺旋弹簧与金属管表面之间可采用钎焊技术。对于焊接强度要求较低的强化管, 可以在弹簧丝和金属管的表面镶上一层锡铅钎料, 在双螺旋弹簧套装和插入后再加热实现软钎焊; 对于焊接强度要求较高的强化管可以采用硬钎焊技术。

我们分别采用直径 0.3mm 和 0.5mm 的两种普通弹簧钢丝加工了相同螺距和节距的双螺旋弹簧, 并将它们钎焊在内径为 15mm 的钢管内表面, 如图 8, 加工出两种不同直径纤毛插入物的强化管。金属丝的体积填充率分别是 3.1%(0.3mm 的钢丝) 和 5.2%(0.5mm 的钢丝)。这两种强化管的阻力和传热性能实验是在图 8 所示的套管换热器内完成的, 其中强化管的管内介质是变压器油( $P_1=120$ ), 套管内介质是冷却水。

图 9 分别给出了这两种强化管的传热强化和阻力性能的实验值与  $Re$  数的关系。由图 9a 可见, 对于 0.3mm 的双螺旋弹簧强化管,  $Re$  数 600 时  $Nu$  数比光管的层流值高出 40 倍, 而阻力系数增加仅 12 倍; 当  $Re$  数为 2500 时, 传热强化甚至达到 80 倍, 阻力系数增加 30 倍。图 9b 显示的 0.5mm 强化管的性能与 0.3mm 的类似, 只是由于弹簧丝直径的提高,  $Nu$  数

和阻力系数的增加幅度进一步提高。

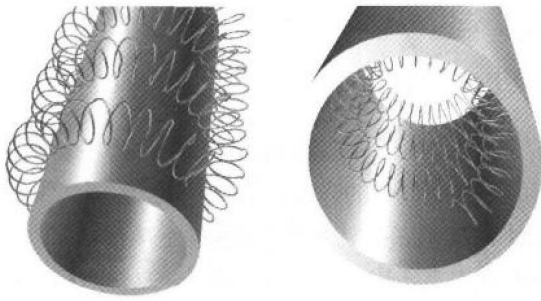


图8 双螺旋弹簧传热强化管

Fig.8 ducts finned with the dually twisted spring

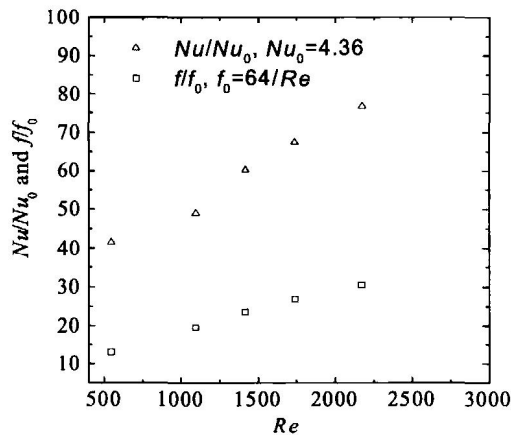


图9a 传热和阻力性能与Re数的关系  
(0.3mm 的双螺旋弹簧)

Fig.9a Heat transfer and flow resistance of the finned duct (dually twisted spring is made of 0.3mm wire)

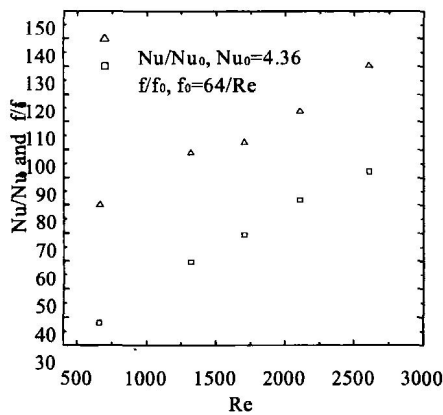


图9b 传热和阻力性能与Re数的关系  
(0.5mm 的双螺旋弹簧)

Fig.9b Heat transfer and flow resistance of the finned duct (dually twisted spring is made of 05mm wire)

### 3 扭曲和交叉的强化管

螺旋扭曲椭圆管是一种新型强化传热元件，其管内的螺旋扭曲椭圆形通道使流体产生旋转和二次涡流扰动。前苏联学者首先对扭曲管束换热器进行了一些有价值的理论分析和实验研究<sup>[3-5]</sup>。但他们研究的扭曲管是由薄壁管压扁扭曲而成的，压扁程度较大且换热管有较大的塑性变形，其制造成本高，换热管的薄壁特性也使其应用范围较小，从而阻碍该新型高效换热器的推广使用。1984年瑞典的 Allards 公司开始了扭曲管换热器的产品开发，后经美国的 Brown 公司的改进和发展，现已小批量生产并用于炼油、化工、造纸等领域<sup>[6,7]</sup>。由于保密等原因，公开的相关技术文献很少。一些综述性文献报道“这种传热管由压扁和扭转两个过程制成，管子任一截面处均为椭圆形”。其换热器排管有两种方案，即混合管束和纯扭曲扁管管束，前者用 33% 的扭曲扁管与相应的光管组成<sup>[18, 19]</sup>。

从 1994 年起作者对螺旋扭曲椭圆换热管的成型工艺进行了深入研究，提出了辊轧一次成型制造螺旋扭曲椭圆换热管的工艺。现在在场协同的观点对螺旋扭曲椭圆管的层流换热与流阻特性进行理论分析和数值研究，以期获得这种特殊管型的流动与换热规律，为工程设计与应用提供依据。

#### 3.1 场协同理论及管内层流换热强化

管内充分发展的层流换热，其主流方向与温度梯度方向近似于垂直，因而其对流换热能力较差。若能使流体在管内垂直于主流方向产生二次流，能使流动方向与温度梯度的夹角减小，同时又使温度剖面更加饱满，使得壁面处的温度梯度增大，就可实现传热的强化。因此，采用异型管等促使流体产生垂直于主流方向的二次流将是一种较好的强化传热途径。

图 10 是螺旋扭曲椭圆换热管的实物图片。采用基于同位网格的双速度算法，对等壁温条件下的扭曲椭圆管内层流流动与换热进行了数值模拟。图 11 和图 12 给出了数值计算的直椭圆管和螺旋扭曲椭圆管截面流场图(a)和温度场图(b)。图中两种换热管截面尺寸相同，管内流体具有相同的物性且 Re 数相同。两图相比较可以看出，扭曲椭圆管使流体在向下游流动的同时产生旋转，轴截面内的二次涡流十分显著。分析表明，对于已应用于工程实际的螺旋扭曲椭圆换热

管，其截面内的最大流速分量约为轴向平均流速的10%。与直椭圆管相比在二次流的作用下扭曲椭圆管内的温度场发生了变化，壁面处（特别是短轴方向）的温度梯度增加。

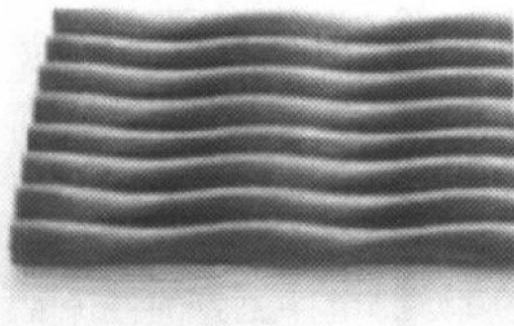


图10 螺旋扭曲椭圆换热管实物图片  
Fig.10 photo of the twisted tubes

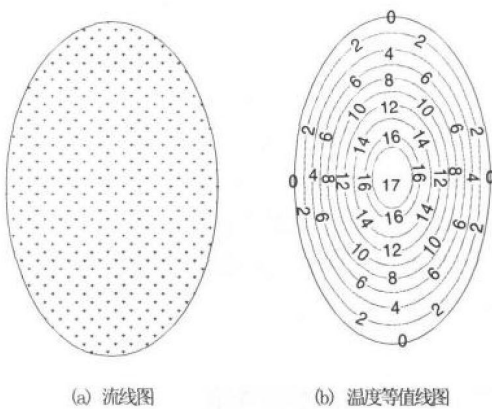


图11 椭圆直管截面上的流场和温度场  
Fig.11 Fields of temperature and velocity in straight tubes

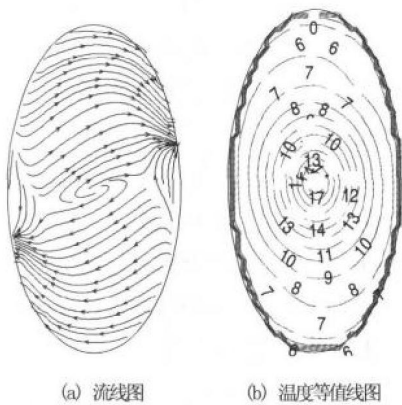


图12 扭曲的椭圆管截面上的流场和温度场  
Fig.12 Fields of temperature and velocity in twisted tubes

下面为了方便起见，对于螺旋扭曲椭圆管，其传热强化的评判均与具有相同  $Re$  和流体物性的光滑圆管作比较。强化传热评判准则按下式定义：

$$\eta = PEC = (Nu / Nu_0)(f / f_0)^{1/3} \quad (15)$$

式中， $Nu$  和  $f$  分别为扭曲椭圆管的努谢尔数和摩擦系数； $Nu_0$  和  $f_0$  分别为圆管的努谢尔数和摩擦系数。

数值计算表明，在层流条件下其换热增强  $Nu/Nu_0$  和流阻增加  $f/f_0$  与其雷诺数  $Re$ 、扭曲比  $\delta = S/de$  及椭圆径比  $\zeta = d_b/d_a$  有关， $Pr$  对  $Nu$  的影响较大。 $de$ 、 $d_a$ 、 $d_b$  分别为水力当量直径、椭圆长径和短径； $S$  为扭曲管节距（螺旋  $360^\circ$ ）。图13—图18分别为等壁温条件下扭曲椭圆管的  $Nu-Re$ 、 $\eta-Re$ 、 $Nu-Pr$ 、 $Nu-S/de$ 、 $Nu-d_b/d_a$  和  $fRe-Re$  关系图。数值计算范围为： $Re=200\sim1750$ ， $Pr=4\sim200$ ， $d_b/d_a=0.4\sim0.7$ ， $S/de=15\sim27$ 。从图中可以看出，扭曲椭圆管的  $Nu$  随  $Re$ 、 $Pr$ 、 $(1-d_b/d_a)$  和  $de/S$  的增长而增长，其  $fRe$  与  $Re$ 、 $(1-d_b/d_a)$  和  $de/S$  成单调递增关系。

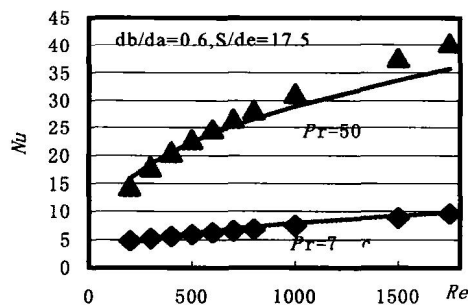


图13 扭曲椭圆管  $Nu-Re$  关系曲线  
Fig.13 Curves of  $Nu$  number vs  $Re$  number

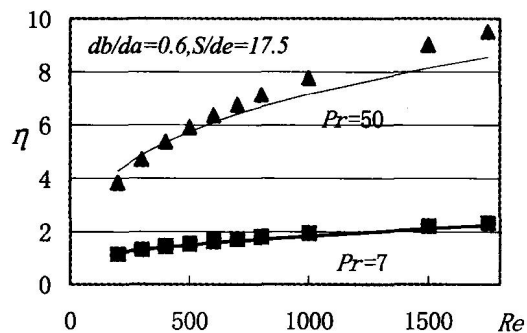


图14 扭曲椭圆管  $\eta-Re$  关系曲线  
Fig.14 Curves of  $\eta$  vs  $Re$  number

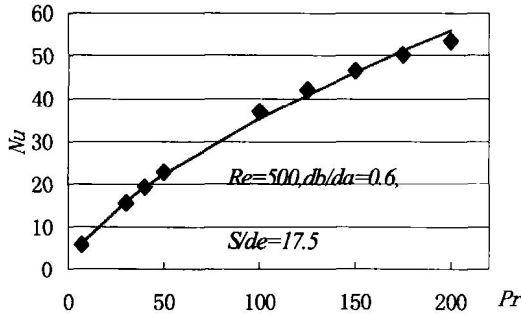


图 15 扭曲椭圆管  $Nu-Pr$  关系曲线

Fig. 15 Curves of  $Nu$  number vs  $Pe$  number

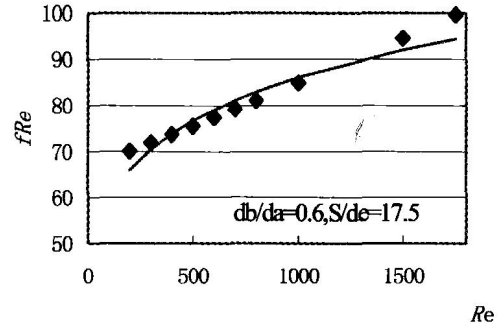


图 18 扭曲椭圆管  $fRe-Re$  关系曲线

Fig. 18 Curves of  $fRe$  vs  $Re$  number

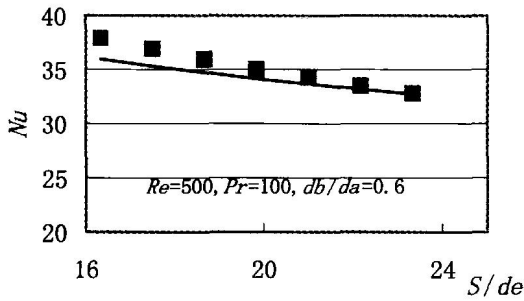


图 16 扭曲椭圆管  $Nu-S/de$  关系曲线

Fig. 16 Curves of  $Nu$  number vs  $S/de$

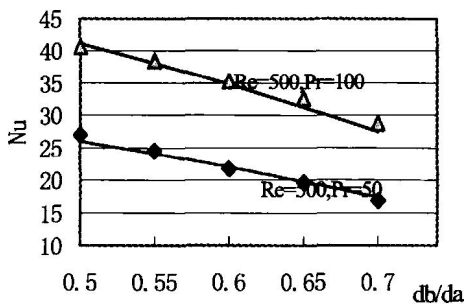


图 17 扭曲椭圆管  $Nu-d/d_a$  关系曲线

Fig. 17 Curves of  $Nu$  number vs  $d/d_a$

需特别指出的是，在高  $Pr$  条件下扭曲椭圆管的强化传热效果十分显著，而其阻力增加较少。对于油类介质层流换热，其强化传热评判指标  $\eta = (Nu/Nu_0)/(ff_0)^{1/3}$ ，一般可达 3~10，水类介质 1.5~2。

### 3.2 螺旋扭曲椭圆管换热器的应用

在传统管壳式换热器的基础上研制了螺旋扭曲椭圆管换热器，图 19 是制造的螺旋扭曲椭圆管换热器管束产品的图片。该螺旋流高效换热器为大庆石化公司炼油厂重晶蜡脱油装置的水溶剂回收系统塔顶换热器，规格为 DN700×6000，换热面积为 125m<sup>2</sup>，已于 2000 年投入使用。

以水为冷媒介质的工况下，两台已在工业装置中应用的螺旋扭曲椭圆管换热器的标定结果证实，传热系数分别提高了 25.84% 和 20.95%。如果将螺旋扭曲椭圆管换热器应用于高粘性介质如油类等换热，有望获得更理想的增强换热效果。

大庆石化公司炼油厂蜡脱油装置的水溶剂回收系统塔顶换热器采用螺旋扭曲椭圆管换热器后，其管程的蜡下水溶剂的出口温度可提高 3℃，从而可回收余热 7.6×10<sup>4</sup>kcal/h，年节能折原油 59t。同时还可减少下游冷却器的冷却热负荷，节约循环冷却水消耗约 8.7×10<sup>4</sup>t/a。采用螺旋扭曲椭圆管换热器年节能效益约 17.9 万元，投资回收期小于半年。

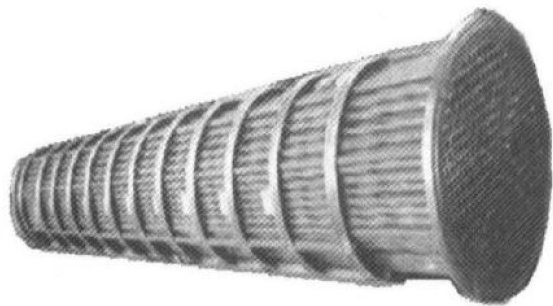


图 19 炼油厂蜡脱油螺旋扭曲椭圆管管束

Fig. 19 twisted tube bundles used in refineries

### 3.3 交叉椭圆形截面换热管

交叉椭圆形截面换热管见图 20。其模拟计算的流场和温度场见图 21。从图 21 中可以看出，管内出现强烈的二次涡流，在主流区由于二次涡流的作用温度场均匀化，壁面处（特别是短轴方向）温度梯度较大，从而使得其强化传热效果较好。值得注意的是其流阻增加较少。

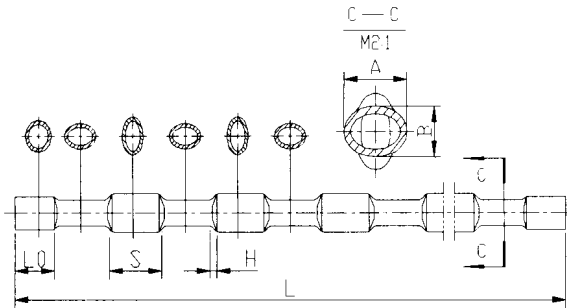
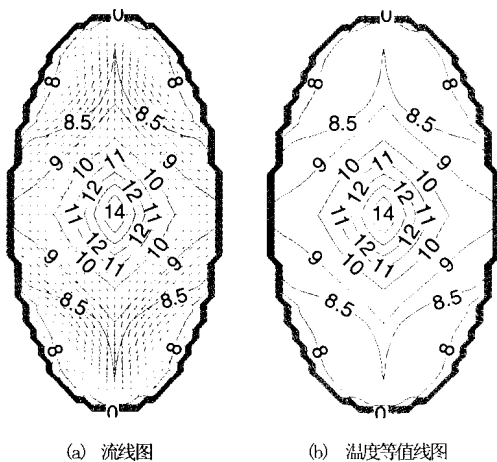


图 20 交叉椭圆形截面换热管的示意图

Fig.20 sketch map of staggered tubes



(a) 流线图 (b) 温度等值线图

图 21 交叉椭圆形截面管的流场和温度场

Fig.21 fields of temperature and velocity in staggered tubes

模拟计算结果表明，其稳定充分发展层流  $Nu$  可比圆形管增加 10 余倍(图 20)，而阻力增加一般不超过 1 倍。其换热增强与流体  $Pr$  有较大关系，随  $Pr$  数的增大而增大。对于高  $Pr$  数/高粘性介质，若考虑进口段的影响，其层流区的传热增强可达 2~5 倍。

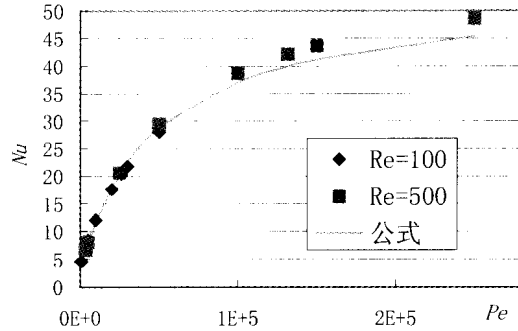


图 22 交叉椭圆形截面管的  $Nu$  数与  $Pe$  数的关系

Fig.22 Curves of  $Nu$  number vs  $Re$  number

## 4 结论

与传统的传热强化技术不同，从能量方程出发，把对流换热比拟为有内热源的导热问题，从而提出了速度场与热流场的协同在不增加阻力损失条件下能显著强化换热，具有很好的节能效果。在场协同理论基础上所发展的传热强化技术，可望在制冷空调系统中的各类换热设备中获得应用，它们的实施可分为四个层次：

- (1) 肋的形状、位置和间距。
- (2) 换热管的形状。
- (3) 管束的排列和折流板的位置。
- (4) 流程的组织 and 换热器网的优化。

通过这些新的技术可望使各类换热器的效率提高 10%~50%。

## 参考文献

- [1] 徐德胜等. 制冷空调原理与设备. 上海: 上海交通大学出版社, 1996
- [2] 上海制冷协会. 制冷与空气调节技术. 上海: 上海科学普及出版社, 1992
- [3] Bergles A E. Application of Heat Transfer Augmentation. Hemisphere Pub. Co., 1981
- [4] Webb R L and Bergles A E. Heat Transfer Enhancement: Second Generation Technology, Mechanical Engineering, 1983, 115(6): 60~67
- [5] Bergles A E. Some Perspectives on Enhanced Heat



- Transfer Second Generation Heat Transfer Technology, ASME Journal of Heat Transfer, 1988, 110:1082~1096
- [6] Bergles A. E. Techniques to Augment Heat Transfer, Chap. 3 in Handbook of Heat Transfer Applications, McGraw-Hill, New York, 1985, 3~80
- [7] 顾维藻等. 强化传热. 北京, 科学出版社, 1990
- [8] Guo Z. Y. et al. A novel concept for convective heat transfer enhancement, Int. J. Heat Mass Transfer, 1998, 41: 2221~2225.
- [9] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制—速度场与热流场的协同. 科学通报, 2000, 45(19): 2118
- [10] Zhao T. S. Experimental study on heat transfer in porous medium, to be published in Int. J. Heat Mass Transfer.
- [11] Wang S. et al., Study on heat transfer enhancement of very large length-to-diameter pin fins, Kyoto University-Tsinghua University Joint Conference on Energy and Environment, Nov. 1999, Japan
- [12] Xia Z. Z. et al. Study on convective heat transfer in fiber-finned ducts based on the concept of equivalent thermal conductivity, Compact Heat Exchanges and Enhancement Technology for the process industries—2001, Davos, Switzerland, Begell House, New York, Wallingford(UK)
- [13] Asmantas L. A. et al. Trilikauskas VV, Coefficients of heat transfer and hydraulic drag of a twisted oval tube, Heat Transfer - Soviet Research, vol. 17, no. 4, July-Aug. 1985, 103~9. USA.
- [14] Dzyubenko B. V. Stetsyuk VN, Principles of heat transfer and hydraulic resistance in twisted tube bundles, Izvestiya an Sssr: Energetika i Transport, vol. 27, no. 4, 1989, 137~45. USSR.
- [15] Dzyubenko, et al. Principles of heat transfer and hydraulic resistance in twisted tube bundles, Power Engineering (USSR) v 27 n 4 1989, 128-136
- [16] Butterworth David. Insight: A twist in the tale, Chemical Engineer Jan 9 1997, 21~24
- [17] Butterworth, David. Design and application of twisted-tube exchanger, Advances in
- [18] 江楠等. 管壳式换热器强化传热研究进展. 化学工业, 1998 (6): 27~32
- [19] 陆应生等. 强化传热元件与高效换热器研究进展. 化工进展, 1998, (1) 46~48