

DOI: 10.3901/JME.2009.03.027

强化单相对流换热的基本机制*

何雅玲 陶文铨

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室 西安 710049)

摘要: 对强化对流换热的强化机制研究的进展做了回顾与综述, 包括: ① 将场协同原理从抛物形流动推广到椭圆形流动。② 通过数值模拟与试验的手段, 对场协同原理进行了多方面的验证, 特别是设计了专门的试验台, 验证了当流速与流体的温度梯度方向垂直时流体流动对该方向的热量传递没有贡献。③ 用数值分析实例论证了场协同原理能将现有文献中三种关于强化传热的解释统一起来, 从而是一种最基本的强化传热的机制。④ 应用场协同原理开发了两种高效强化传热结构, 它们与基本结构相比, 具有传热强化的倍率高于阻力增加的比的特点。最后提出了场协同原理需要进一步研究的内容。

关键词: 强化换热 场协同 迁移过程 数值模拟 试验研究

中图分类号: TK124

Fundamental Mechanism of Enhancing Single-phase Convective Heat Transfer

HE Yaling TAO Wenquan

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: The recent developments in the study on heat transfer enhancement are reviewed and summarized. These include: ① The field synergy principle has been extended from parabolic flow to elliptic flow which is more often than not encountered in engineering. ② Validation of the field synergy principle has been performed via numerical and experimental methods for a number of cases, especially a specific test rig has been designed to demonstrate that when the flow direction is normal to the fluid temperature gradient, the flow and its velocity has nothing to do with the heat transfer in that direction. ③ It has been demonstrated via numerical examples that the field synergy principle can unify all the existing three explanations of convective heat transfer, hence it is the most fundamental mechanism for enhancing single-phase convective heat transfer. ④ Two examples of enhanced heat transfer configurations are presented which are deigned by applying the filed synergy principle and are characterized by the fact that the enhanced ratio of heat transfer is larger than the ratio of friction factor increase compared with the reference configuration. Finally some research needs in the filed synergy principle are proposed.

Key words: Heat transfer enhancement Field synergy principle Transport process Numerical simulation Experimental study

0 前言

在我们生活的世界中发生着各色各样的过程, 其中与人类生存关系最密切的物理过程之一是热量的传递。传热学是研究由温差引起的热能传递规律的科学。凡是有温差存在的地方, 就有热量自发地

从高温物体向低温物体传递。自然界和各种生产领域中到处存在着温差, 因此热量的传递就成为自然界和生产技术领域中一种极普遍的物理现象。传热学的基本原理虽然已经形成了近一个世纪, 但至今仍然是热科学乃至整个技术科学中十分活跃的学科。从传热学发展的历史来看, 20 世纪 60 年代以前, 研究的重点是揭示基本传递现象的规律。在 20 世纪 60 年代及其以前出版的文献与教材中, 几乎没有出现“强化传热”(Heat transfer augmentation enhancement)的术语。发生于 20 世纪 70 年代的能

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2007CB206902)和教育部科学技术研究重大(306014)资助项目。20080402 收到初稿, 20081024 收到修改稿

源危机对世界的经济发展和科学研究是一次大冲击, 迫使人们尽力减少化石能源和其他二次能源的消耗, 客观上极大地促进了强化传热技术的研究——其实质是探求在消耗一定的能量条件下尽可能多地传递为某种过程所需的热量。自 20 世纪 70 年代以来强化传热成为国内外传热学界研究的热门课题。进入 20 世纪 90 年代以后, 强化传热的技术开始由第二代向第三代发展^[1-4], 并且取得了突出的成绩, 最近又提出了第四代强化传热技术的概念^[5]。

但是强化传热研究开展近半个世纪以来, 关于强化传热的实质究竟是什么, 即使对于最简单的单相强制对流换热, 直到 20 世纪末, 也没有一个统一的解释。文献中现有的一些说法都可以解释一些强化换热的技术, 但不能解释另一些强化传热的技术。1998 年我国学者过增元等^[6-9]对边界层型的流动进行了能量方程的分析, 通过将该方程在热边界层内的积分, 证明了减小速度矢量与温度梯度之间的夹角是强化对流换热的有效措施, 以后这一基本思想被称之为“场协同”原理(Field synergy principle)。文献[10]中对强化传热的场协同原理的内容作了以下全面的表述: 速度与温度梯度之间的协同越好, 在其他相同的条件下换热就越强烈; 速度场与温度梯度两个矢量场的协同就意味着: ①速度与温度梯度间的夹角应尽可能地小。②速度、温度梯度以及夹角余弦的局部值应该同时比较大, 也即, 夹角余弦大的地方, 速度与温度梯度之值也应该比较大。③对于内部流动, 截面上的速度分布与温度分布应尽可能的平坦(饱满)。局部协同性好的地方局部 Nusselt 数就比较大。

以下在本课题组研究工作的基础上, 对强化换热的基本机制及其应用做一回顾与综述。

1 场协同原理从抛物形流动推广到椭圆形的流动

在工程技术中遇到的对流传热过程大部分属于椭圆形流动, 因此有必要将文献[6-9]中对抛物形流动做出的分析推广到椭圆形流动, 并查明成立的条件。文献[11]完成了这一证明工作, 简述如下。

对如图 1 所示的流体流过后台阶的换热, 在稳态情况下能量方程式为

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

将式(1)对图 1 中所示的区域 $abcdea$ 作积分, 得到等号前面与流动有关的部分(记为 FM)及等号

后与导热有关的部分(记为 HD)分别为

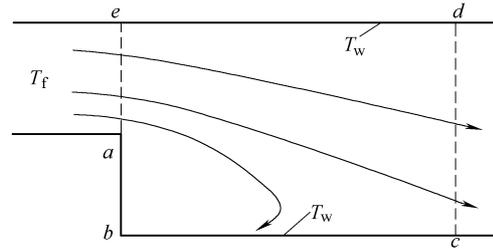


图 1 流过后台阶的换热

$$FM = \iint_{\Omega=abcdea} \rho c_p (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dx dy \quad (2a)$$

$$HD = \iint_{\Omega=abcdea} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] dx dy \quad (2b)$$

对 HD 应用高斯积分降维定律, 并将通过 cd , ea 部分的导热移到等号前面, 最后得

$$\iint_{\Omega=abcdea} \rho c_p (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dx dy - \int_{cd} \mathbf{n} \cdot k \nabla T dS - \int_{ea} \mathbf{n} \cdot k \nabla T dS = \int_{abc} \mathbf{n} \cdot k \nabla T dS + \int_{de} \mathbf{n} \cdot k \nabla T dS \quad (3)$$

式中, \mathbf{n} 是计算区域边界的外法线。式(3)等号前左端第 1 项含义是通过流体流动所传递的热量, 第 2、3 项是通过流体中的导热所传递的热量, 等号后是固体表面与流体间的换热量, 即对流传热。根据传热学理论^[12], 当流动的 Peclet 数大于 100 时, 流体中的导热相对于流体运动所传递的热量可以略去不计。对于绝大多数工程领域中的对流传热, 流动的 Peclet 数都大于 100, 因而减小 \mathbf{U} 与 ∇T 间的夹角是强化对流传热的根本措施。即使对 Peclet 数小于 100 的情形, 式(2a)部分仍然在对流传热中占相当大的比重, 因此减小 \mathbf{U} 与 ∇T 间的夹角仍然是强化对流传热的有效措施。

文献[13]中指出, 当速度与温度梯度完全协同时, 就可能使换热系数与流速的一次方成正比, 即 Nusselt 数与 Reynolds 数的一次方成正比, 这是速度与温度梯度协同的最理想情形。

2 表征协同性优劣的指标

既然对流传热过程的强烈程度取决于速度与温度梯度之间的协同程度, 协同程度应当怎样表示, 这就涉及到协同性优劣的表征问题, 即以什么量或者数作为指标来判断协同程度(协同性)的优劣。这可以从表示整场(整个过程)优劣与局部优劣两个方面来讨论。

在文献[10,14]中对于整个过程协同程度提出了用协同数(Field coordination number, field synergy

number)的指标。协同数的概念可以从抛物形流动的分析得出如下

$$\int_0^{\delta_t} \rho c_p (U \cdot \nabla T) dy = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_w = q_w \quad (4)$$

定义下列量纲为一的量

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

则式(4)可化为

$$Nu_x = Re_x Pr \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} \quad (5)$$

定义

$$\int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} = \frac{Nu_x}{Re_x Pr} = Fc \quad (6)$$

当速度与温度梯度完全协同时，式(6)之值应等于1，因此 Fc 数值的大小，反应了整个对流传热过程的协同程度，文献[10,14]中称其为协同数(Field synergy number)，它反应了某个对流换热过程整体上协同的程度。现有各种对流换热过程的协同数远远小于1，从这一角度，强化对流传热研究还有很大的空间。

为了揭示某种对流换热过程中的薄弱环节在什么位置，有必要寻找一个能反应局部协同性的指标，显然速度与温度梯度的局部夹角(称其为协同角, Synergy angle)是一个自然的选择。协同角的优点是几何概念比较清晰。有了局部协同角就会涉及到能否从局部夹角提出一个整体的指标，这方面本课题组曾经做过多种定义的尝试。根据文献[10]中对场协同概念的完全的表述，文献[15]中曾经尝试过五种不同的定义。发现除了简单的算术平均外，其余四种定义在定性上相当一致。图2给出了空气在某种翅片管外流动时流速与不同定义的协同角之间的关系(图2中 M, S, T, Z 分别代表模平均，矢量平均，体积平均与整场平均)。由图2可见，无论采用哪个定义，分析结果在定性上没有差别。这一特性对于采用协同角作为指标提供了很大的方便。因为采用协同角来分析问题时并不注重其绝对数值而是关注定性变化趋向。由此，本文这里不再给出各个定义的具体表示式，一般采用体积平均

$$\theta_m = \frac{\sum \theta_i dv_i}{\sum dv_i} \quad (7)$$

在场协同原理提出的初期，为了论证对流传热强度确实与速度、温度梯度间的夹角相关，与式(2a)所示的积分项有关，作者曾经进行了大量的数值模拟论证，为节省篇幅，下节中仅择要介绍有关内容，不再详细展开这些论证，具体可参见文献[16-20]。

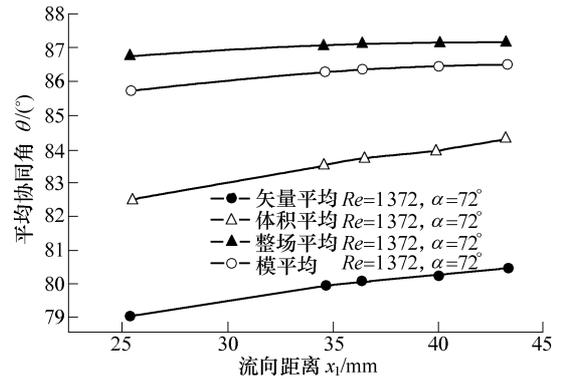


图2 不同定义的协同角变化趋势的比较

3 场协同原理的数值与试验验证

3.1 速度与温度梯度几乎完全协同时， Nu 正比于 Re 的试验与理论验证

例 1: 文献[21-22]中对离心力作用下的对流传热进行了理论分析及试验验证。离心流化床是通过旋转床体使物料受到离心力场作用的一类新型流化床，在干燥、燃烧、除尘和核反应等领域有重要的应用前景。理论分析表明，在离心力场的作用下，所形成的多孔物料层内对流传热过程中，在一定的转速范围内，速度与温度梯度(热流矢量)平行，气流通过多孔物料层时的强制对流传热的 Nu 数与 Pe (等于 $RePr$)成线性关系。试验结果表明，在离心流化床中离心力场对于对流传热的强化存在一个最佳的转速范围或者最佳的流化状态范围，在该范围内 Nu 数与 Pe 成线性关系，试验得出有

$$Nu_p = 0.00242 Pe \left(\frac{L_0}{d_p} \right)^{-0.647} \left(\frac{r_0 \omega^2}{g} \right)^{-0.152} \quad (8)$$

对于不同大小的离心力场，满足 $Nu-Pe$ 为直线关系的 Pe 数范围有所不同。把满足 $Nu-RePr$ 为直线关系的 $RePr$ 数的最大值称为临界 Pe 数。从 96 组离心流化床中气固两相强制对流传热试验值得到了临界 Pe 数如下：床体转速为 400 r/min 时， $Pe=100$ ，而床体转速为 600 r/min 时， $Pe=200$ 。床体转速为 300~650 r/min 范围内， $Pe=810$ (图 3)。

当 Pe 数大于临界 Pe 数以后，离心流化床中的对流传热强度会明显减小，换热系数随流速增长的程度低于线性关系。这说明为了强化离心流化床的传热传质过程，离心流化床的操作条件应作优化选择。

例 2: 文献[18]中对于空气横掠单根光管以及具有方形翅片的翅片管进行了层流数值模拟，结果发现，加装翅片后换热表面附近速度与温度梯度的协同大为改善，表现为在相同的迎面风速下翅片管的全场平均夹角(称为协同角)远小于光管。

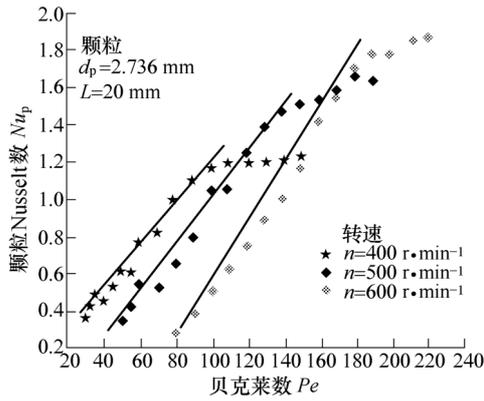


图 3 离心流化床中颗粒 Nu 数随 Pe 数变化的试验(点表示)与理论(直线表示)预测结果的对比

对于翅片管,当迎面风速低于 0.1 m/s 时($Re \leq 100$),协同角只有 20 多度,这时翅片管的 Nu 数与 Re 数的 0.998 次方成比例。随着 Re 数的增加,协同性变差(协同角增加),在公式 $Nu=CRe^n$ 中的指数逐渐变小,如下表所示。

表 空气横掠单根翅片管时在 $Nu=CRe^n$ 中指数 n 随 Re 的变化

Re	C	n
10~100	0.034 8	0.998 2
100~200	0.055 6	0.899 1
200~400	0.163 8	0.698 6
400~800	0.362 0	0.566 0

3.2 场协同原理对湍流换热成立的数值验证

文献[23]中对于空气横掠板束(图 4)的湍流流动,采用低 Re 数 $k-\epsilon$ 模型进行分析,验证了场协同原理对湍流换热也成立。图 5 中示出了板的厚度对平均 Nu 数的影响,由图 5 可见随着厚度的增加,全场平均协同角增加,协同变差,而 Nu 数则减小。这完全与场协同原理一致。

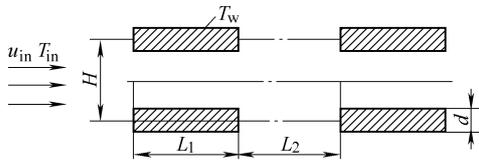


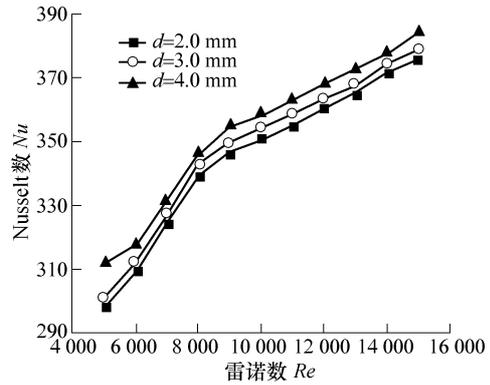
图 4 空气横掠顺排板束

L_1, L_2 ——板长与板间的纵向距离 d ——板厚
 H ——横向间距 T_w ——板的温度 u_{in}, T_{in} ——来流速度与温度

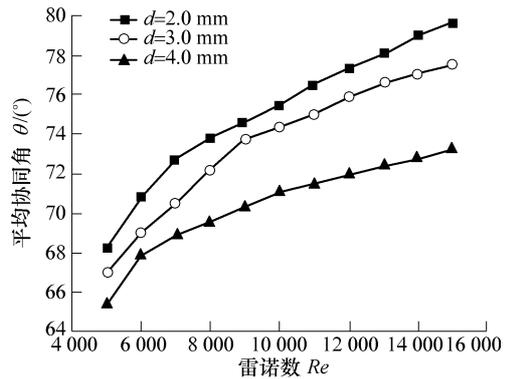
3.3 局部协同性好的地方局部 Nu 数比较大的数值验证

文献[10]在场协同概念的全面表述中指出:“局部协同性好的地方局部 Nu 数比较大”,这一特点也已经得到多种例子的证实。这里以文献[24]中对图 6 所示波纹管湍流换热的计算为例来说明。

在流动进入充分发展阶段后,一定的 Re 数下,一个周期中沿流动方向不同截面上的局部 Nu 数与



(a) 不同板的厚度下 Nu 随 Re 的变化



(b) 不同板的厚度下协同角随 Re 的变化

图 5 湍流换热的场协同原理分析

局部协同角的对应关系如图 7 所示。由图 7 可见不同截面上协同角的大小与该截面上局部换热的强烈程度相对应。

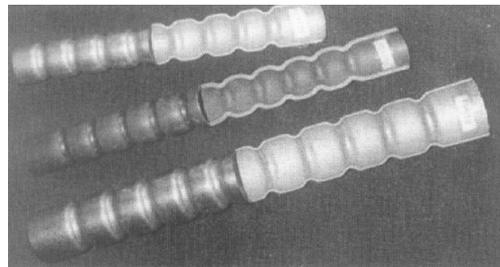


图 6 波纹管照片

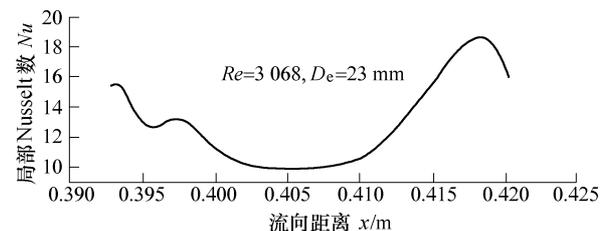
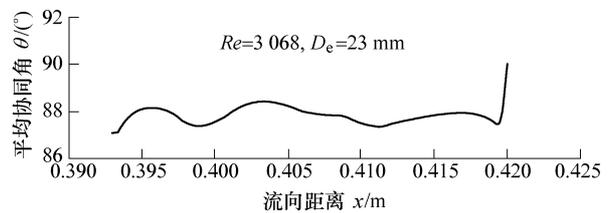


图 7 局部协同角与局部换热强度相对应的例子

3.4 在旋转坐标系中场协同原理的验证

所有上述数值模拟都是在静止的坐标系中进行的。文献[25]对于旋转通道内的层流换热检验了场协同原理的正确性。当流体在如图8所示方形截面通道内作对流换热时，沿着流动方向局部 Nu 数的变化与局部协同角的变化示于图9和图10。由图可见，协同角随旋转数的变化趋势与局部换热系数的变化趋势符合场协同原理。

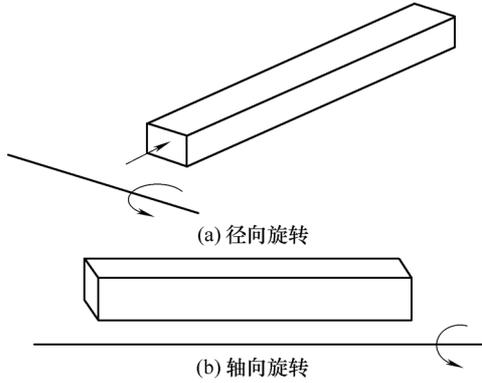


图8 通道的两种旋转方式

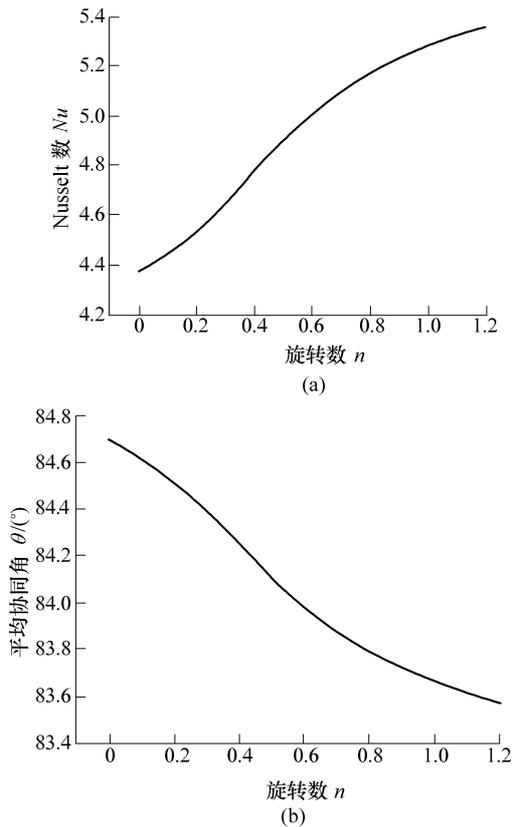


图9 径向旋转(轴向出流)时旋转数的影响 (Re=100, Pr=0.7)

4 速度与温度梯度垂直时流速对换热没有影响的试验验证

根据场协同原理，可以得出两个重要极端情况：当速度与温度梯度平行时，对流换热最强烈，

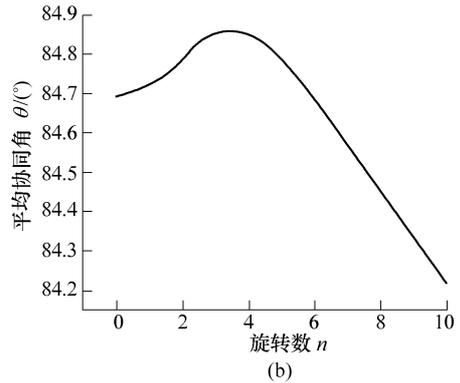
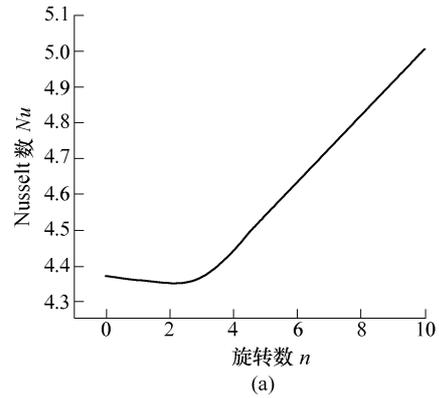
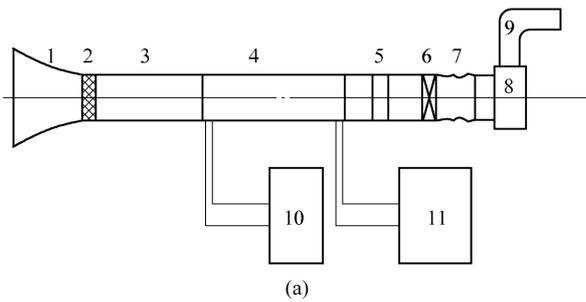


图10 轴向旋转(径向出流)时旋转数的影响

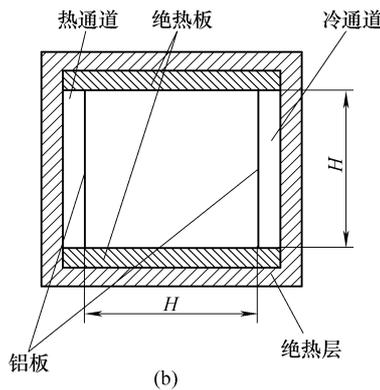
对流传热系数正比于速度；当速度与流体温度梯度垂直时，流动对换热毫无贡献。以上所述的例子从不同角度验证了第一个推论；为了确认第二个推论，作者进行了专门的试验验证^[26]。

专门设计的试验设备如图11所示。空气在方形截面的通道内作强制对流，通道上下绝热、左右分别维持衡定的均匀温度，这时在每一截面上存在横向的温度梯度，造成截面上的自然对流，但是该温度梯度总体上与主流速度垂直，这就基本上造成了速度与温度梯度处处垂直的条件。根据场协同原理，主流速度的大小应该与冷热表面间的换热量无关。

通道左右壁面衡定的均匀温度是这样实现的。如图11b所示，其中 H 为通道的宽度，两个垂直壁面外有宽为 1 cm 的狭缝通道，其内分别流过高温与低温的水，水在每一个狭缝通道进出口的温差保持在 1 °C 以下，通道长达 2 m，因此每个壁面的温度就可以看成是各自均匀的。在冷热壁面的 3 个不同大小的温差(10、20、30 °C)下进行了换热量的试验测定，证实了场协同原理的第二推论。由图12可见，冷热壁面间的换热量实际上仅取决于温差，而与轴向流速无关，图中 Re 数以轴向平均流速为计算速度。至于在很宽的流速变化范围内，换热量大约在 4% 左右范围内的变动，这主要是测试误差所造成，参见文献[26]的分析讨论。

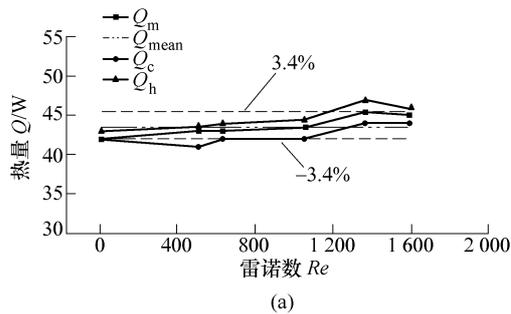


(a)
1. 风洞入口 2. 均流栅 3. 前置段 4. 工作段
5. 流量计 6. 流量控制阀 7. 软接头 8. 风机
9. 出口通道 10. 高温水槽 11. 低温水槽

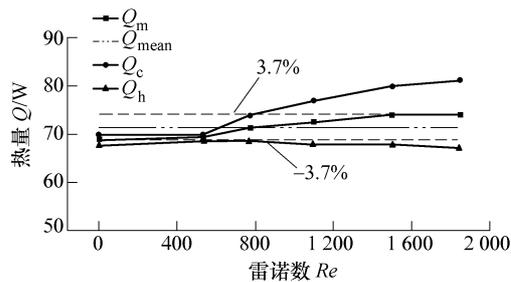


(b)

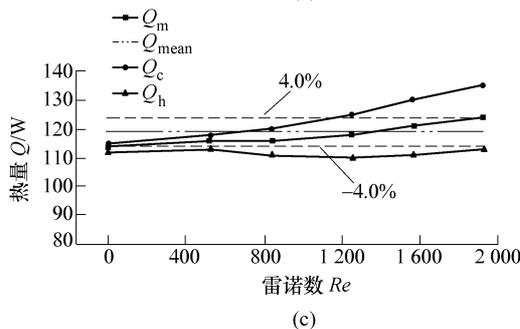
图 11 速度与温度梯度垂直时流动不影响换热的验证试验



(a)



(b)



(c)

图 12 速度与温度梯度垂直时流动不影响换热的验证试验结果

5 场协同原理是强化单相对流换热的统一理论

在单相对流强化换热机理方面,文献中有数种解释^[27-30],归纳起来就是:① 减薄热边界层厚度。② 增加流体中的扰动。③ 增加壁面上的速度梯度。这 3 种机理实际上都导致协同角的减小。兹将有关内容简述如下^[13]。

5.1 减薄热边界层实质上与减小协同角等价

减薄热边界层被认为是强化换热的有效措施^[27-30]。图 13 中给出了流体外掠等温平板的这样一种计算结果,其计算条件是以平板长度计算的 Re 数为 600。图 13 纵坐标上分别列出了各个不同 x 位置截面上的积分值 Int (式(2a)所表示的积分项)、局部换热系数 h_x 以及该截面上的平均协同角。由图 13 可见,随着流动方向热边界层的逐渐增厚,截面上的积分值和局部换热系数逐渐减小而趋于常数,而局部协同角则逐渐增加而区域恒定值。由此可见,边界层的厚薄不可分割地与协同角地大小联系在一起。

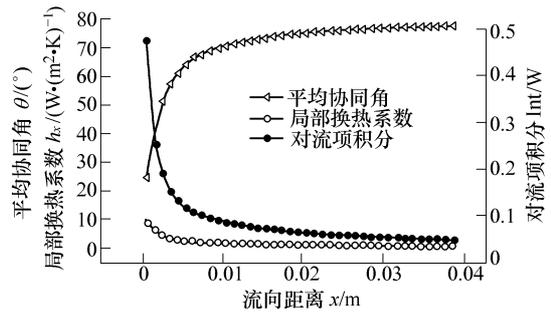


图 13 Int 、 h_x 以及 θ 的沿程变化

5.2 增加流体中的扰动导致协同角的减小

增加流动中的扰动是强化换热的主要措施之一。为了论述这种情形下换热强化与协同角变化的关系,作者对图 14 所示的平行板通道内加入两块插入体的情形进行了层流的数值模拟。为了更清楚地揭示扰动的影响,计算中假定该两个插入物只起到增加扰动的作用而不参与换热,并取 $L/H=2$, $p/h=1.35$, $h/H=1/3$ 。计算对充分发展阶段进行。计算结果给出在图 15~17 中。由图 15~17 清楚可见,增加扰动是减小协同角的有效手段。

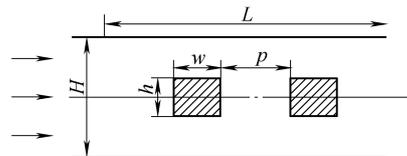


图 14 带扰流子的平板通道

H, L ——通道高度与长度 h, w ——绕流子界面尺寸
 p ——绕流子的间距

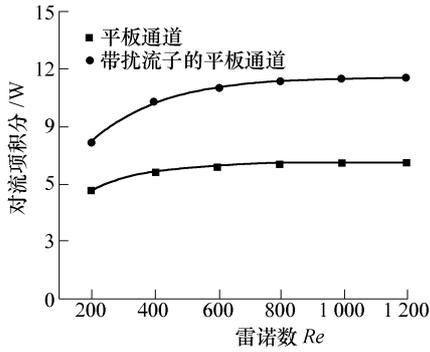


图 15 对流项积分值的变化

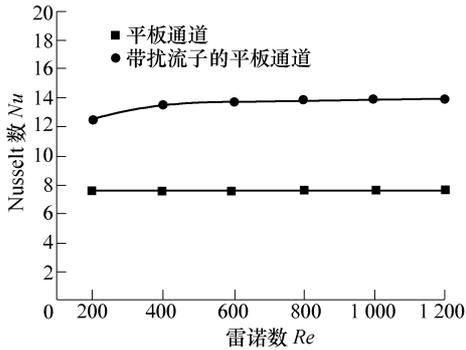


图 16 平均 Nusselt 数的变化

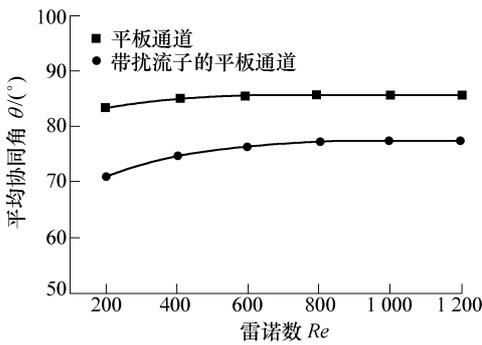


图 17 平均协同角的变化

5.3 增加壁面附近的速度梯度使协同角减小

在文献[13]中曾经对图 18 所示的带中心堵管的圆管内层流流动与换热与光滑圆管内的对流换热作了比较，计算对进口段进行，结果如图 19~21 所示。中心被堵与未堵圆管间的比较是在相同的体积流量下进行的(图 19~21 中 Re 数的流速基于未堵部分的流动面积)，显然被堵管子的速度梯度明显增加，因此能反应壁面上速度梯度的影响。由图 19~21 可见中心被堵的管子换热明显增强，速度与温度间的协同大为改善。

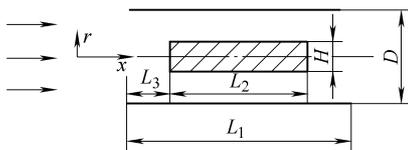


图 18 中心被堵的圆管

D, L_1 ——通道高度与长度 H, L_2 ——堵管的直径与长度
 L_3 ——离开管道进口的距离

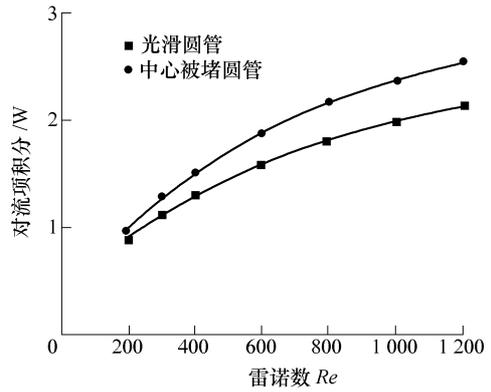


图 19 对流项积分值比较

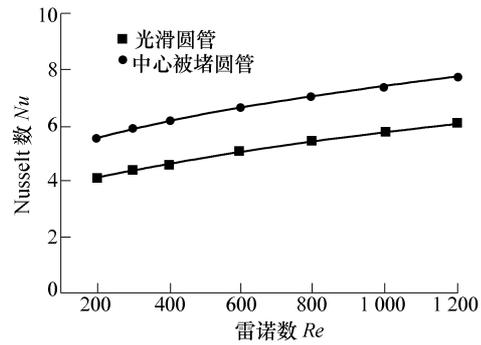


图 20 Nu 数的比较

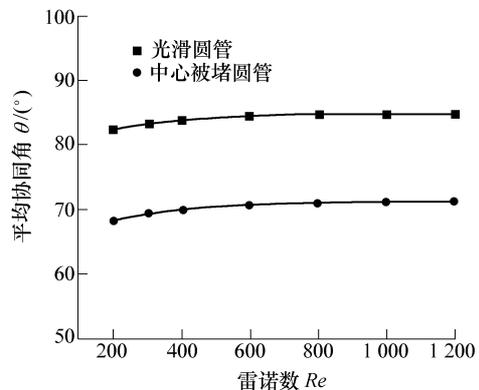


图 21 平均协同角的比较

前面的举例有力地证明，现有文献中关于强化单相对流换热的三种机理与场协同原理是一致的，场协同原理可以将它们统一起来，这就是，要强化对流换热就是要减小协同角，或者说要改善速度与温度梯度的协同程度。

6 应用场协同原理指导强化传热表面的开发

场协同原理在对流传热的理论中具有极为重要的地位。首先引起了基本概念上的变革，应用这一原理许多换热过程的特性可以得到合理的解释，更为重要的是可以主动地应用这一原理来开发新型

强化传热结构。有关这方面的内容在文献[31]中有详细的介绍，这里仅介绍作者根据场协同原理并辅以试验测定所开发的两类强化表面。

6.1 前疏后密开缝翅片的开发

图 22 所示的管翅式换热表面是一种紧凑型换热结构，在空调制冷等气体冷却加热设备中得到广泛的应用。在其发展初期，翅片的形式是平直，称为平片，以后相继发展出波纹片，开缝片等。本课题组对于影响其换热特性的多种因素从场协同原理的角度进行了深入的数值与试验研究。有关数值研究的详细内容可以参见文献[32-40]，这里主要介绍研究的结果。

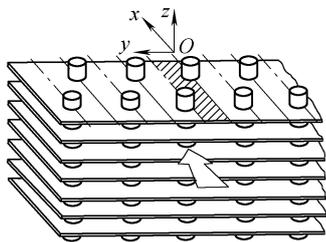


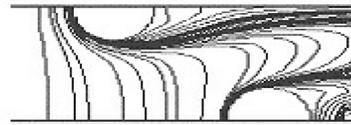
图 22 管翅式换热表面示意图

对于开缝翅片上开缝位置的影响，韩国学者 KIM 等^[41]通过模化试验发现，同样的开缝数目与缝的几何尺寸，安置在翅片前部(空气进口处)与后部(流动的下游)对传热有明显的影响：放在后部优于放在前部，但是没有给出解释。文献[35-37]的计算证明，在翅片进口处，速度与温度协同性较好，在翅片的下游协同性较差(图 23)，因此在几乎相同的压降增加代价下，将开缝设置在下游更能收到强化传热的效果，从而圆满地解释了文献[41]发现的现象。图 23 中给出了平直翅片中间截面上的速度与等温线的分布：在进口处等温线几乎与速度垂直，意味着速度与温度梯度间良好协同，而在翅片的后部，许多地区等温线几乎与流速平行，协同性大大恶化。正是这种协同性很差的局部地区才是强化传热的主要研究对象。从这一发现，导致了本课题组提出的设计开缝的“前疏后密”的原则。

在文献[35]中应用场协同原理对开缝翅片按照开缝前疏后密的原则进行了数值设计，这里简述其主要结果。图 24 中给出了所比较的平直翅片与三种前疏后密开缝翅片。图 25 表明，即使在最严峻的条件下(相同压降)，开缝翅片仍然明显优于平直翅片。图 26 表明，这是由于开缝翅片的协同性明显优于平直翅片所致；在三种前疏后开缝片中，以方案 1 最好，其协同角也最小。

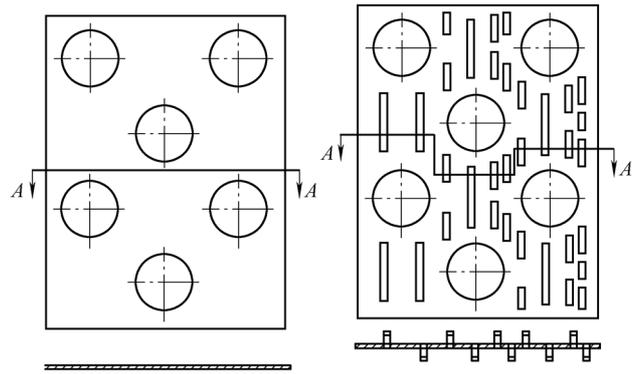


(a) 两翅片的中间截面上的流场



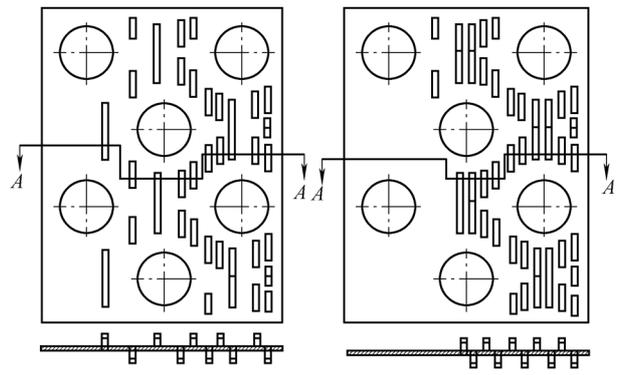
(b) 两翅片的中间截面上的等温线

图 23 平直翅片中间截面上的流场与等温线



(a) 光滑平片

(b) 前疏后密开缝翅片(方案 1)



(c) 前疏后密开缝翅片(方案 2)

(d) 前疏后密开缝翅片(方案 3)

图 24 光滑翅片与三种前疏后密开缝翅片

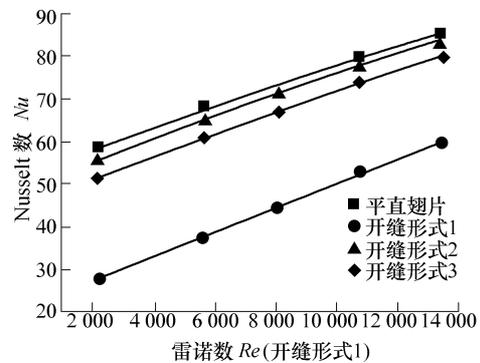


图 25 相同压降下的比较

上述数值分析结果得到了试验测定的证实。在迎面风速为 1~9 m/s 范围内，采用前疏后密开缝翅片的换热器总体传热系数比平直翅片换热器高 26%

以上(空气侧换热系数提高的百分数大于此值, 图 27), 而空气侧阻力系数只提高 22%(图 28), 实现了空气传热增强的百分数大于阻力增加的百分数。

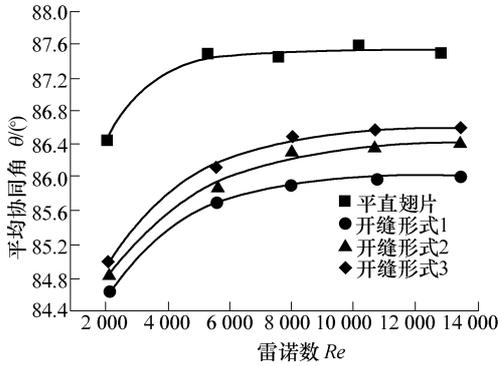


图 26 协同角的比较

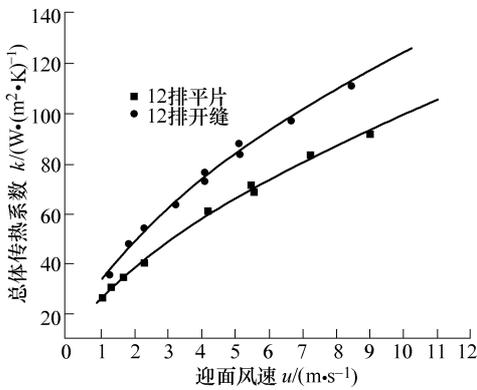


图 27 总体传热系数的试验结果

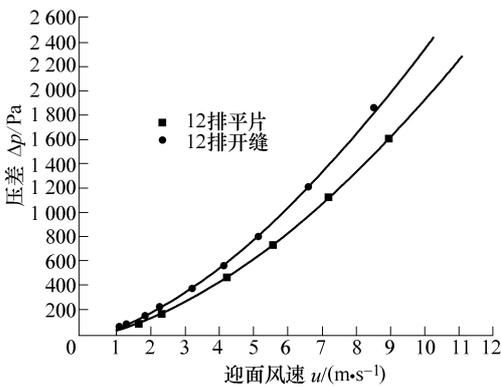


图 28 空气侧阻力系数的实测结果

6.2 中心被堵的纵向内翅片管的开发

作者在前期研究中, 发现了中心被堵管的优点, 但是无法从根本上揭示其原因, 当时只归结为增加了壁面附近的速度梯度^[42]。以后用场协同原理进一步作了分析, 找到了根本的原因是改善了协同性。于是就在场协同原理指导下进行了优化设计研究, 找出了给定的条件下的最佳纵向波纹数目, 与有关生产单位合作, 用于压缩机组的中冷器, 收到

了良好的效果。文献[42]是作者这一段工作的总结。下面简要介绍研究结果。

图 29 所示为中心未堵以及被堵的纵向 20 个波纹内翅片管的示意图。为了研究波纹数目的影响, 分别对 4、8、12、16 以及 20 个波纹的管子进行了中心被堵以及未堵的传热与阻力试验与分析。图 30 中是 5 种管子在不同 Re 数下试验测定的沿程局部换热系数的变化情况。图 31 揭示了这种当量直径较小(几毫米)复杂截面的传热管从层流向湍流的转变提前的情况。优选的结果表明 20 个波纹的管子最佳: 即使在最严峻的比较条件——相同压降下传热量还能比光管提高 100%左右。

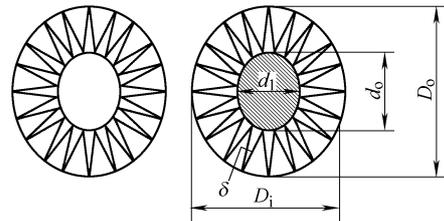


图 29 中心被堵与未堵的纵向波纹内翅片管

D_1, D_0 ——分别为外管的内外径 d_1, d_0 ——分别为内管的内外径 δ ——翅片厚度

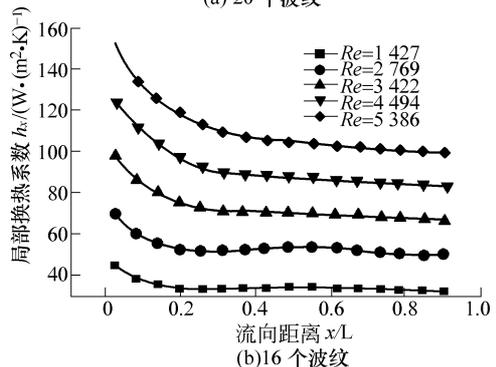
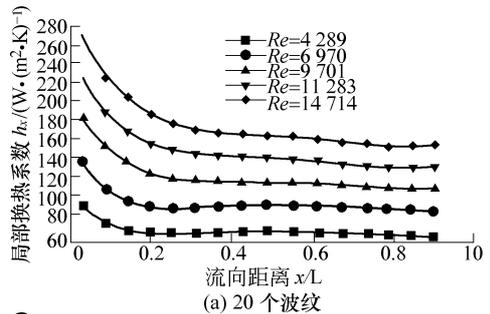


图 30 5 种波纹管局部换热系数随 Re 的变化

7 结论

(1) 场协同原理不仅对抛物形流动与换热是正确的, 对流动 Peclet 数大于 100 的椭圆形对流换热也是适用的; 即使流动的 Peclet 数小于 100, 上述

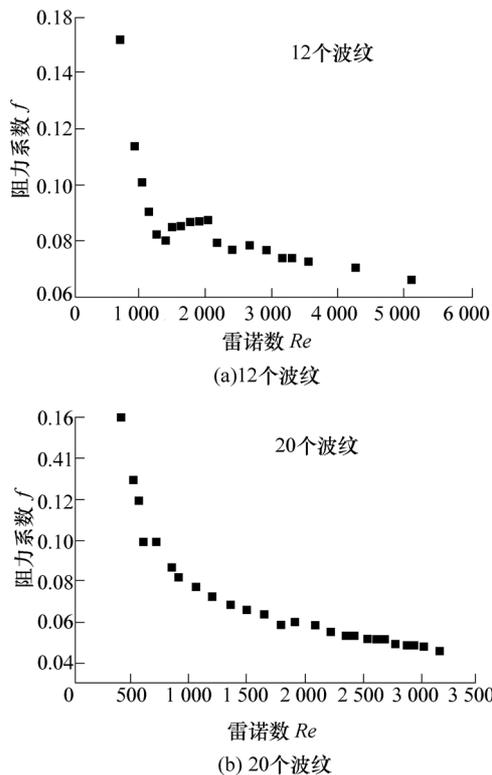


图 31 中心被堵波纹管从层流向湍流的转变

基本思想定性上仍然成立，只是定量上影响程度有所削弱。

(2) 为了表示协同的程度，可以采用协同数以及协同角。协同数从整体上表明了整个过程中速度与温度梯度协同程度的好坏；为表示局部地区的协同性，可以采用局部速度与温度梯度的夹角(局部协同角)；全场平均的协同角随定义的不同，数值会有所变化，但是定性变化趋势则基本一致。

(3) 单相对流换热的各种强化措施归根结底都是为了改善速度与温度梯度之间的协同程度，场协同原理是强化单相对流换热所普适的。如果流体的速度与其温度梯度垂直，则流动对强化传热毫无作用；必须造成协同角不等于 90° 的流动才能产生对流换热效应。

(4) 当速度与温度梯度完全协同时，换热量随流速一次方成比例，即 Nusselt 数正比于 Reynolds 数的一次方；任何未完全协同的过程，对流换热关联式中的 Reynolds 数的指数均小于 1。

(5) 场协同原理为高效传热表面的开发指出了方向。应当找出所研究过程中局部协同性最差的地区，在该处采用强化措施，可以收到事半功倍之效：即在消耗一定的泵功下可以达到最大的传热增益。前疏后密开缝翅片以及中心被堵的纵向内翅片管的开发与应用就是实例。

关于场协同原理的进一步研究应包括相变换热

问题的分析，同时进一步探索如何有效地应用这一原理进行强化传热及其他迁移过程设备的开发也有许多工作要做。可以预期，由我国学者提出并发展起来的场协同原理将在研究一般迁移过程的强化及其控制中发挥积极的作用。

参 考 文 献

- [1] BERGLES A E. Heat transfer enhancement the maturing of second-generation heat transfer technology[J]. Heat Transfer Engineering, 1997, 18(1): 47-55.
- [2] BERGLES A E. Heat transfer enhancement — the encouragement and accommodation of high heat fluxes[J]. ASME J. Heat Transfer, 1997, 119(1): 8-19.
- [3] ROHSENOW W M, HARTNETT J P, CHI Y I. Handbook of heat transfer[M]. 3rd ed. New York: McGraw Hill, 1998.
- [4] BERGLES A E. Enhanced heat transfer: Endless frontier, or mature and routine?[J]. Enhanced Heat Transfer, 1999, 6(2-4): 79-88.
- [5] BERGLES A E. ExHFT for fourth generation heat transfer technology[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2002, 26(2-4): 335-344.
- [6] GUO Z Y, LI D Y, WANG B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. Int. J. Heat Transfer, 1998, 41(14): 2 221-2 225.
- [7] WANG S, LI Z X, GUO Z Y. Novel concept and device of heat transfer augmentation[C]//Proceedings of 11th International Conference of Heat Transfer, August 23-28, 1998, Kyongju, Korea. 1998, 5: 405-408.
- [8] GUO Z Y, WANG S. Novel concept and approaches of heat transfer enhancement[C]//Proceedings of Symposium on Energy Engineering in the 21st Century, New York: Begell House, 2000: 118-126.
- [9] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流畅的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19): 2 118-2 122. GUO Zengyuan. Mechanism of convective heat transfer and its control[J]. Science Bulletin, 2000, 45(19): 2 118-2 122.
- [10] GUO Z Y, TAO W Q, SHAH R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2005, 48(9): 1 797-1 807.
- [11] TAO W Q, GUO Z Y, WANG B X. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer-its extension and numerical verifications[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2002, 45(18): 3 849-3 856.

- [12] KAYS W M, CRAWFORD M E. Convective heat and mass transfer[M]. New York: McGraw-Hill Company, 1980.
- [13] TAO W Q, HE Y L, WANG Q W, et al. A unified analysis on enhancing single phase convective heat transfer with field synergy principle[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2002, 45(24): 4 871-4 879.
- [14] GUO Z Y. Coordination of velocity and flow fields in heat exchangers[C]//Compact Heat Exchangers: A Festschrift on the 60th Birthday of Ramesh K. Shah. PISA, Italy: Edizioni ETS, 2002: 177-182.
- [15] 周俊杰. 紧凑式换热器表面的强化换热节能机理及其优化研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2006.
ZHOU Junjie. Mechanisms of heat transfer enhancement and energy saving of the compact heat exchanger surfaces and study on their optimization[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2006.
- [16] TAO W Q, HE Y L, LIU X, et al. A unified theory for enhancing single phase transport processes-field synergy principle(Invited lecture)[C]//Proceeding of 2001 IAMS International Seminar on Materials for Use in Lithium Batteries and Transport Phenomena in Material Processing, November 26-27, 2001, Kyushu University, Japan, 2001: 77-90.
- [17] 王娴, 宋富强, 屈治国, 等. 场协同理论在椭圆型流动中的数值验证[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(1): 59-62.
WANG Xian, SONG Fuqiang, QU Zhiguo, et al. Validation of the field synergy principle for the elliptic fluid flows[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(1): 59-62.
- [18] 宋富强, 屈治国, 何雅玲, 等. 低速下空气横掠翅片管换热规律的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(9): 899-902.
SONG Fuqiang, QU Zhiguo, HE Yaling, et al. Study of air heat transfer passing through finned tube banks at low velocity[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(9): 899-902.
- [19] 申盛, 刘伟, 陶文铨. 多孔介质中自然对流传热的场协同分析[J]. 自然科学进展, 2003, 13(4): 439-443.
SHEN Sheng, LIU Wei, TAO Wenquan. Field synergy analysis of natural convection of porous medium[J]. Progress in Natural Science, 2003, 13(4): 439-443.
- [20] SHEN S, LIU W, TAO W Q. Analysis of field synergy on natural convective heat transfer in porous medium[J]. Int. Communications Heat Mass Transfer, 2003, 30(8): 1 081-1 090.
- [21] 施明恒, 王海, 郝英立. 离心力场作用下多孔介质中强制对流换热的研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(4): 473-476.
SHI Mingheng, WANG Hai, HAO Yingli. Experimental study of forced convective heat transfer in porous medium with centrifugal force[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(4): 473-476.
- [22] 王海, 施明恒. 离心流化床干燥过程中传热传质的数值模拟[J]. 化工学报, 2002, 53(10): 1 040-1 045.
WANG Hai, SHI Mingheng. Numerical simulation of drying process in centrifugal fluidized bed[J]. Journal of Chemical Engineering, 2002, 53(10): 1 040-1 045.
- [23] ZENG Ming, TAO Wenquan. Numerical verification of the field synergy principle for turbulent flow[J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2004, 11(4): 451-457.
- [24] 曾敏. 波纹管内流动和换热规律的实验研究及数值模拟[D]. 西安: 西安交通大学, 2004.
ZENG Min. Experimental and numerical studies of fluid flow and heat transfer characteristics in wavy tubes[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2004.
- [25] 李增耀. 旋转通道内的湍流流动与换热的研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2001.
LI Zengyao. Study on turbulent fluid flow and heat transfer in rotating ducts[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2001.
- [26] MA Liangdong, LI Zengyao, TAO Wenquan. Experimental verification of the field synergy principle[J]. International Communications in Heat Mass, 2007, 34(3): 269-276.
- [27] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 第4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [28] INCROPERA F P, DEWITT D P. Introduction to heat transfer[M]. 3rd ed. New York: Wiley & Sons, 1996.
- [29] CENGEL Y A. Heat transfer, a practical approach[M]. Boston: WCB McGraw, 1998.
- [30] 陶文铨, 何雅玲. 对流换热及其强化的理论与实验研究最新进展[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
TAO Wenquan, HE Yaling. Convective heat transfer: Its recent advances in enhancement theory and experimental studies[M]. Beijing: Higher Education Press, 2005.
- [31] HE Y L, TAO W Q, SONG F Q, et al. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of

- field synergy principle[J]. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2005, 26: 459-473.
- [32] 宋富强. 翅片管换热表面传热特性的数值研究及场协同分析[D]. 西安: 西安交通大学, 2002.
- SONG Fuqiang. Analysis of field synergy principle for heat transfer characteristics of plate-fin-and-tube heat transfer surfaces[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2002.
- [33] QU Z G, TAO W Q, HE Y L. Three dimensional numerical simulation on laminar heat transfer and fluid flow characteristics of strip fin surfaces with X-arrangement of strips[J]. *ASME J. heat Transfer*, 2004, 126(4): 697-707.
- [34] CHENG Y P, QU Z G, TAO W Q, et al. Numerical design of efficient slotted fin surface based on the field synergy principle[J]. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 2004, 45(6): 517-538.
- [35] 屈治国, 何雅玲, 陶文铨. 平直开缝翅片传热特性的三维数值模拟及场协同原理分析[J]. *工程热物理学报*, 2003, 24(5): 825-827.
- QU Zhiguo, HE Yaling, TAO Wenquan. Field synergy principle analysis of heat transfer characteristics of plain slotted fin surfaces[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(5): 825-827.
- [36] 李光熙, 周俊杰, 屈治国, 等. 片距对平直开缝翅片表面换热和阻力特性影响的三维数值模拟[J]. *上海理工大学学报*, 2003, 25(专辑): 36-38.
- LI Guangxi, ZHOU Junjie, QU Zhiguo, et al. 3D numerical simulation on the effect of fin spacing on the friction and heat transfer characteristics of plain slotted fin surfaces[J]. *Journal of Shanghai University of Science & Technology*, 2003, 25(special issue): 36-38.
- [37] 周俊杰, 陶文铨. 椭圆型开缝翅片换热表面特性的三维数值分析[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(7): 90-93.
- ZHOU Junjie, TAO Wenquan. 3D numerical simulation of heat transfer characteristics of slotted fin surface with elliptic tube[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(7): 90-93.
- [38] QU Z G, TAO W Q, HE Y L. Three dimensional numerical simulation on laminar heat transfer and fluid flow characteristics of strip fin surfaces with X-arrangement of strips[J]. *ASME J. Heat Transfer*, 2004, 126(4): 697-707.
- [39] ZHOU J J, TAO W Q. Three-dimensional numerical simulation and analysis of the airside performance of slotted fin surfaces with radial strips[J]. *Engineering Computations*, 2005, 22(7-8): 940-957.
- [40] KANG H C, KIM M H. Effect of strip locations on the airside pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22: 302-312.
- [41] YU B, NIE J H, WANG Q W, et al. Experimental study on the pressure drop and heat transfer characteristics of tubes with internal wave-like longitudinal fins[J]. *Heat Mass Transfer*, 1999, 35: 65-73.
- [42] YU B, TAO W Q. Pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent flow in annular tubes with internal wave-like longitudinal fins[J]. *Heat Mass Transfer*, 2004, 40(8): 643-651.

作者简介: 何雅玲, 女, 1963 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要从事节能技术及新能源的研究。获得多项国家和省部级科技奖。

E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

陶文铨, 男, 1939 年出生, 教授, 中国科学院院士。主要从事强化传热理论与技术、计算传热学等的研究。获得多项国家和省部级科技奖。

E-mail: wqtao@mail.xjtu.edu.cn