

场协同原理在对流换热中的应用方法

冷学礼, 张冠敏, 田茂诚, 程 林

(山东大学 能源与动力工程学院, 山东 济南 250061)

摘 要: 从场协同原理的基本概念出发, 结合对流换热中的基本认识, 得出了对流换热时场协同指导性原则中大值原则与匹配性原则的量化方法。在换热面的微元处进行协同角定义的改进, 使场协同原理更适合于对流换热的处理, 并改进场协同角的算术平均方法, 用以评价协同性能。提出积分平均方法, 用以评价带速度权的整体协同性能。提出协同匹配系数的概念, 用以评价协同匹配性能, 并使用无量纲 $C-V$ 图与 K 图对协同匹配性能的分 布进行分析。

关 键 词: 场协同; 对流换热; 协同匹配系数

中图分类号: TK124 文献标识码: A

符 号 说 明

\vec{U} , V_c —流体速度; t —温度;
 K, K_i —协同匹配系数; V_c —流体速度在温度梯度方向上的投影;
 β —协同角

引 言

热传递是工业生产中广泛遇到的现象, 强化传热技术是学术界一直寻求发展与突破的领域。与流体流动相关的对流换热技术, 在发展中一直以提高换热器的换热能力, 节约制造成本和原材料, 减少能源消耗作为主要目标。20 世纪 70 年代以后能源和材料的短缺更促进了热换热器强化传热技术的研究和进展^[1]。学术界采用了多种方法尝试以强化对流换热, 目前研究主要以提高换热面上总的对流换热系数和降低流动过程中的阻力为方向, 二者也是最主要的评价标准和优化方案。若仅从传热的角度审视, 如何在多种强化传热方式中得到它们在对流换热方面的共性, 以及如何有效的评价这一共性, 将积极推动对流换热的发展与归纳。过增元提出的场协同原理可以简洁的描述强化对流换热的共性, 而如何确立一套有效的场协同原理评价体系以评价共性, 并使用评价体系指导对流换热的强化, 是本文主要阐述的工作。

场协同原理指出, 对流换热的强度不仅取决于流体与固体壁面之间的温差、流动速度和流体的热物理及输运性质, 而且还取决于流体速度矢量与热流矢量间的夹角^[1]。即:

$$\vec{U} \cdot \nabla t = |\vec{U}| \cdot |\nabla t| \cdot \cos\beta \quad (1)$$

同时定义反映面上无量纲积分的数值为:

$$F_c = \int \vec{U} \cdot \nabla t d\vec{y} = \frac{Nu}{RePr} \quad (2)$$

其中, β 为速度矢量和温度梯度矢量间的夹角, 称为协同角。从式(2)中看出, 在不改变流体物性的前提下, 可以通过提高流动速度强化传热, 但更有效的措施是减小速度场与温度梯度场间的夹角 ($\beta < 90^\circ$ 时), 即寻求速度场与温度梯度场之间的协同成为强化传热的有效途径。

近年来出现的评价场协同性能的方法有多个, 但均在某一方面进行了比较缜密的思考, 文献[2]对协同角在微元处处理正确而在平均时出现缺失, 文献[3]则反之。笔者在学习这些方法的同时, 感到有必要对其进行归纳与综合, 并利用综合的结果提出评价协同匹配性能的参数。

1 场协同原理中几个技术指标的重定义及新指标的提出

过增元在原理中指出有效的强化对流换热, 需要从以下 3 方面考虑^[1]: (1) 速度与温度梯度矢量间夹角余弦的绝对值尽可能大, 可称为大值原则; (2) 流体的速度剖面与温度剖面尽可能均匀, 可称为均匀性原则; (3) 尽可能实现速度场与温度梯度场间大值与大值的搭配, 即使大值尽可能同时出现在整场中的某些区域上, 可称为匹配性原则。以下主要对(1)、(2)原则的评价进行阐述:

(1) 改进场协同原理在换热面微元上协同角的表达方式。在不考虑粘性耗散产生热量的情况下,

收稿日期: 2008-04-17; 修订日期: 2009-02-12

基金项目: 国家重点基础研究发展计划基金资助项目(2007CB206903); 山东省中青年科学家奖励基金资助项目(2005BS09003)

作者简介: 冷学礼(1977-)男, 山东安丘人, 山东大学讲师

由于流体以相同速度流向换热表面和远离换热表面将带来相同的传热效果, 因此将场协同原理中协同角的定义由 $\beta = \arccos(V_L \cdot \nabla t / (|V_L| \cdot |\nabla t|))$ 改进为 $\beta = \arccos(|V_L \cdot \nabla t| / (|V_L| \cdot |\nabla t|))$ 。这一改进使协同角限制在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 范围内, 更符合实际对流换热的情况及后续问题的处理。

(2) 改进协同角在整个换热表面上的算术平均方式。由目前很多文献中采用的角平均 $\beta_a = 1/s \cdot \int \beta ds$ 改进为角余弦的平均 $\beta_a = \arccos(1/s \cdot \int \cos \beta ds)$, 因为在场协同原理中真正起到协同作用的是角的余弦值而非角度值, 这一改进可以更真实体现换热面上场协同性能的均值。

(3) 提出带有速度权的加权平均协同角方式, $\beta_i = \arccos(\int |V_L| \cos \beta ds / \int |V_L| ds)$, 称为积分平均协同角, 其中 V_L 为流体的流动速度。

(4) 提出通过积分平均协同角余弦与算术平均协同角余弦的比值衡量面上的场协同匹配性能^[4]:

$$K = \frac{\cos(\beta_i)}{\cos(\beta_a)} = \frac{\int |V_L| \cos \beta ds}{\int |V_L| ds (\int \cos \beta ds) / S} \quad (3)$$

K 值为基于边界层外流动作出的针对场协同匹配性能的评价参数, 暂称为协同匹配系数。

(5) 提出无量纲 $c-V$ 图评价面上场协同匹配性能分布及分析

上面的分析指出了整个换热面上场协同的算术平均协同角、积分平均协同角对整个换热面上场协同匹配性能的影响, 但不能体现面上的场协同匹配分布。对于面上场协同匹配分布的统计情况, 可以使用如下方法进行评价。

假设面上有 n 个离散点, 每点所占的面积相等, 不考虑面积权值带来的影响, 定义面上点处流场与温度梯度场夹角的无量纲余弦值 \bar{c}_i 为:

$$\bar{c}_i = \cos(\beta)_i / (\sum_{i=1}^n \cos(\beta)_i / n) \quad (4)$$

同样, 定义各点处流体流动的无量纲速度 $V_{L,i}$ 为:

$$V_{L,i} = V_{L,i} / (\sum_{i=1}^n V_{L,i} / n) \quad (5)$$

对于 \bar{c}_i 与 $V_{L,i}$, 必然满足以下条件: $\sum_{i=1}^n \bar{c}_i / n = 1$,

$$\sum_{i=1}^n V_{L,i} / n = 1$$

同时我们看出, 只要换热面上的流场与温度梯度场形成的协同角不相等, 则会出现无量纲余弦值大于 1 的情况, 与三角关系相悖, 因此暂称为无量纲协同角余弦值, 简称无量纲余弦值。

对于换热面上各点流场与温度梯度场的协同情况, 以无量纲速度 V_L 为横坐标, 以无量纲余弦值 \bar{c} 为纵坐标, 则面上各点流场与温度梯度场的协同匹配情况可以在无量纲 $\bar{c}-V_L$ 图上表示出来, 如图 1 所示。

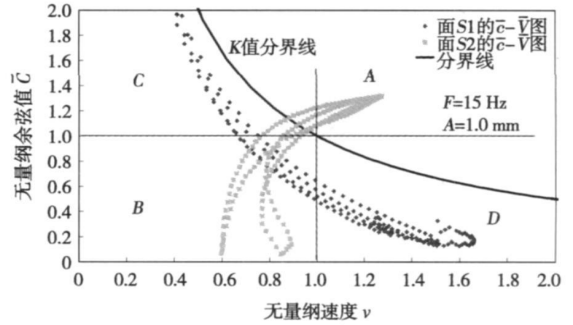


图 1 场协同匹配的无量纲 $c-V_L$ 图^[4]

$V_L=1$ 与 $\bar{c}=1$ 两条直线将第一象限分成 A、B、C、D 4 个区域, 这两条直线暂称为匹配分界线。由于无量纲数的平均值为 1, 因此不可能所有的数据均出现在匹配分界线的同一侧。对于分布在各区内的数据, 如图 1 所示, 面 S_2 的 $\bar{c}-V_L$ 图上数据出现在 A 区和 B 区较多, 说明在面上 S_2 实现了速度大值与协同角余弦大值的匹配。因为数据不可能同时出现在 A 区, 则剩余的速度小值与协同角余弦小值自然也进行搭配, 出现在 B 区。这种场协同匹配效果将比面 S_1 的 $\bar{c}-V_L$ 图体现的场协同匹配效果好。

无量纲 $\bar{c}-V_L$ 图表示的是面上各点的速度与协同角余弦值在统计上的分布程度, 即忽略了数据所在的坐标, 仅从数据值入手进行分析。面 S_2 的无量纲数据在横坐标或纵坐标投影后, 所占的范围比面 S_1 数据所占范围小, 说明面 S_2 上的速度与协同角余弦值在换热面上的均匀程度要比面 S_1 上的均匀程度好。

需要说明的是, 本文中的无量纲余弦值很大, 并非代表面上的协同角余弦值很大, 仅能代表该余弦值比面上的余弦平均值大, 对于无量纲速度亦然。针对本文中的 K 数, 采用离散点上的数据也可以得到表示^[4]:

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{S \cdot \int_s |V_L| \cos\beta ds}{\int_s |V_L| ds \int_s \cos\beta ds} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n V_{L,i} \cos\beta_i}{\sum_{i=1}^n V_{L,i} \sum_{i=1}^n \cos\beta_i} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \frac{V_{L,i}}{V_L} \frac{\cos\beta_i}{\cos\beta}}{\sum_{i=1}^n \frac{V_{L,i}}{V_L} \sum_{i=1}^n \frac{\cos\beta_i}{\cos\beta}} \\
 &= \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \frac{V_{L,i}}{V_L} \frac{\cos\beta_i}{\cos\beta}}{n \cdot n} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{V_{L,i}}{V_L} \frac{\cos\beta_i}{\cos\beta}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{L,i} \cdot \bar{c}_i}{n}
 \end{aligned} \tag{6}$$

由此可以看出, K 值可以表示为面上各点的无量纲速度 V_L 与无量纲夹角余弦值 \bar{c} 乘积的平均值。

如图 1 所示, 同时在面上以 $\bar{c} = \frac{1}{V_L}$ 曲线作 K 值分界线, 简称 K 线。可以看到, 在 K 值分界线内侧的点均对增加 K 值有利, 在 K 值分界线外侧的点均对增加 K 值不利。因此在 $\bar{c}-V_L$ 图上, 场协同的匹配信息得到一定程度的展示。

同时从 $\bar{c}-V_L$ 图中我们还可以看到, 若要增大换热面上场协同的 F_c 数, 应该尽量对流体及壁面采取措施, 将 C 区和 D 区的部分数据尽量移至 K 线的内侧(注意: 移后的 K 线与匹配线位置将发生变动), 在最好的情况下是将其移动到 A 区与 B 区。

需要指出的是, 用无量纲 $\bar{c}-V_L$ 图体现非稳态情况下的场协同匹配情况时, 使用的无量纲速度若为时均值或面均值, 则相应的无量纲协同角余弦值也应该使用相应的无量纲积分平均值, 而非使用无量纲算术平均值。

对换热面上每一点的 K 值, 在一维坐标下的分布可以用图 2 表示, 图 2 为图 1 上各点的 K 值随一维坐标的分布, 图上任意一点的 K 值表示为:

$$K_i = V_{L,i} \cdot \bar{c}_i \tag{7}$$

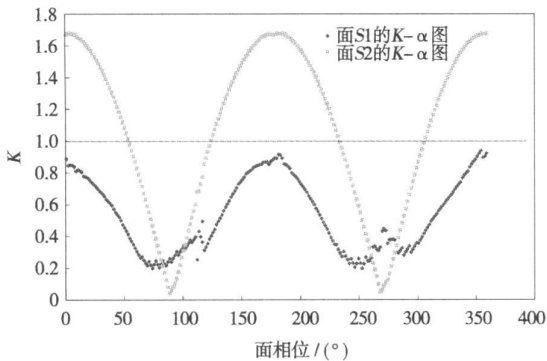


图 2 面上各点场协同匹配性能的 K 图

使用 K 值图可以对表面上的场协同匹配性能

的分布进行分析, 但是其忽略掉了无量纲余弦与无量纲速度二者的大小, 仅能对其积的分布进行评价。如图中面 $S1$ 和 $S2$ 的协同匹配性分布在面相位 0° 与 180° 附近最好, 在 90° 与 270° 附近最差。对于二维的换热表面, 同理作出二维分布的 K 值图表示。

2 结 论

综上所述, 使用场协同原理中大值原则与匹配性原则可以有效的评价强化对流换热过程, 在使用时应用到的主要定义及方法有:

(1) 从场协同原理的基本概念出发, 结合换热面微元处对流换热的实际情况, 将微元面上的协同角余弦取绝对值, 使处理问题时更为合理及简单。

(2) 从场协同的本质出发, 得出了对流换热时场协同指导性原则中大值原则与匹配性原则的量化方法。使用场协同角余弦的算术平均作为场协同性能的平均方法, 提出积分平均协同角的定义方法, 用以评价带速度权的整个换热面上的场协同性能; 提出协同匹配系数的概念, 为积分平均协同角余弦与算术平均协同角余弦的比值, 同时也是无量纲余弦与无量纲速度乘积的平均值, 用以评价换热面上的场协同匹配性能; 提出使用无量纲 $\bar{c}-V_L$ 图与 K 图分析场协同匹配性能在换热面上的分布特性。

参 考 文 献:

[1] 过增元, 黄素逸. 场协同原理与强化传热新技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
 [2] 田文喜. 场协同理论在平行通道内的数值验证[J]. 核动力工程, 2005, 26(3): 238—241.
 [3] 樊菊芳. 球突翅片表面的数值模拟和特性分析[J]. 中国工程热物理学会传热传质学术年会, 2007, 1151—1154.
 [4] 冷学礼. 振动圆管外强化传热机理及污垢生长特性研究[D]. 济南: 山东大学博士学位论文, 2007.

(编辑 韩 锋)

employing an experimental study method with the change characteristics of different flow patterns being observed and analyzed. In addition, two types of improved pulsating heat pipe, favorable for securing a stable circulating flow of the working medium, were designed. The test results indicate that various flow patterns may occur in the pulsating heat pipe under different working conditions, namely, plug flow-, hybrid flow- and annular flow pattern, etc. The flow patterns feature self-adjusting characteristics to any change of heat transferred. To modify the symmetry and equilibrium of the flow passage of the pulsating heat pipe as well as the micro-pump effect of bubbles in the capillary diverging passage will be beneficial to attaining a stable single-direction circulating flow of the working medium. **Key words:** pulsating heat pipe, flow pattern, flow direction, structural improvement

场协同原理在对流换热中的应用方法 = **Methods for Applying Field Synergy Principle in Convection Heat Exchange** [刊, 汉] / LENG Xue-li, ZHANG Guan-min, TIAN Mao-cheng, CHENG Lin (College of Energy Source and Power Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 352 ~ 354

Proceeding from the basic concept of field synergy principle and in combination with a basic understanding of convection heat exchange, the authors have established a quantitative method for maintaining the great value and matching principles in the field synergy guidelines during the convection heat exchange process. The synergy angle definition was improved at a microelement unit on the heat exchange surface, enabling the field synergy principle more adaptive to the convection heat exchange treatment and improving the arithmetic average method for field synergy angles so as to evaluate the synergy performance. An integration average method was put forward to evaluate velocity-weighted integral synergy performance. A concept of synergy matching coefficient was proposed to assess the synergy matching performance. Non-dimensional C-V and K charts were used for analyzing the distribution of synergy matching performance. **Key words:** field synergy, convection heat exchange, synergy matching coefficient

大容量超临界和超超临界压力锅炉炉膛传热公式 = **In-furnace Heat Transfer Formula for Large-capacity Supercritical and Ultra-supercritical Pressure Boilers** [刊, 汉] / ZHAO Ling-ling, ZHOU Qiang-tai (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 355 ~ 361

Analyzed were two parallel-plane radiative heat exchange formulae, which serve as the basic formulae for calculating the radiative heat transfer of in-furnace flames to the surrounding waterwalls in a steam boiler. Derived was the radiation intensity weakening of a one-dimensional (radial direction on a cross section) radiative energy caused by the following factors when the energy is transferred from the furnace center to surrounding wall surfaces. The factors are: absorption of flame media, self radiation and dispersion action. On this basis, a formula for radiative heat transfer in furnace was also deduced with due consideration of the weakening of radiative energy along the cross section direction from the furnace center to the surrounding wall surfaces. By using the derived formula and currently available calculation methods, the furnace outlet flue gas temperatures were calculated respectively when supercritical and ultra-supercritical large-sized pulverized coal utility boilers are burning three kinds of typical bituminous coal with different ash contents. The calculation method was compared with other relevant methods and the deficiencies of the methods in question were analyzed. **Key words:** supercritical and ultra-supercritical pressure boiler, radiative heat transfer, radiative intensity, radiation weakening, pulverized coal boiler, in-furnace flame

循环流化床锅炉翼形墙受热面壁温特性分析 = **Analysis of the Heating-surface Wall Temperature Characteristics of a CFB (Circulating Fluidized Bed) Boiler Wing Wall** [刊, 汉] / LI Yan, LI Wen-kai, WU Yu-xin, YANG Hai-rui (Education Ministry Key Laboratory on Thermal Sciences and Power Engineering, Department of Thermal Energy Engineering, Qinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 362 ~ 366

With the three wing wall typical structures of a circulating fluidized bed boiler serving as an example, namely, $\phi 51 \times$