论文

不同 Ra 数下隔板Rayleigh-Bénard对流系统的流动和增强传热特性

包芸*, 林泽鹏, 何鹏

中山大学航空航天学院, 广州 510275

*联系人, E-mail: stsby@mail.sysu.edu.cn

收稿日期: 2018-07-10; 接受日期: 2018-09-21; 网络出版日期: 2018-12-18

国家自然科学基金(批准号: 11772362, 11452002)资助项目

摘要 本文计算研究 Ra 数对隔板对流系统的流动和增强传热特性的影响. 对于无量纲的狭缝高度 $d=0.02$, 传热通道的无量纲速度 U 和温度 TD 数随 Ra 数的变化有两个阶段, 低 Ra 数时 U 随 Ra 数增高而上升, TD 数变化不大, 高 Ra 数时 U 变化不大, TD 数随 Ra 数增高而下降. 传热 Nu 数随 Ra 数增高而增大, 低 Ra 时 Nu 数随 Ra 数快速上升, $Nu \sim Ra^{1.1}$, 高 Ra 时 Nu 数增大变缓, $Nu \sim Ra^{0.14}$. 与无隔板对流系统 $Nu_{no} \sim Ra^{0.29}$ 对比, Nu 数呈现先快速增大而后变缓的过程, 出现增强传热区间和 Nu 数增强最大值 Nu_q , 为 $7 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$, $Nu_q \approx 3Nu_{no}$, 对应 $Ra|_{Nuq} \approx 10^7$. 不同狭缝高度 d 时速度 U 和 TD 数及 Nu 数随 Ra 数的变化特性曲线特征保持不变, 但会改变特性曲线对应于 Ra 数的位置. 狭缝高度 d 增大, 特性曲线向低 Ra 数方向移动. 不同 d 将改变隔板对流系统 Ra 数的传热增强区间. 三个不同狭缝高度的 Nu 数增强最大值都是 Nu_{no} 的3倍左右, 狭缝高度 d 越大, 对应的 Ra 数越低.

关键词 隔板对流系统, 增强传热, Ra 数, Nu 数最大值, 传热增强区间

PACS: 44.25.+f, 44.15.+a, 47.11.Bc, 47.15.Rq

1 引言

热对流现象普遍存在于自然界和大量的工业应用中. Rayleigh-Bénard(RB)对流系统是研究对流传热的一个重要模型^[1,2]. 有许多关于湍流RB热对流的理论^[3,4]及其物理特性^[5-9]的研究文章发表.

如何提高RB对流系统传热效率是热对流研究的重要问题之一, 也是热对流研究的根本目标, 对许多工业过程中的应用有着非常重要的价值. 已有一些研究

工作通过非常规RB热对流系统来提高传热效率. Zhong等人^[10]研究热对流两相流的增强传热作用. Guzman等人^[11]通过气泡成核的湍流热对流实验发现可增强传热效率. Zhang等人^[12]对粗糙底板RB热对流进行计算研究, 发现小粗糙高度 h 传热 Nu 减小, 随 h 变大热传输增强. Huang等人^[13]讨论几何约束可以导致传热效率的显著增强. Weiss等人^[14]研究在旋转热对流实验中的传热增强特性.

在工程应用方面, 通过在换热表面分布不同结构

引用格式: 包芸, 林泽鹏, 何鹏. 不同 Ra 数下隔板Rayleigh-Bénard对流系统的流动和增强传热特性. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2019, 49: 044701
Bao Y, Lin Z P, He P. Influence of Ra number on flow and heat transfer in partitioned Rayleigh-Bénard convection (in Chinese). Sci Sin-Phys Mech Astron, 2019, 49: 044701, doi: 10.1360/SSPMA2018-00252

的翅片, 影响边界层厚度, 同时可以扩大表面积、增加传热系数, 目前已有大量的相关研究^[15]. Hajmohammadi^[16]对多尺度环形翅片的结构进行优化设计, 优化结果表明组件几何变量数量的增加能显著提高组件热性能. Fugmann等人^[17]对软钎焊铜制微针翅丝结构的流体流动和传热特性进行了实验表征. 与百叶窗翅片的特性进行比较. 针翅的传热系数是百叶窗翅片的2倍. Xue等人^[18]提出并研究了3种新型的波形板翅片, 结果表明, 与传统的波形翅片相比, 射孔、锯齿、破碎等强化传热技术具有旋流流动和流体混合效率高等优点.

Bao等人^[19]在RB对流系统中加入竖直隔板并在隔板顶端留下微小缝隙, 发现可以成倍增强系统传热效率, 隔板数目增加到28块, 宽高比 $\Gamma=5$ 的RB装置在 $Ra=10^8$, $Pr=5.3$ 时传热 Nu 数可以达到无隔板时的2倍多. 包芸等人^[20]对隔板对流系统做了进一步的数值研究, 发现狭缝高度的改变可使传热效率进一步提高, 可达无隔板装置的3.1倍, 并讨论了传热通道中的温度漂移特性. 林泽鹏和包芸^[21]探讨隔板对系统中多个几何参数的重要性, 发现系统的宽高比对流动和传热特性的影响不大, 狭缝高度是隔板对流系统中的关键几何参数.

隔板热对流装置的热对流传热增强特性具有重大的研究价值. 本文通过二维DNS数值模拟对隔板热对流系统的成倍传热增强特性进行研究. 研究模型取宽高比为2并在其内加入10块厚度为0.12的隔板, 计算 $Pr=5.3$ 情况下系列 Ra 数的隔板热对流系统的流动和传热特性. 讨论隔板对流系统传热通道中典型的物理量, 平均速度 U 和表征温度分布的 TD 数, 以及系统的传热 Nu 数随 Ra 数的变化特性及规律.

2 数值计算方法与隔板热对流系统增强传热特性

2.1 数值计算方法

上底板冷却下底板加热的RB系统形状为高 H 、宽 d 、厚 W 的矩形. 隔板对流系统的设计为在对流系统中, 加入与前后侧壁连接的等间距隔板, 隔板与上下底板间留有微小狭缝.

隔板对流系统的几何模型如图1(a)所示. 图1(b)为隔板对流系统的局部放大图并给出关键几何参数的定义, 其中 l 表示隔板厚度, d 为狭缝高度, b 为传热通道的宽度, 所有几何参数是均以系统高度 H 为单位的无量纲量.

通过大量数值计算发现, 在隔板数目较多传热通道单向层流流动化时, 隔板对流系统具有很好的二维性流动特征, 且与三维系统有相同的传热特性^[20]. 因此, 本文采用二维DNS计算, 讨论具有单向层流的隔板对流系统在不同 Ra 数情况下的流动和传热特性.

在Boussinesq假设下, 无量纲化后的二维RB热对流的描述方程为

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \\ \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = -\nabla P + \frac{1}{\sqrt{Ra/Pr}} \nabla^2 \mathbf{V} + \theta \hat{z}, \\ \frac{\partial \theta}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla) \theta = \frac{1}{\sqrt{Ra \cdot Pr}} \nabla^2 \theta. \end{cases}$$

无量纲化速度 V^* 和温度 θ^* , 以及表征系统传热特性的 Nu 公式如下, 其中 ΔT 为上下板温差, $\langle \rangle_{x,t}$ 表示对括号中的物理量时间平均后, 在沿着 x 方向平均.

$$V^* = \sqrt{Ra/Pr} \frac{v}{H},$$

$$\theta^* = \Delta \theta,$$

图 1 (网络版彩图) (a) 隔板对流装置示意图; (b) 隔板对流装置局部放大图

Figure 1 (Color online) (a) The model diagram of partition convection device; (b) an enlarged portion of the partition convection device.

$$Nu = \sqrt{Ra/Pr} < v\theta >_{x,t} - \frac{\partial < v\theta >_{x,t}}{\partial y},$$

式中, V 为速度, p 为压力, θ 为温度, 方程中的无量纲参数 Ra 为瑞利数, Pr 为普朗特数. 计算边界条件为下底板为加热, 无量纲温度 $\theta=0.5$, 上底板为冷却, 无量纲温度 $\theta=-0.5$. 速度边界条件为无滑移边界, 左右侧壁为绝热边界. 采用常用的交错网格, 时间方向采用一阶精度, 空间采用二阶精度离散格式. 在本研究中, 水平网格为等距的, 垂直网格由于边界层及狭缝内流动计算的需要采用非等距网格. 网格数为 2000×450 , 在相同狭缝高度下, 狭缝区域采用 20 个网格计算和 10 个网格计算的结果, Nu 数相差在 $1/100$ 以内. 本文涉及所有狭缝尺寸, 均使得狭缝区域至少有 10 个网格以上, 以保证狭缝中水平流动的计算.

对应于实验, 计算参数取为 $Pr=5.3$, 隔板宽度 $\Gamma=0.12$.

2.2 隔板对流系统的成倍增强传热现象

已有研究表明^[19], 在隔板热对流实验中, 随着隔板的数量从 0 增加到 6, 传热 Nu 数明显呈现单调递增, 最大增加 32.7%. 隔板限制了对流系统中的流动却不阻碍传热, 反而增强了传热. 采用二维数值模拟对隔板对流系统的流动和传热特性进行研究, 发现了传热增强的原因. 对给定的 $Ra=10^8$, 计算结果表明随着隔板数量的增加, 传热增强的趋势继续延伸, 直到隔板数 $n=28$, 最大传热 Nu 数提高 130%. 通过分析隔板间传热通道中温度和速度的变化, 发现了隔板对流系统增强传热的物理原因.

对足够多隔板, 由于系统宽高比 Γ 对隔板对流系统的流动和传热特性影响很小^[21]. 为减小计算工作量, 本文中的计算系统宽高比 $\Gamma=2$, 隔板数 $n=10$.

图 2 给出隔板对流系统中的温度和速度分布, 系统宽高比 $\Gamma=2$, 隔板数 $n=10$, 狭缝高度 $d=0.02$. 通过分析隔板间传热通道中温度和速度的变化, 得到了隔板对流系统增强传热的物理原因. 从图 2 中可以看到, 加入狭缝隔板的热对流系统出现了明显的对称破缺分岔. 系统内的湍流大尺度环流流动被破坏, 在传热通道中的流动变为了单向层流流动, 且流动方向呈现交替变换. 相邻传热通道间的流动通过隔板顶部狭缝中水平流动, 保证流动的连续性. 更特别的是, 由于隔板顶端狭缝尺寸细小, 与温度边界层厚度同量级, 横向流动在温

图 2 (网络版彩图) $Ra=1 \times 10^8$, $Pr=5.3$ 时, 隔板对流系统中温度场和速度场, 其中颜色表示温度, 矢量为纵向速度

Figure 2 (Color online) The temperature field and velocity field in the partitioned convection system with $Ra=1 \times 10^8$, $Pr=5.3$, the color represents magnitude of temperature and the vector represents longitudinal velocity.

度边界层中带动温度的横向输运, 使得传热通道中的温度分布出现漂移, 致使高温流体单向向上流动而低温的流体单向向下流动, 从而导致整体传热 Nu 数的大幅度提高.

3 Ra 数对狭缝隔板对流系统的流动和增强传热特性的影响

通过计算研究分析得到了隔板对流系统传热增强的基本流动原理, 本文将进行 Ra 数对隔板对流系统中典型物理量变化特性的影响的计算研究.

3.1 隔板对流系统流动的典型物理量

在隔板对流系统中存在 3 个较重要的物理量, 传热通道中的单向流动速度 v 和温度分布 θ , 如图 2 中显示, 以及整体的传热 Nu 数. 取传热通道中间高度的平均速度 U 表征速度特性.

由于传热通道中的温度分布不均匀, 取传热通道温度分布的水平平均值, 再对高度方向积分, 计算温度特征 TD 数 (Temperature Distribution), 求得的 TD 数可以反映整个通道的温度漂移量特性. 同时从计算的控制方程上看, 无量纲的温度 TD 数也表征传热通道中由温度漂移产生的总浮力.

给定狭缝高度 d , 系统两侧传热通道中受侧壁影响平均速度 U 和 TD 数略有不同, 隔板对流装置中速度 U 和 TD 数正负相间分布, 且绝对值基本一致, 表明每个

传热通道的流动速度和温度漂移量值基本一样^[20].

通过隔板对流系统的平均场, 可以计算隔板对流系统的传热 Nu 数.

3.2 传热通道速度和温度随 Ra 的变化特性

以 $Ra=10^8$ 计算结果作为计算初场, 增加或降低 Ra 数. 以通道平均速度 U 作为评判标准, 每次改变 Ra 数的计算都做到足够稳定, 然后再以最终结果做初场, 继续增加或降低 Ra 进行计算. 这样改变 Ra 数的原因有两点: 一点是可以省去建立初场的计算时间, 以提高计算有效性; 另一点是有效地保证传热通道中的流动方向成交替变换状态, 防止没有流动的传热通道出现. 没有流动传热通道的问题将在后续的工作中详细讨论.

通过一系列的计算, 得到了一组 Ra 数隔板对流系统的流动情况. 相对于实验的 Ra 数范围^[19] $3.5 \times 10^7 < Ra < 8 \times 10^9$, 计算进行的 Ra 数范围很宽, $10^5 < Ra < 5 \times 10^9$ 的15个算例, Ra 数的每一个量级变化中包含3个典型算例.

传热通道中的速度 U 和温度 TD 随 Ra 的变化情况如图3所示. 速度 U 和 TD 随 Ra 数的变化有典型的两个阶段. 在 Ra 较小时, TD 数基本维持在0.3–0.5之间, 逐步增加后接着开始下降, 速度 U 则随 Ra 数增加而上升. TD 数下降到 $TD \approx 0.3$ 时形成第二个阶段, 速度 U 和 TD 数都随 Ra 数有一个线性变化区域, U 随 Ra 变化不大, TD 数随 Ra 数下降. 此时 TD 数随 Ra 数存在标度关系, 温度 TD 数对 Ra 数的标度关系为 $TD \sim Ra^{-0.40}$. 如图3所示, TD 数随 Ra 数变化的拟合直线与 TD 为0.5的直线相交于一点, 定义为 Ra_{TD} , 代表 TD 数与 Ra 数标度关系的转折位置.

图3 (网络版彩图) 平均速度 U 和温度特性量 TD 数随 Ra 的变化, 其中温度的极限值是0.5

Figure 3 (Color online) The average velocity U and the TD number with the change of Ra , and the limit value of temperature is 0.5.

为了分析速度和温度随 Ra 数变化特性的两个阶段, 计算得到不同 Ra 数传热通道的速度和温度分布图. 由于流动相间分布, 每个 Ra 数给出一个中间部位典型的一个向上流动和一个向下流动通道的速度和温度分布.

图4为不同 Ra 数时传热通道中的速度和温度分布图, 图4中速度矢量采用相同的单位长度, 因此矢量长度大致可反映速度大小, 各通道中的平均速度 U 的数值大小如图3所示. 可以看到, 在隔板厚度 $l=0.12$ 和狭缝高度 $d=0.02$ 的情况下, 传热通道中都是单向流动, 高温向上流动和低温向下流动都是向上传热的热流. $Ra \leq 2 \times 10^6$ 时温度分布有共同的特点, 就是在向上流动的热通道中下半部分温度 $\theta=0.5$, 向下流动的热通道中

图4 (网络版彩图) 传热通道中温度和速度分布随不同 Ra 数的变化, 下方数字是对应的 Ra 数

Figure 4 (Color online) The temperature and velocity distribution in the heat transfer channel varies with different Ra numbers, and numbers below the image are the corresponding Ra number.

上半部分温度 $\theta=-0.5$, 其值为底板温度. 只是在 Ra 数较低时速度很小, 热流流动量小导致高温分布不能充满传热通道. 因此, 在低 Ra 数时作为整个传热通道积分得出的 TD 数值小于0.5. 随着 Ra 增大, 速度逐渐增大, 底板温度直接充满这个通道, 此时的 $TD \approx \pm 0.5$. 当 $Ra \geq 5 \times 10^6$, 可以看到传热通道中的温度值大小开始下降, 速度大小基本保持不变. 温度从开始时基本充满整个传热通道, 到变化为在底部有一个三角形温度区连接一条细的热流向上或向下运动. 随着 Ra 数的增高, 含有温度的热流线越来越细. 当 $Ra \geq 10^9$ 时靠近底板部分流动已出现局部回流. 多个时间的流动特性分析发现, 此时热流或冷流流动左右摆动, 流动开始失稳, 因此 TD 数的变化也开始偏离与 Ra 数的标度律变化关系.

由此可见, 速度 U 和温度分布随 Ra 的变化存在典型的两个区间, 低 Ra 数的温度值接近底板温度且变化不大而速度 U 不断增大, 及高 Ra 数的速度 U 变化不大而温度值下降. 这些特征变化规律将影响隔板对流系统成倍增强传热效率的特性. 传热通道中速度和温度分布两个阶段特性的产生原因, 还需对隔板对流系统中流动和温度分布的变化特性进行更加细致的研究.

3.3 传热 Nu 数随 Ra 的变化特性

在粗糙底板的热对流实验中发现, 在较低 Ra 数范围传热 Nu 数随 Ra 数的变化标度律值约为0.5, 认为粗糙底板热对流的传热特性接近GL理论的“终极态”^[22]. 随后的实验扩展了 Ra 数范围, 结果发现当 Ra 数增高后, Nu 数随 Ra 数的变化标度律值又变回到0.3左右^[23]. Bao等人^[19]认为对于隔板对流系统对流换热增强的效果, 是由于隔板两侧的冷热羽流, 自组织形成了一个环绕隔板的环流结构, 在狭缝两端形成水平压力梯度, 推动狭缝的喷流, 使得壁面边界层受到剪切作用.

讨论隔板对流系统的 Nu 数随 Ra 数的变化特性. 图5给出了 Nu 数随 Ra 数的变化, 同时给出对应宽高比为2的无隔板二维热对流计算的传热 Nu 数, 用于对比隔板对流系统的传热增强效果. 考虑到 Nu 数变化与温度和速度随 Ra 数变化存在两个区域的相关性, 给出对应的温度特征量 TD 数分布.

图5中可以看到, 无隔板热对流的 Nu 数 Nu_{no} 基本呈线性, 表明在无隔板对流系统中传热 Nu 数与 Ra 数有很好的标度律关系, 计算得到 $Nu_{no} \sim Ra^{0.29}$. 图5中明显看到, 隔板对流系统的 Nu 数随 Ra 数的变化特性同样存在

图5 (网络版彩图) Nu 及 TD 数随 Ra 数的变化, 蓝菱形点为隔板对流系统的 Nu 数, 黑方点为 TD 数, 玫红点为无隔板 Nu 数 Nu_{no} .

Figure 5 (Color online) The Nu and TD numbers vary with the Ra number, the blue diamond points are the Nu number of the partitioned convection system, and the black square points represent TD number. The rose-carmin points is the Nu number Nu_{no} of the systems without partitions.

两个阶段. 对两个阶段 Nu 数随 Ra 数的变化曲线进行拟合, 拟合直线的交点所对的 Ra 定义为 Ra_{Nu} , 代表两个标度区的过渡位置. 在 Ra 较低时随 Ra 数快速增加, 在 Ra 数较高时随 Ra 数缓慢增加, 并与 TD 数和速度的变化规律存在对应 Ra 数的关系. 在 Ra 数较低的 TD 数变化不大的阶段, 传热 Nu 随 Ra 增高快速增加并存在标度律关系, $Nu \sim Ra^{1.1}$, 这个结果与粗糙底板的结果^[22] $Nu \sim Ra^{0.5}$ 相比 Nu 数随 Ra 数变化增加更快. 高 Ra 数 TD 数下降阶段, 传热 Nu 随 Ra 增高而增加变缓, 也存在标度律关系, $Nu \sim Ra^{0.14}$, 此时与粗糙底板的结果相比, Nu 数随 Ra 数的变化比粗糙底板的结果^[23] $Nu \sim Ra^{0.3}$ 增加更缓慢.

隔板对流系统的传热 Nu 数随 Ra 数的变化特点, 初始低 Ra 数时 Nu 数比无隔板系统的 Nu_{no} 数小, 但第一阶段隔板系统的 Nu 数随 Ra 数的变化 $Nu \sim Ra^{1.1}$, 比无隔板 $Nu_{no} \sim Ra^{0.29}$ 增加快速, 在 $Ra \approx 7 \times 10^5$ 时隔板对流系统的传热 Nu 数开始大于无隔板时的传热 Nu 数, 即当 $Ra \geq 7 \times 10^5$ 时 $Nu > Nu_{no}$. 到第二阶段, $Ra \geq 10^7$, Nu 数随 Ra 数的变化 $Nu \sim Ra^{0.14}$, 比无隔板 $Nu_{no} \sim Ra^{0.29}$ 时增加缓慢, 但由于先前 Nu 数的快速增加使得第二阶段隔板对流系统的 Nu 数都高于无隔板时的 Nu_{no} . 由于两个阶段的不同变化特性, 如图5所示, 形成了隔板对流系统的 Nu 数大于无隔板时的 Nu_{no} 的 Ra 数区间, 并具有 Nu 数增强

传热的最大值 Nu_q .

计算隔板对流系统的传热 Nu 数增强最大值 Nu_q , 约是无隔板时 Nu_{no} 的3倍, 由此传热效率提高了200%, 对应 $Ra|_{Nuq} \approx 10^7$. 已有计算结果的传热增强 Ra 区间为 $7 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$.

隔板对流系统的 Nu 数随 Ra 数的变化特性, 与 TD 数和速度 U 随 Ra 数的变化规律都有两个阶段, 3个典型物理量两个阶段的 Ra 数转折位置是一致的. 其中的物理原因尚待进一步的研究.

3.4 不同狭缝高度 d 对系统流动和传热的影响

狭缝高度 d 是隔板对流系统中的关键几何参数^[21], 它的变化影响系统的流动特性和传热特性.

分别计算3个狭缝高度 $d=0.01$, $d=0.02$, $d=0.03$ 的隔板对流系统不同 Ra 数的系列流动, 讨论狭缝高度 d 对隔板对流系统的流动和传热特性随 Ra 变化规律的影响.

图6给出了不同狭缝高度隔板对流系统的 TD 数和速度 U 随 Ra 的变化情况. 可以看到, 不同的狭缝高度 d 的 TD 数和速度 U 随 Ra 数的变化规律都为两个阶段, 但对应 Ra 数的位置会改变.

图6(a)中的 TD 数都存在一段接近温度极值0.5的变化段, 而且是由小变大而后再变小的过程. 随后有一段直线下降段, 下降的斜率基本一致, TD 数对 Ra 数的标度关系为 $TD \sim Ra^{-0.40}$. 所不同的是, 当狭缝宽度减小 $d=0.01$ 时, TD 数曲线向 Ra 变大的右边移动, 当狭缝宽度增大 $d=0.03$ 时, TD 数曲线向 Ra 变小的左边移动. 狭

缝高度的变化使的 TD 数随 Ra 数的变化特性曲线, 随狭缝高度 d 增大而向 Ra 数变小的方向平移.

图6(b)中的速度也分为两个阶段, 速度上升段和基本不变段. 随 Ra 数的变化特性曲线位置也同 TD 数一样, 随狭缝高度 d 增大而向 Ra 数变小的方向移动. 与 TD 数变化规律的不同之处是, 受狭缝水平流动流量的限制, 在传热通道中的平均速度 U 在基本不变的第二段, 较小的狭缝高度 d 对应的通道速度 U 小于较大狭缝高度 d 对应的通道速度 U .

图7中显示的是不同狭缝高度 d 对传热 Nu 数随 Ra 数变化特性的影响. 同图6中狭缝高度 d 对 TD 数随 Ra 数变化特性的影响一致, 3组 Nu 数随 Ra 数的变化特性规律不变, 狭缝高度 d 的增大会使 Nu 数随 Ra 数的变化特性曲线向 Ra 数变小的方向移动. TD 数和 Nu 数标度区开始的位置也随之向 Ra 数变小的方向移动, 具体数值如表1所示. Nu 数随 Ra 数的两个变化阶段都保持原有的变化特性, 第一阶段 Nu 数随 Ra 数的变化 $Nu \sim Ra^{1.1}$, 第二阶段 Nu 数随 Ra 数的变化 $Nu \sim Ra^{0.14}$, 第二阶段隔板

表 1 在高 Ra 数时 TD 数和 Nu 数标度区开始的 Ra 随狭缝高度 d 的变化

Table 1 Ra at the beginning of scale area of TD number and Nu number varies with different heights of gaps d at high Ra number

狭缝高度	Ra_{TD}	Ra_{Nu}
$d=0.01$	3.607×10^7	3.722×10^7
$d=0.02$	3.764×10^6	4.040×10^6
$d=0.03$	1.225×10^6	1.232×10^6

图 6 (网络版彩图) (a) 不同狭缝高度 d 温度 TD 数随 Ra 的变化; (b) 不同狭缝高度 d 速度 U 随 Ra 的变化

Figure 6 (Color online) (a) TD number vary with Ra number under different heights of gaps d ; (b) velocity U vary with Ra number under different heights of gaps d .

图 7 (网络版彩图)不同狭缝高度 d 传热 Nu 数随 Ra 的变化. 小图是 $Nu/Ra^{0.29}$ 随 Ra 数的变化

Figure 7 (Color online) The heat transfer Nu number varies with Ra number at different heights of gaps d . Inset: the change of $Nu/Ra^{0.29}$ with Ra number.

对流系统的 Nu 数都高于无隔板时的 Nu_{no} . 由于 Nu 数曲线的向右移动, 不同狭缝高度 d 使得增强传热作用的 Ra 数区间发生改变, $d=0.01$ 的增强传热区间 $1 \times 10^7 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$, $d=0.02$ 时 $7 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$, $d=0.03$ 时 $3 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$. 图7中的小图给出的数 $Nu/Ra^{0.29}$ 随 Ra 数的变化, 此时无隔板热对流的传热 Nu 数基本上为常值, $Nu_{no}/Ra^{0.29} \approx 0.12$. 加入隔板3个狭缝高度的传热 $Nu/Ra^{0.29}$ 的结果, 其最大值在0.36–0.39之间, 可见传热 Nu 数最大值 Nu_q 都是无隔板时 Nu_{no} 的3倍左右, 只是对应的 Ra 数不同. 如表2所示, 狭缝高度 d 越小对应最大增强传热的 Ra 数值越大, $d=0.01$ 时最大传热增强对应 $Ra|_{Nuq} \approx 10^8$, $d=0.02$ 时最大传热增强对应 $Ra|_{Nuq} \approx 10^7$, $d=0.03$ 时最大传热增强对应 $Ra|_{Nuq} \approx 2 \times 10^6$. 包芸等人^[20]研究特定 $Ra=10^8$ 的计算系列结果中 $d=0.01$ 时传热增强最大, 与本文讨论的传热变化规律一致.

关键几何参数狭缝高度 d 的变化, 不改变隔板对流系统温度和速度以及传热 Nu 数随 Ra 数的变化规律特性, 但会造成这些特性曲线对应于 Ra 数的位置移动, 从而影响特定 Ra 数情况下的传热增强效果.

4 结论

提高传热效率是热对流研究的重要问题之一, 有

表 2 不同狭缝高度下最大增强传热时对应的 Ra , Nu_{no} 与 Nu_q

Table 2 Ra , Nu_{no} and Nu_q corresponding to maximum heat transfer enhancement at different heights of gaps

狭缝高度	Ra	Nu_{no}	Nu_q
$d=0.01$	1×10^8	27.13	77.03
$d=0.02$	1×10^7	13.89	42.24
$d=0.03$	2×10^6	8.58	24.83

着非常重要的工业应用价值. 将顶端留有微小狭缝的隔板插入到对流系统中, 能够成倍增强传热效率. 本文采用二维数值模拟对隔板对流系统的倍增传热特性进行研究, 讨论隔板对流系统中典型的物理量速度 U 和温度 TD 数以及传热 Nu 数随 Ra 数的变化规律. 通过对狭缝高度 $d=0.02$ 的隔板对流系统流动与温度分布特性和传热特性的详细分析, 以及不同狭缝高度 d 对典型物理量的影响研究, 得到以下结论:

(1) 对于狭缝高度 $d=0.02$, 在 Ra 数 $1 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$ 范围中, 隔板对流系统传热通道中的平均速度 U 和温度 TD 数随 Ra 数的变化有两个阶段. Ra 较低时, U 随 Ra 数增加而上升, TD 数维持在0.3–0.5之间, Ra 数较高时, 速度 U 和 TD 数都随 Ra 数在双对数坐标中有一个线性变化区域, U 随 Ra 变化不大, TD 数随 Ra 数下降, TD 数对 Ra 数存在标度律关系, 为 $TD \sim Ra^{-0.40}$.

(2) 传热 Nu 数随 Ra 数增高而增大, 传热 Nu 数的变化与 TD 数的变化规律存在对应关系. 低 Ra 时, Nu 数随 Ra 数变化快速上升, 与 Ra 数之间存在标度律关系, $Nu \sim Ra^{1.1}$, 高 Ra 时 Nu 数随 Ra 数的增大变缓, 其标度律关系为 $Nu \sim Ra^{0.14}$. 与无隔板对流系统的 Nu 数随 Ra 数的变化关系 $Nu_{no} \sim Ra^{0.29}$ 对比, 隔板对流系统的传热 Nu 数变化呈现先快速增大后增大变缓的过程, 因而造成隔板对流系统出现 Ra 数的传热增强区间, 并存在传热增强最大值, 传热增强 Ra 区间为 $7 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$, Nu 数增强最大值 Nu_q 是无隔板时 Nu_{no} 的3倍左右, 提高了200%, 对应增强最大值 Ra 数 $Ra|_{Nuq} \approx 10^7$.

(3) 探讨隔板对流系统的关键几何参数狭缝高度 d 对上述物理量随 Ra 数变化规律的影响, 计算了3个狭缝高度 $d=0.01$, $d=0.02$ 和 $d=0.03$ 的系列 Ra 数结果. 结果显示, 狭缝高度 d 的变化将保持速度 U 和温度 TD 数以及传热 Nu 数随 Ra 数的变化规律特性, 但会使这些特性曲线对应于 Ra 数的位置移动. 狭缝高度 d 越大, 特性曲线

对应 Ra 数的位置越向低 Ra 数的右方向移动, 因而改变隔板对流系统传热增强的 Ra 数区间. 3个传热 Nu 数增强最大值 Nu_q 都是无隔板时 Nu_{no} 的3倍左右, 狭缝高度 d 越大, 对应 Nu_q 的 Ra 数越低.

参考文献

- Ahlers G, Grossmann S, Lohse D. Heat transfer and large scale dynamics in turbulent Rayleigh-Bénard convection. *Rev Mod Phys*, 2009, 81: 503–537, arXiv: [0811.0471](#)
- Xia K Q. Current trends and future directions in turbulent thermal convection. *Theor Appl Mech Lett*, 2013, 3: 052001
- Ahlers G, Bodenschatz E, Funfschilling D, et al. Logarithmic temperature profiles in turbulent Rayleigh-Bénard convection. *Phys Rev Lett*, 2012, 109: 114501, arXiv: [1204.6465](#)
- Zhou Q, Xia K Q. Physical and geometrical properties of thermal plumes in turbulent Rayleigh-Bénard convection. *New J Phys*, 2010, 12: 075006, arXiv: [1002.2275](#)
- van der Poel E P, Stevens R J A M, Lohse D. Comparison between two- and three-dimensional Rayleigh-Bénard convection. *J Fluid Mech*, 2013, 736: 177–194
- Huang M J, Bao Y. Characteristics of flow and thermal boundary layer in turbulent Rayleigh-Bénard convection (in Chinese). *Acta Phys Sin*, 2016, 65: 153–160 [黄茂静, 包芸. 湍流热对流近底板流态与温度边界层特性. *物理学报*, 2016, 65: 153–160]
- Huang M J, Bao Y. Logarithmic mean temperature profiles in turbulent Rayleigh-Bénard convection (in Chinese). *Sci Sin-Phys Mech Astron*, 2017, 47: 064701 [黄茂静, 包芸. 湍流Rayleigh-Bénard热对流温度剖面对数律研究. *中国科学: 物理学 力学 天文学*, 2017, 47: 064701]
- Ye M X, Bao Y. Flow characteristics of turbulent convection with different Prandtl numbers (in Chinese). *Chin J Hydrodyn*, 2017, 32: 463–469 [叶孟翔, 包芸. 不同 Pr 数湍流热对流流动特征. *水动力学研究与进展(A辑)*, 2017, 32: 463–469]
- Bao Y, Gao Z Y, Ye M X. Numerical study of Prandtl number effects in turbulent thermal convection (in Chinese). *Acta Phys Sin*, 2018, 67: 182–188 [包芸, 高振源, 叶孟翔. 湍流热对流Prandtl数效应的数值研究. *物理学报*, 2018, 67: 182–188]
- Zhong J Q, Funfschilling D, Ahlers G. Enhanced heat transport by turbulent two-phase Rayleigh-Bénard convection. *Phys Rev Lett*, 2009, 102: 124501, arXiv: [0812.2507](#)
- Guzman D N, Xie Y, Chen S, et al. Heat-flux enhancement by vapour-bubble nucleation in Rayleigh-Bénard turbulence. *J Fluid Mech*, 2016, 787: 331–366
- Zhang Y Z, Sun C, Bao Y, et al. How surface roughness reduces heat transport for small roughness heights in turbulent Rayleigh-Bénard convection. *J Fluid Mech*, 2018, 836: R2
- Huang S D, Kaczorowski M, Ni R, et al. Confinement-induced heat-transport enhancement in turbulent thermal convection. *Phys Rev Lett*, 2013, 111: 104501
- Weiss S, Wei P, Ahlers G. Heat-transport enhancement in rotating turbulent Rayleigh-Bénard convection. *Phys Rev E*, 2016, 93: 043102
- Sheikholeslami M, Gorji-Bandpy M, Ganji D D. Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renew Sustain Energy Rev*, 2015, 49: 444–469
- Hajmohammadi M R. Design and analysis of multi-scale annular fins attached to a pin fin. *Int J Refrigerat*, 2018, 88: 16–23
- Fugmann H, Di Lauro P, Sawant A, et al. Development of heat transfer surface area enhancements: A test facility for new heat exchanger designs. *Energies*, 2018, 11: 1322
- Xue Y, Ge Z, Du X, et al. On the heat transfer enhancement of plate fin heat exchanger. *Energies*, 2018, 11: 1398
- Bao Y, Chen J, Liu B F, et al. Enhanced heat transport in partitioned thermal convection. *J Fluid Mech*, 2015, 784: R5
- Bao Y, Lin Z P, Ding G Y. Effect of gaps' height on multiplication of heat transfer and characteristics of temperature drift (in Chinese). *Comput Aid Eng*, 2017, 26: 57–62 [包芸, 林泽鹏, 丁广裕. 狭缝高度对传热倍增及温度漂移特性的影响. *计算机辅助工程*, 2017, 26: 57–62]
- Lin Z P, Bao Y. Influence of geometric parameters on flow and temperature characteristics in partitioned thermal convection (in Chinese). *Sci Sin-Phys Mech Astron*, 2018, 48: 054702 [林泽鹏, 包芸. 隔板对流系统中影响流动和温度特性的关键几何参数. *中国科学: 物理学 力学 天文学*, 2018, 48: 054702]
- Xie Y C, Xia K Q. Turbulent thermal convection over rough plates with varying roughness geometries. *J Fluid Mech*, 2017, 825: 573–599, arXiv: [1703.03137](#)

- 23 Zhu X, Stevens R J A M, Verzicco R, et al. Roughness-facilitated local 1/2 scaling does not imply the onset of the ultimate regime of thermal convection. *Phys Rev Lett*, 2017, 119: 154501, arXiv: [1704.05126](https://arxiv.org/abs/1704.05126)

Influence of Ra number on flow and heat transfer in partitioned Rayleigh-Bénard convection

BAO Yun^{*}, LIN ZePeng & HE Peng

School of Aeronautics and Astronautics, Sun Yat-Sen University, Guangzhou 510275, China

The influence of Ra number on the flow and the enhancement of heat transfer characteristics of the partitioned convection system are studied. For the gap height $d=0.02$, the velocity U and the temperature TD number of the heat transfer channels in the partitioned convection system are two stages with the Ra number, the U increases and the TD number changes little in the low Ra number range, the U changes little and the TD number decreases in the high Ra number range. The Nu number increased with Ra , and the Nu number increased rapidly in low Ra stage, $Nu \sim Ra^{1.1}$, and Nu number increased slowly down in high Ra stage, $Nu \sim Ra^{0.14}$. Compared with the Rayleigh-Bénard convection System ($Nu_{no} \sim Ra^{0.29}$), the partitioned convection system has enhanced heat transfer interval which is $7 \times 10^5 \leq Ra \leq 5 \times 10^9$ and the maximum Nu_q , $Nu_q \approx 3Nu_{no}$. For three different gap height d , the characteristic of the velocity U and TD number and the Nu number with the Ra number are unchanged, but the position of the characteristic curve corresponding to the Ra number is changed. The characteristic curve moves in the direction of low Ra number when the gap height d increases. The different d will change the enhanced heat transfer interval of the Ra number. The maximum Nu_q of the partitioned convection system with three different gap heights is about 3 times of Nu_{no} , and the Ra corresponding to Nu_q decrease when the gap height d increases.

partitioned convection system, improvement of heat transfer, Ra number, maximum value of Nu number, interval of heat transfer enhancement

PACS: 44.25.+f, 44.15.+a, 47.11.Bc, 47.15.Rq

doi: [10.1360/SSPMA2018-00252](https://doi.org/10.1360/SSPMA2018-00252)