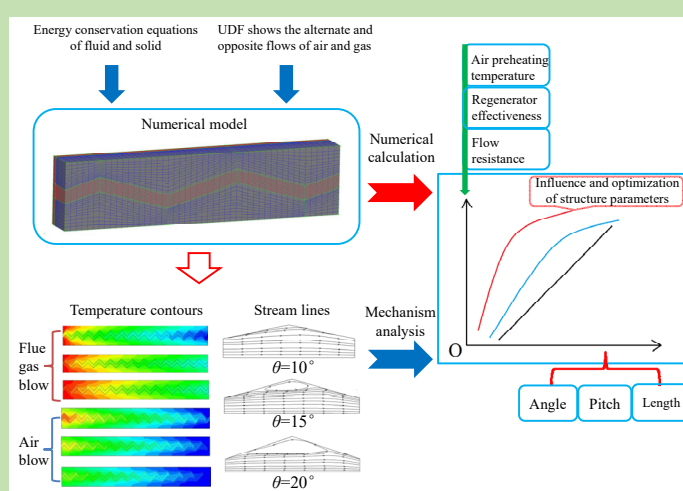


Numerical simulation of heat transfer enhancement in honeycomb regenerators with expansion and contraction square channels

Zhongda WU^{1,2}, Yonghua YOU^{1,2,3,4*}, Sheng WANG^{1,2}, Zhuang ZHANG^{1,2}, Sikai ZHOU^{1,2}, Fangqin DAI^{1,2,3,4}, Zhengming YI^{1,2}

1. Key Laboratory of Iron and Steel Metallurgy and Resource Utilization, Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430081, China
2. National-provincial Joint Engineering Research Center of High Temperature Materials and Lining Technology, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430081, China
3. International Research Institute for Steel Technology, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430081, China
4. Collaborative Innovation Center for Advanced Steels, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430081, China

Abstract: In this work, expansion and contraction square channels were presented for honeycomb regenerators to recover more waste heat from flue gas. A 3D numerical model of unsteady heat transfer was built with ANSYS Fluent for the new type of regenerators and user-defined functions (UDFs) were compiled to express the changes of fluid type, inlet velocity and temperature, etc. due to the switch between the flue gas and air blows. The current numerical model was validated by comparing its predicted results to experimental data in the literature. With the present model, the effects of expansion and



contraction angle (θ), pitch (S) and regenerator length (L) on the performances of heat transfer and flow resistance were investigated for the novel regenerators. Temperature contours were presented to discuss the physical mechanism for the performance enhancement of regenerators with the expansion and contraction square channels. Numerical results confirmed that the expansion and contraction channels can improve the performance of honeycomb regenerators effectively, and regenerator effectiveness was improved by about 5 percentage under the premise of a limited increment of pressure loss. Besides, it was found that the longer the new regenerator, the better heat transfer performance it had. For the regenerators with a constant L , when the θ (or S) was fixed, the heat transfer performance can become better with the increment of S (or θ). However, the overall performance of the regenerator with a big θ can be undesirable because of its large flow resistance. The current numerical study on the heat transfer enhancement of honeycomb regenerators via the secondary development of CFD software presented a new way for the optimal design and performance improvement of regenerative heat exchangers.

Key words: honeycomb regenerator; expansion and contraction channel; expansion and contraction angle; pitch; numerical simulation

收稿: 2019-12-27, 修回: 2020-03-09, 网络发表: 2020-03-25, Received: 2019-12-27, Revised: 2020-03-09, Published online: 2020-03-25
作者简介: 吴仲达(1995-), 男, 湖北省黄梅县人, 硕士研究生, 冶金热能工程专业, E-mail: m15671689287@163.com; 游永华, 通讯联系人, E-mail: hust_yyh@163.com

引用格式: 吴仲达, 游永华, 王盛, 等. 扩缩方孔蜂窝蓄热体强化传热的数值模拟. 过程工程学报, 2020, 20(12): 1416-1423.
Wu Z D, You Y H, Wang S, et al. Numerical simulation of heat transfer enhancement in honeycomb regenerators with expansion and contraction square channels (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2020, 20(12): 1416-1423, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.220009.

扩缩方孔蜂窝蓄热体强化传热的数值模拟

吴仲达^{1,2}, 游永华^{1,2,3,4*}, 王盛^{1,2}, 张壮^{1,2}, 周思凯^{1,2}, 戴方钦^{1,2,3,4}, 易正明^{1,2}

1. 武汉科技大学钢铁冶金及资源利用省部共建教育部重点实验室, 湖北 武汉 430081

2. 武汉科技大学高温材料与炉衬技术国家地方联合工程研究中心, 湖北 武汉 430081

3. 武汉科技大学国际钢铁研究院, 湖北 武汉 430081

4. 武汉科技大学高性能钢铁材料及其应用省部共建协同创新中心, 湖北 武汉 430081

摘 要: 为提高烟气余热回收率, 提出一种扩缩方孔蜂窝蓄热体, 通过用户自定义函数(UDF)实现烟气和空气周期切换时流体种类和进口速度、温度等参数的改变, 基于 ANSYS Fluent 软件建立了新型蓄热体的三维非稳态传热数值模型。通过比较模型预测值与文献实验值进行了模型验证。利用模型研究了新型蓄热体方孔扩缩角、扩缩节距和总长度对其传热和流阻性能的影响。通过温度云图分析了扩缩通道强化蓄热体性能的机理。结果表明, 缩放通道能有效提高蜂窝蓄热体的传热性能, 在压力损失增加不多的前提下, 蓄热体效能最多提高约 5 个百分点。扩缩方孔蜂窝蓄热体长度越长, 其传热性能越好; 对于一定长度的新型蓄热体, 扩缩节距(或扩缩角)不变时, 蓄热体传热性能随扩缩角(或节距)增大而增强。扩缩角过大时, 新型蓄热体流动阻力很大, 综合性能不佳。

关键词: 蜂窝蓄热体; 扩缩通道; 扩缩角; 节距; 数值模拟

中图分类号: TK124

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2020)12-1416-08

1 前 言

随着我国工业化和城镇化的快速推进, 能源短缺问题越发严峻^[1], 对此, 我国政府明确提出将设备节能增效纳入国家发展规划的重要位置。工业炉窑广泛应用于电力、冶金、石化、建材等行业, 需要消耗大量的化石能源。传统工业炉窑排放的烟气温度较高, 能源利用效率不高。蓄热式燃烧器是一种先进的燃烧设备, 通过固体蓄热材料周期性蓄热、放热, 回收烟气余热, 并用于预热助燃空气, 进而提高工业炉窑的能源效率^[2-5]。蓄热材料常采用多孔结构, 以便高温烟气和常温空气能顺利流过骨架并进行有效换热^[6]。小球是蓄热材料常采用的结构形式, 其工作可靠、传热性能优越, 但流动阻力较大。随着陶瓷材料工艺技术的进步, 蜂窝结构的蓄热体发展很快, 不但流动阻力小, 传热性能也相当优越^[7,8]。韩东太等^[9]对蜂窝陶瓷蓄热体进行了实验研究, 得到了换向时间、气体流速、几何尺寸等参数对温度效率和阻力损失的影响。Rafidi 等^[10]对方孔蜂窝陶瓷蓄热体的传热和流动性能进行实验研究, 假定流体速度为理想抛物线分布, 建立了单元通道的二维数值模型。随着计算机技术和数值传热技术的快速发展, 数值模拟已经广泛用于各种间壁式换热器的设计开发和性能改进^[11]。蓄热式换热器由于存在冷热流体周期性切换, 使用 CFD 软件

模拟的研究报道不多。封红艳等^[12]借助商业 ANSYS Fluent 软件对缩放通道的蜂窝蓄热体的传热过程进行了数值模拟, 研究了高温烟气周期的骨架蓄热过程。近几年来, 本课题组通过 ANSYS Fluent 软件二次开发, 对传统蜂窝蓄热体内复杂流动传热过程进行了一系列数值模拟研究, 建立了蓄热体传热的三维数值模型, 研究了蓄热式传热机理、结构工艺参数对传热和流阻的影响等^[7,13-15]。

蓄热体传热由冷、热流体与骨架间对流传热和骨架内部非稳态导热等几个过程组成, 因此采用某种技术增强蓄热体内部对流传热, 可有效提高蓄热体传热性能。扩缩通道由于在扩张端产生旋涡扰动和在收缩段流体加速, 广泛用于强化间壁式换热器的对流传热^[16,17]。本工作在已有蓄热体数值研究基础上, 将扩缩方孔通道用于蜂窝蓄热体设计, 以提高其传热性能, 构建了扩缩方孔蜂窝蓄热体三维数值模型, 结合低热值煤气蓄热式燃烧的应用背景, 研究了扩缩角、扩缩节距和蓄热体长度等参数对蓄热体传热和流阻性能的影响。

2 数值模型

2.1 物理模型

堇青石蜂窝蓄热体采用线型扩缩方孔通道^[18], 通道扩缩比为 1:1^[19]。由于这些扩缩方孔通道均匀布置, 利

用对称关系,可提取扩缩方孔通道单元结构,它由同一波纹壁面两侧各 1/4 流体通道和相应的固体骨架组成,如图 1(a)所示。扩缩通道壁厚 1 mm,节距 $S=7, 9, 11, 13$ 和 15 mm,扩缩角 $\theta=5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ 和 25° ,蓄热体总长 L ,按 11 mm 节距在 143~352 mm 间选择 5 个值。蓄

热体进口和出口方孔高度相等,均为 4 mm。低热值燃料燃烧温度通常较低,蓄热体烟气进口温度也相应较低。根据已有研究,蓄热体烟气和空气进口温度分别为 673 和 285 K^[10,15],空气进口速度为 1.95 m/s,对应烟气进口速度 5.53 m/s,两者切换间隔时间为 30 或 60 s。

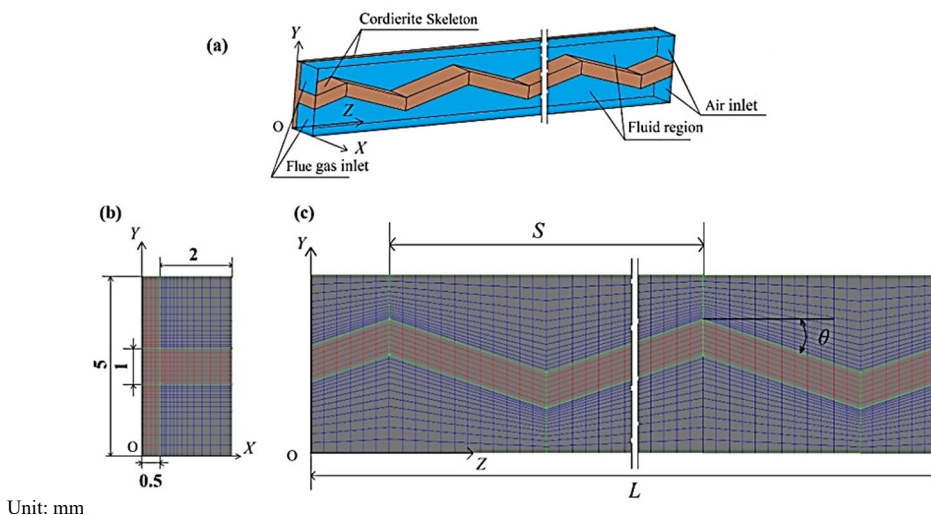


图1 扩缩方孔蜂窝蓄热体结构单元及相应网格(a) 结构单元; (b) 横截面网格; (c) 纵向截面网格

Fig.1 Unit structure and meshes generation of honeycomb regenerator with expansion and contraction square channels (a) unit structure; (b) cross-section grids; (c) longitudinal-section grids

2.2 控制方程

蓄热体传热为典型的非稳态流固耦合传热,可用双能量方程来表示。由于流体速度不大,温度不高,流体动能、黏性耗散和辐射传热均忽略不计。此外,由于通道尺寸小,内部流动为层流。基于上述假设,流体和固体的能量守恒方程^[10]分别为

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f (u \cdot \nabla) T_f = \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho_s c_s T_s)}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) \quad (2)$$

其中, t 和 T 分别表示时间和温度, ρ , k 和 c 分别为密度、导热系数和比热,下标 f 和 s 分别表示流体和固体, u 为流体速度,由 Navier-Stokes 方程组确定:

$$\rho_f \frac{\partial u}{\partial t} + \rho_f (u \cdot \nabla) u = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu_f (\nabla u + \nabla u^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot u I) \right] \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f u) = 0 \quad (4)$$

其中, p 和 μ 分别代表压力和动力黏度, I 为单位矩阵。

2.3 数值方案和网格无关性

为尽可能减小计算区域,只模拟新型蓄热体的一个典型扩缩方孔通道单元结构,如图 1(a)所示。为减少网

格数量并提高计算精度,流体区域(通道)和固体区域(骨架)采用六面体结构化网格,网格最大歪斜度小于 0.28。与烟气和空气相比,蓄热体骨架热容相当大,为准确识别其温度变化,固体区域采用均匀的密网格;流体区域的传热热阻集中在固体表面,故采用从壁面处密向中心处疏逐渐过渡的非均匀网格,如图 1(b)所示。沿流动方向,流体和固体的温度梯度较小,均采用均匀的粗网格,如图 1(c)所示。单元结构的热端(烟气侧)采用质量流量进口的边界条件,冷端则采用压力出口的边界条件。流体与固体界面设置为耦合传热壁面,其余平面采用对称边界条件。

烟气和空气均被视为不可压缩流体,其密度、热导率、动力黏度等表示为温度的多项式函数。通过用户自定义函数(UDF)改变流体种类、进口速度、温度等参数,以模拟烟气和空气周期的切换。质量和动量守恒方程的迭代收敛准则为相对误差小于 1×10^{-4} ,能量守恒方程相对误差小于 1×10^{-7} 。为验证网格无关性,采用 10 万、15 万、30 万和 60 万等 4 套网格模拟同一新型蓄热体,结果表明,10 万和 15 万网格与 30 万网格的计算结果相差较大,但 30 万和 60 万网格系统的相对偏差较小(出口温度和流动阻力的相对偏差分别小于 1.2% 和 1.8%)。数值计算最终采用 30 万的网格参数,时间步长统一为

1 s^[7,13-15]。

2.4 模型验证

用三维数值模型模拟文献[10]的复合蓄热体, 将预测的蓄热体温度效率 $\eta = (\bar{T}_{ao} - T_{ai}) / (T_{gi} - T_{ai})$ 与文献[10]的实验值和二维模拟结果进行比较, 如图 2 所示。可以看出, 在不同切换时间条件下, 本模型均能较准确地模拟蓄热体传热性能, η 模拟值与实验值的平均相对偏差约为 1.1%。将本模型的非稳态温度场与文献[10]中二维模型的非稳态温度场进行对比, 两者蓄热体出口温度的相对偏差小于 3.0%。本数值计算使用的 UDF 已经应用在多个蓄热体模拟研究^[13-15]工作。

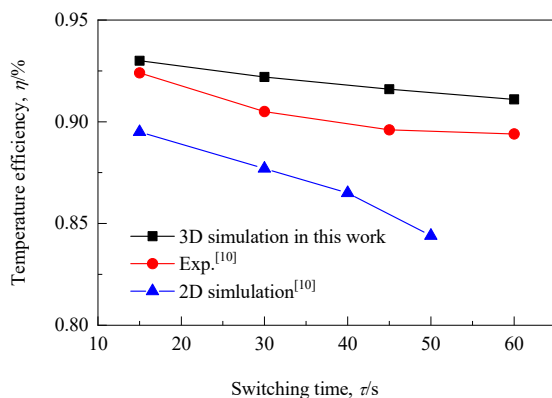


图 2 本模型模拟的温度效率与文献值的对比

Fig.2 Comparison of temperature efficiency of current model with the counterparts in the literature

3 传热和流阻性能的计算

经过烟气和空气周期多次切换, 蓄热体进入周期性稳态, 其出口流体温度随时间周期性变化。空气预热温度 \bar{T}_{ao} 为周期性稳态条件下离开蓄热体的空气平均温度:

$$\bar{T}_{ao} = \int_{\tau}^{2\tau} dt \int_0^A (\rho u_z T)|_{z=0} dS / \int_{\tau}^{2\tau} dt \int_0^A (\rho u_z)|_{z=0} dS \quad (5)$$

其中, τ 为烟气和空气周期切换的间隔时间, $t=\tau$ 表示周期性稳态条件下空气周期的初始时刻, A 为蓄热体空气出口或烟气进口截面流体区域的面积, dS 为面积微元。采用相似的方法, 可得到烟气周期烟气出口平均温度 \bar{T}_{go} 。

蓄热体效能 ε 等于蓄热体实际传热量 Q 与最大可能传热量 Q_{\max} 之比^[10], 即

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{h_{ao} - h_{ai}}{h_a(T_{gi}) - h_{ai}} \quad (6)$$

其中, h 为流体比焓, 下标 g 和 a 分别代表烟气和空气,

i 和 o 则分别代表进口和出口。

扩缩通道蜂窝蓄热体流阻性能由烟气周期平均压力损失和空气周期平均压力损失两部分组成, 即 $\overline{\Delta p_g}$ 和 $\overline{\Delta p_a}$ 。

4 结果与讨论

4.1 新型蓄热体强化传热机理分析

蓄热体传热涉及蓄热骨架非稳态导热、流体与骨架的对流传热和烟气与空气的周期性切换。理论和数值研究^[6,7,13]表明, 高温烟气和常温空气交替从两侧相向流过蓄热体一段时间后, 蓄热体纵向会形成烟气侧温度高、空气侧温度低的温度分布。扩缩通道是一种常用的对流传热强化技术, 其强化传热机理见文献[16]和[17]。本工作重点研究扩缩通道强化传热技术与蓄热式换热技术的耦合, 图 3 和 4 分别为传统直通道和新型扩缩通道蓄热体经过 20 次阀门切换后烟气和空气周期典型时刻的温度云图。可以看出, 经过多次烟气和空气周期的切换, 传统和新型蓄热体的纵向均形成了显著的温度梯度。在烟气周期(图 3), 两种蓄热体骨架由于从烟气吸热, 温度升高, 但总低于周围烟气温度, 烟气由于向骨架放热, 其温度沿其流向逐渐降低; 在空气周期(图 4), 骨架温度高于空气温度, 不断向空气放热, 空气由于得到热量, 沿流动方向温度升高。

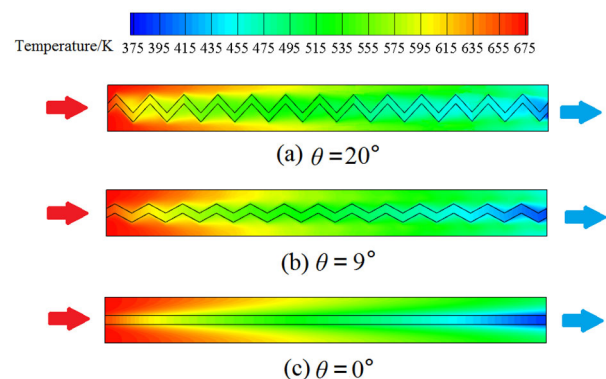


图 3 直通道($\theta=0^\circ$)和扩缩通道($\theta=9^\circ, 20^\circ$)蜂窝蓄热体烟气周期典型时刻纵向剖面温度云图

Fig.3 Temperature contours of longitudinal section at the typical moment of flue gas blow for regenerators with straight channel ($\theta=0^\circ$) or expansion and contraction channels ($\theta=9^\circ, 20^\circ$)

对比图 3 或 4 的温度云图, 可以看出, 新型蓄热体由于采用扩缩通道, 流体与骨架间对流传热比传统直通道更强, 在烟气周期, 烟气向骨架放出更多热量, 排烟温度较低; 在空气周期, 空气从新型蓄热体骨架吸收更多热量, 预热温度较高。由于新型蓄热体和传统蓄热体的长度和空隙率相同, 骨架热容相等, 新型蓄热体骨架

在烟气周期与空气周期期间的温度变化较大。鉴于高温烟气的热容比常温空气较大,可推测,烟气周期新型蓄热体骨架温度会比传统蓄热体高,计算过程中监视了两种蓄热体烟气周期骨架平均温度,结果验证了上述预测。

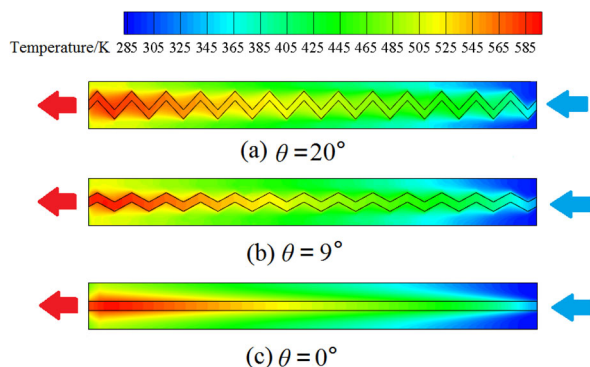
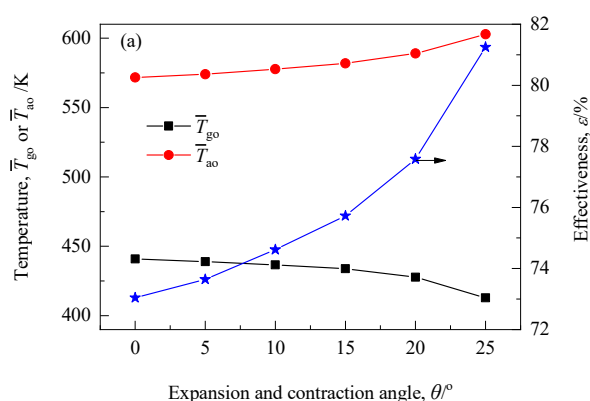


图4 直通道($\theta=0^\circ$)和扩缩通道($\theta=9^\circ, 20^\circ$)蜂窝蓄热体空气周期典型时刻纵向剖面温度云图

Fig.4 Temperature contours of longitudinal section at the typical moment of air blow for regenerators with straight channel ($\theta=0^\circ$) or expansion and contraction channels ($\theta=9^\circ, 20^\circ$)

对比不同扩缩角($\theta=9^\circ, 20^\circ$)的新型蓄热体在烟气周



期和空气周期典型时刻的温度云图,可以看出, $\theta=20^\circ$ 的蓄热体在烟气周期流体温度较低,骨架温度较高,在空气周期流体温度较高,这表明扩缩角较大,新型蓄热体传热性能较强。

4.2 扩缩角对新型蓄热体性能的影响

蓄热体长 297 mm, 扩缩节距 11 mm 时新型扩缩方孔通道蜂窝蓄热体的空气预热温度(\bar{T}_{ao})、烟气出口温度(\bar{T}_{go})和效能(ε)随扩缩角($\theta=5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ 和 25°)的变化如图 5(a)所示。图 5(a)也给出了同样长度直通道蓄热体($\theta=0^\circ$)的 \bar{T}_{ao} 、 \bar{T}_{go} 和 ε 。从图可知, 新型蓄热体的 \bar{T}_{ao} (或 \bar{T}_{go}) 总大于(或总小于)直通道蓄热体, 表明扩缩通道总能提高蓄热体传热性能; \bar{T}_{ao} (或 \bar{T}_{go}) 随 θ 增加单调增大(或单调减小), 且 θ 越大, 变化速度越快。根据效能 ε 的定义可知[式(6)], 蓄热体 ε 的数值取决于出口空气的比焓

(h_{ao}), 而 $h_{ao} = \int_{T_{ref}}^{\bar{T}_{ao}} c_a dT$, 其中, T_{ref} 为空气进口温度, c_a 为空气的比热, 图 5(a)中 ε 随 θ 的变化趋势与 \bar{T}_{ao} 相同。采用 $\theta=15^\circ$ 和 25° 的扩缩通道分别可将直通道蓄热体的 \bar{T}_{ao} 提高 10.2 和 31.1 K, ε 增加 2.7 和 8.2 个百分点。

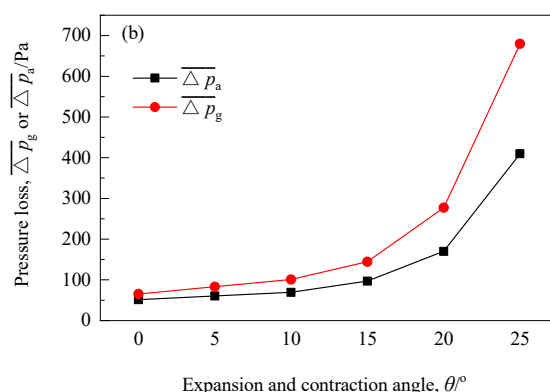


图5 新型蓄热体传热和流阻性能随扩缩角(θ)的变化

Fig.5 Variations of heat transfer and flow resistance performances with expansion and contraction angle (θ) for new type of regenerators

不同扩缩角 θ 下新型蓄热体压力损失如图 5(b)所示。由于空气周期流体质量流量只有烟气周期的 80%, 其压力损失 $\overline{\Delta p_a}$ 明显比烟气周期 $\overline{\Delta p_g}$ 低。对比图 5(a)和 5(b), 可以看出, 新型蓄热体 $\overline{\Delta p_a}$ 和 $\overline{\Delta p_g}$ 随 θ 的变化规律与 \bar{T}_{ao} 和 ε 相同, 即采用扩缩通道可提高蜂窝蓄热体传热性能, 但同时会增加压力损失, 且 θ 越大, 压力损失随 θ 的变化越剧烈。当 $\theta < 15^\circ$ 时, $\overline{\Delta p_a}$ 和 $\overline{\Delta p_g}$ 较小 (< 140 Pa), 随 θ 变化也较平缓, 但当 θ 超过 15° 后, 变化明显加剧, 数值急剧增加 (25 时 $\overline{\Delta p_g}$ 高达 680 Pa)。为解释上述现象,

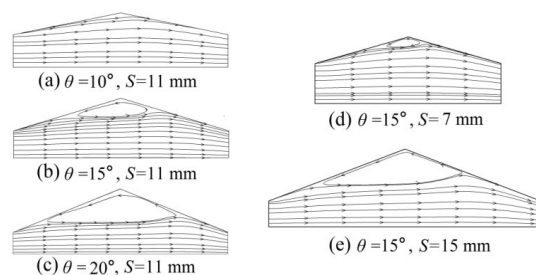
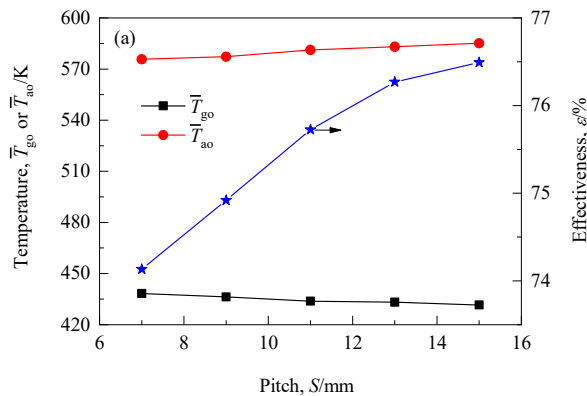


图6 不同扩缩角(θ)和节距(S)条件下扩缩通道内的流线
Fig.6 Stream lines in expansion and contraction channels with different expansion and contraction angles (θ) and pitches (S)

图 6 给出了 $S=11\text{ mm}$ 时不同 θ 的扩缩通道的流线。可以看出, $\theta < 15^\circ$ 时, 扩缩通道内的流动相对平滑, 未出现旋涡, θ 达到 15° 后, 出现了旋涡, 且旋涡范围随 θ 增加快速加大, 导致局部阻力急剧增加。

根据上述研究可知, 增加 θ 有助于提高蓄热体传热性能, 但 θ 很大时, 压力损失可能超出允许范围, 危及蓄热体正常工作, 选取 $\theta=15^\circ$, 开展以下模拟研究。

4.3 扩缩节距对新型蓄热体性能的影响



新型扩缩方孔蜂窝蓄热体的空气预热温度(\bar{T}_{ao})、烟气出口温度(\bar{T}_{go})和效能(ε)随扩缩通道节距($S=7, 9, 11, 13$ 和 15 mm)的变化见图 7(a), 其中蓄热体总长 $L=297\text{ mm}$, 扩缩角 $\theta=15^\circ$ 。从图 7(a)可以看出, 增加 S 可有效强化蓄热体传热性能, 且 S 越大, 强化传热效果越明显, 这与 4.1 节温度云图分析的结论一致。当 S 从 7 mm 增至 15 mm 时, \bar{T}_{ao} 和 ε 分别从 575.8 K , 74.1% 提高到 585.1 K 和 76.5% , \bar{T}_{go} 则从 438.3 K 降至 431.5 K 。

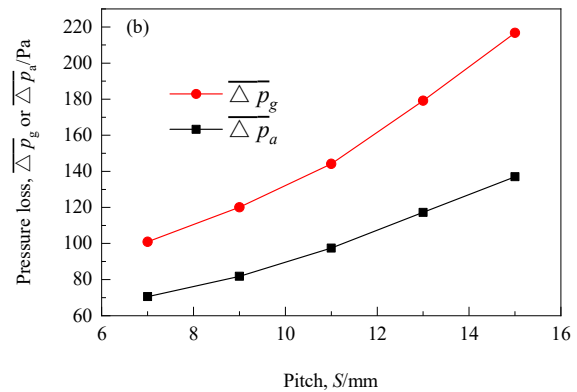


图 7 扩缩通道蜂窝蓄热体节距(S)对其传热和流阻性能的影响

Fig.7 Effects of pitch (S) on heat transfer and flow resistance performances for honeycomb regenerators with expansion and contraction channels

图 7(b)为不同节距 S 下新型蓄热体烟气和空气周期压力损失($\overline{\Delta p_g}$ 和 $\overline{\Delta p_a}$)。可以看出, $\overline{\Delta p_g}$ 和 $\overline{\Delta p_a}$ 随 S 变化规律与 \bar{T}_{ao} 和 ε 相同, 即随 S 增加而增加。 S 从 7 mm 增至 15 mm 时, $\overline{\Delta p_g}$ 和 $\overline{\Delta p_a}$ 分别提高了 115% 和 94% 。由图 6(b), 6(d) 和 6(e) 可知, 随 S 增加, 新型蓄热体扩缩通道的漩涡变大, 壁面对流传热增强, 强化了蓄热体传热性能, 同时也会因局部损失增加导致总压力损失升高。

对比图 7(a) 和 7(b) 可看出, 增加 S , 可提高蓄热体传热性能, 但压力损失也相应增加。 S 较小时, 效能 ε 近似随 S 以线性方式快速增加, 压力损失随 S 的增加则比较有限。当 S 超过 11 mm 后, S 增加对效能的强化作用变弱, 压力损失急剧增加。综上, 可认为 $S=11\text{ mm}$ 为新型蓄热体的最佳扩缩节距, 以此参数开展以下研究。

4.4 蓄热体长度对传热和流阻性能的影响

在两种切换间隔时间条件下($\tau=30$ 和 60 s), 对 $143\sim 352\text{ mm}$ 之间 5 个不同长度(L)的新型蓄热体进行了数值模拟, 空气预热温度 \bar{T}_{ao} 、烟气出口温度 \bar{T}_{go} 和蓄热体效能 ε 的预测值分别见图 8(a) 和 8(b)。图 8(a) 和 8(b) 也给出了直通道蓄热体的相应参数。从图可看出, 两种蓄热体传热性能的变化趋势相同, 随 L 增加, \bar{T}_{ao} 和 ε 单调增加, \bar{T}_{go} 单调减小。延长 τ , \bar{T}_{ao} 和 ε 减小, \bar{T}_{go} 增大, 且

这种变化随 L 增大逐渐减弱。当 $\tau=30\text{ s}$ 时, 随 L 从 143 mm 增至 352 mm , 新型蓄热体的 \bar{T}_{ao} 从 508.4 K 增至 595.4 K , \bar{T}_{go} 则从 494.9 K 减至 422.1 K ; 与相同长度的直通道蓄热体相比, 新型蓄热体的 \bar{T}_{go} 平均低 6.8 K , 而 \bar{T}_{ao} 平均高 9.0 K 。将 τ 由 30 s 增至 60 s , 长 143 mm 的新型蓄热体的 ε 下降 7.5 个百分点, 而长 352 mm 的新型蓄热体只下降了 1.9 个百分点。

上述传热性能变化趋势可用下面的蓄热体非稳态传热来解释。随 L 增加, 流体-固体接触面积增加, 单位时间流体(烟气或空气)与骨架换热增多, 另一方面, 较长的蓄热体具有较大的骨架热容, 在相同温度变化条件下能蓄存或释放更多能量, 因此, 随 L 增加, 蓄热体传热性能增强。考虑到流体与骨架的温差随烟气或空气周期的进行逐渐减少, 可以预测蓄热体平均热流量随切换时间 τ 延长而减少。因此, 增加 L 或减小 τ , \bar{T}_{ao} 和 ε 会升高, \bar{T}_{go} 则降低, 与图 8(a) 和 8(b) 中曲线一致。

当 $\tau=30\text{ s}$ 时, 缩放通道可使蜂窝蓄热体效能最多提高约 5 个百分点, 这与封红艳等^[12]的报道相当。另外, 与传统直通道蓄热体相比, 缩放通道蓄热体的烟气和空气压力损失大约增加了 100% , 即分别增加了 38.2 和 25.6 Pa , 约为文献[12]的 $2/3$, 这可能与两者采用的蓄热

体几何参数,特别是扩缩角的差异有关。

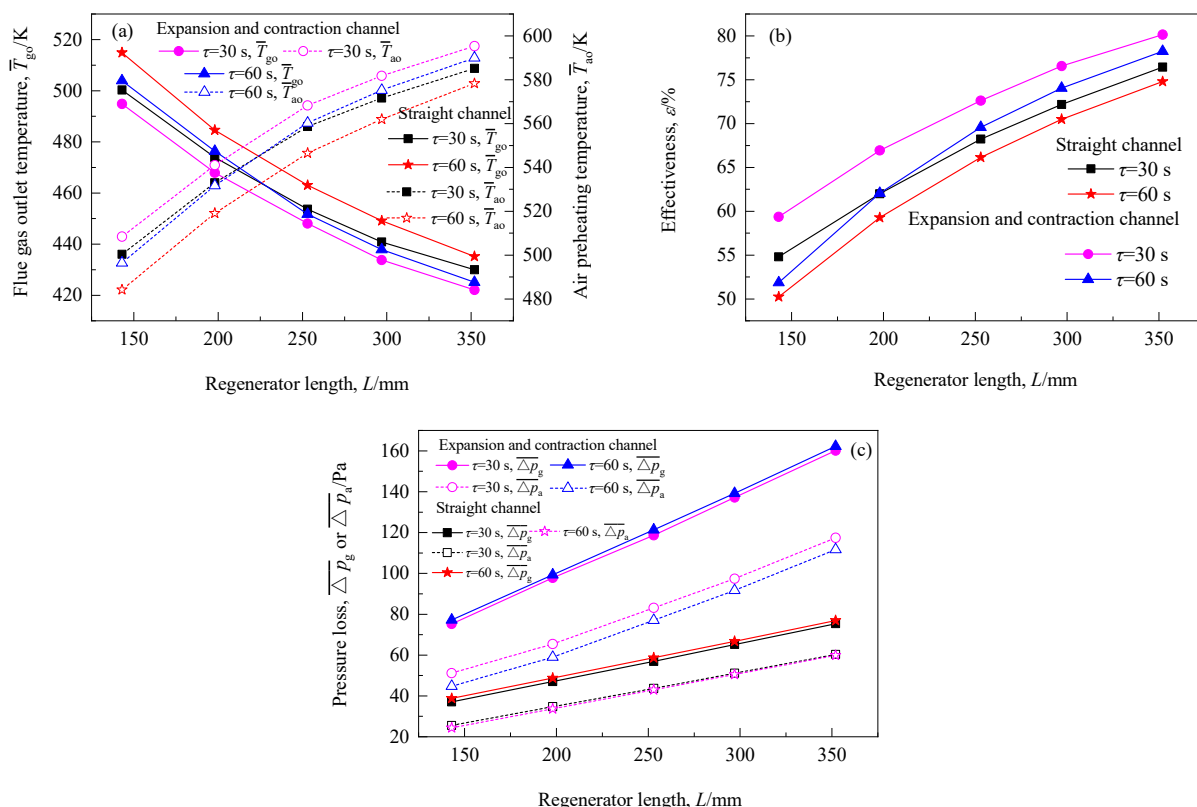


图8 扩缩通道蜂窝蓄热体长度(L)对其传热和流阻性能的影响

Fig.8 Effects of regenerator length (L) on heat transfer and flow resistance performances for honeycomb regenerators with expansion and contraction channels

图8(c)为不同长度 L 的扩缩通道和直通道蜂窝蓄热体的压力损失。可以看出,随 L 增加,两种蓄热体烟气周期和空气周期压力损失($\overline{\Delta p_g}$ 和 $\overline{\Delta p_a}$)近似线性增加,这符合黏性流体层流流动的一般规律^[20]。与直通道蓄热体相比,扩缩通道蓄热体由于产生漩涡,压力损失更大,随 L 增加的速度也更快。当 $\tau=30$ s, $L=143$ mm时,扩缩通道蓄热体的 $\overline{\Delta p_g}$ (或 $\overline{\Delta p_a}$)为75.3 Pa(或51.2 Pa),比直通道蓄热体高38.2 Pa(或25.6 Pa),将 L 增加到352 mm,扩缩通道蓄热体的 $\overline{\Delta p_g}$ (或 $\overline{\Delta p_a}$)增加84.8 Pa(或66.3 Pa),而直通道相应参数的变化量只有38.3 Pa(或34.7 Pa)。

5 结论

通过编写用户自定义函数(UDF)描述烟气和空气周期切换时流体种类和进口速度、温度等参数的改变,构建了基于ANSYS Fluent的扩缩方孔蜂窝蓄热体非稳态传热的三维数值模型,通过比较模型预测值与文献实验值进行模型验证,运用该模型模拟了不同扩缩角 θ 、节距 S 和长度 L 下新型蓄热体的传热和流阻性能,借助温度

云图分析了扩缩通道强化蓄热体性能的机理,得到如下结论:

(1) 当 S 一定时,随 θ 增大,新型蓄热体效能 ε 和空气预热温度 \bar{T}_{ao} 增大,烟气出口温度 \bar{T}_{go} 减小,流动阻力相应加大。 θ 很大的蓄热体传热性能优越,但流动阻力过大。

(2) 当 θ 一定时,随 S 增大,新型蓄热体的 ε 和 \bar{T}_{ao} 增大,流动阻力相应增加。当 S 增加到一定数值后,蓄热体传热性能随 S 的变化速度明显减慢。

(3) 优选 $\theta=15^\circ$ 和 $S=11$ mm设计扩缩方孔蜂窝蓄热体。蓄热体的 ε 和 \bar{T}_{ao} 随长度 L 的增加而增大。在30 s切换间隔时间下,新型蓄热体的 \bar{T}_{ao} 和 ε 分别比相同长度直通道蓄热体增加9.0 K和5个百分点,烟气和空气压力损失分别增加了38.2和25.6 Pa。与已有文献报道相比,新型蓄热体能够获得同样的效能增量,但压力损失增量只有文献的约2/3。

参考文献

- [1] 王革华. 能源与可持续发展 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2014:

- 19–29.
Wang G H. Energy and sustainable development [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2014: 19–29.
- [2] Guo K H, Shi W H, Wu D H. Experiment research and simulation analysis of regenerative oxygen-enriched combustion technology [J]. Industrial Heating, 2015, 66: 221–224.
- [3] Hong S K, Noh D S, Yang J B. Experimental study of honeycomb regenerator system for oxy-fuel combustion [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(4): 1151–1154.
- [4] Lin C, Lei X, Yang Y J, et al. Shenwu integration technology for energy conservation and emissions reduction [J]. Energy Procedia, 2015, 66: 193–196.
- [5] 郝建文. 采用蓄热式燃烧技术对传统工业炉窑改造模式研究 [J]. 科技创新与生产力, 2015, (7): 109–110.
Hao J W. Study on the regenerative combustion technology to the traditional industrial furnace transformation model [J]. Sci-tech Innovation & Productivity, 2015, (7): 109–110.
- [6] Hausen H. Heat transfer in counter flow, parallel flow and cross flow [M]. New York: McGraw-Hill, 1983: 33–40.
- [7] You Y H, Huang H, Shao G, et al. A three-dimensional numerical model of unsteady flow and heat transfer in ceramic honeycomb regenerator [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 108: 1243–1250.
- [8] 吕志超, 周丽雯, 刘坤, 等. 蜂窝陶瓷蓄热体传热及气体流动特性的数值模拟 [J]. 冶金能源, 2017, 36: 43–45.
Lü Z C, Zhou L W, Liu K, et al. Ceramic honeycomb regenerator the numerical simulation of heat transfer and gas flow characteristics [J]. Energy for Metallurgical Industry, 2017, 36: 43–45.
- [9] 韩东太, 荐蓓蓓. 蓄热体余热回收换热器强化传热实验研究 [J]. 燃烧科学与技术, 2014, 20(1): 70–75.
Han D T, Jian B B. Heat transfer enhancement of heat exchanger for regenerator waste heat recovery [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2014, 20(1): 70–75.
- [10] Rafidi N, Blasiak W. Thermal performance analysis on a two composite material honeycomb heat regenerators used for HiTAC burners [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(17/18): 2966–2982.
- [11] 李本文, 李赛英, 李斌, 等. 重力热管内部相变及传热传质过程的数值模拟 [J]. 热科学与技术, 2018, 17(6): 449–456.
Li B W, Li S Y, Li B, et al. Simulation of the phase change and heat mass transfer in a gravitational thermosyphon [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2018, 17(6): 449–456.
- [12] 封红艳, 冯毅. 新型蜂窝蓄热体热工特性的数值模拟 [J]. 机械设计与制造, 2012, (6): 108–110.
- Feng H Y, Feng Y. Numerical simulation on thermal characteristics of the new honeycomb [J]. Mechanical Design and Manufacture, 2012, (6): 108–110.
- [13] 吴仲达, 游永华, 张壮, 等. 方孔蜂窝蓄热体内复杂传热的三维 CFD 研究 [J]. 冶金工程, 2019, 6(2): 123–131.
Wu Z D, You Y H, Zhang Z, et al. Three-dimensional CFD study on complex heat transfer in honeycomb regenerator with square openings [J]. Metallurgical Engineering, 2019, 6(2): 123–131.
- [14] You Y H, Wu Z D, Zeng W D, et al. CFD modeling of unsteady SCR deNO_x coupled with regenerative heat transfer in honeycomb regenerators partly coated by vanadium catalysts [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2019, 150: 234–245.
- [15] You Y H, Wu Z D, Li B, et al. 3D numerical simulation and optimization of honeycomb regenerators with parallel or crosswise arrangement of circular holes [J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2019, 137: 22–32.
- [16] 林宗虎. 强化传热技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007: 32–34.
Lin Z H. Enhanced heat transfer technology [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007: 32–34.
- [17] 刘丽娜, 杨莱, 王治云, 等. 扩缩通道内流动和换热非线性特性的数值模拟 [J]. 上海理工大学学报, 2015, 5: 440–444.
Liu L N, Yang M, Wang Z Y, et al. Nonlinear flow and heat transfer phenomena in a channel with sudden expansion followed by sudden contraction [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2015, 5: 440–444.
- [18] 张东升, 王歌旺, 陶文铨. 两种渐扩渐缩通道内周期性充分发展层流流动的研究 [J]. 水动力学研究与进展, 2002, 17(4): 514–519.
Zhang D S, Wang G W, Tao W Q. Studies on two types of fully developed periodic laminar flows in gradually expanding and decreasing channels [J]. Hydrodynamics Research and Progress, 2002, 17(4): 514–519.
- [19] 吕萍, 郭瑞, 阴继翔. 三角型通道内流动与换热性能的数值研究 [J]. 太原理工大学学报, 2008, 39(2): 181–184.
Lü P, Guo R, Yin J X. Numerical study on the characteristics of flow and heat transfer in triangular passages [J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2008, 39(2): 181–184.
- [20] 龙天渝. 流体力学 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2018: 67–71.
Long T Y. Fluid mechanics [M]. Chongqing: Chongqing University Press, 2018: 67–71.