

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.04.002

涡发生器结构对螺旋通道传热和熵产的影响

刘鹏辉^{1,2}, 林清宇^{1,2}, 夏树昂^{1,2}, 何荣伟^{1,2}, 石卫军^{1,2}, 朱礼^{1,2}, 冯振飞^{1,2}

(1. 广西大学 化学化工学院, 广西 南宁 530004;

2. 广西大学 广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室, 广西 南宁 530004)

摘要:为考察恒热流密度时不同形状涡发生器对螺旋通道内流体湍流状态下传热特性的影响,采用 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型,对内壁光滑以及内置体积相同的半球形、圆柱形和圆锥形涡发生器的螺旋通道进行数值模拟。在工质为常温水,热流密度为 $50\,000\text{ W/m}^2$,入口温度为 298 K ,入口速度范围为 $0.5\sim 1.0\text{ m/s}$ 的条件下,研究了湍流状态下4种螺旋通道的努赛尔数、泊肃叶数和综合性能评价因子(η),并根据热力学第二定律进行熵产计算。结果表明:在湍流状态下,3种涡发生器对努赛尔数的影响不大,泊肃叶数有所增加, η 均小于且接近1,总熵产提高,并随雷诺数的增加而减小。综上可知,涡发生器结构的改变对螺旋通道的传热效果影响较小,对熵产提升显著。

关键词:螺旋通道;涡发生器;传热性能;熵产

中图分类号:TK124

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2016)04-0005-06

Effect of Different Structure of Vortex Generators on Heat Transfer and Entropy Generation in Helical Channel

LIU Penghui^{1,2}, LIN Qingyu^{1,2}, XIA Shuang^{1,2}, HE Rongwei^{1,2},
SHI Weijun^{1,2}, ZHU Li^{1,2}, FENG Zhenfei^{1,2}

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China;

2. Guangxi Key Laboratory of Petrochemical Resource Processing and Process Intensification Technology, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: In order to study the effect of different vortex generators under constant heat flux on heat transfer and entropy generation of the fluid that in the turbulent state in helical channel, a numerical study was carried out to investigate smooth-wall helical channel with same volume of vortex generators of hemisphere, cylinder and cone by using RNG $\kappa-\varepsilon$ turbulence model. The condition of the simulation includes an inlet temperature of 298 K , the inlet velocity ranges from 0.5 m/s to 1.0 m/s , heat flux of $50\,000\text{ W/m}^2$, and the working fluid is room temperature water. Under this condition, nusselt number, poiseuille number and performance evaluation criterion (η) of the four kinds of helical channels had been studied, and their entropy generation had been calculated with the second law of thermodynamics under turbulent state. The result shows that, under turbulent state, three kinds of vortex generators had little effect on the nusselt number, poiseuille number increased, and values of η are close to and less than 1, the total entropy generation increased, and decreased with the increase of reynolds number. In conclusion, the change of the structure of the vortex generators in helical channel had little effect on heat transfer, but the entropy generation increased significantly.

Key words: helical channel; vortex generator; heat transfer performance; entropy generation

收稿日期:2016-05-10;修回日期:2016-06-15

基金项目:广西自然科学基金项目(2014GXNSFBA118051);广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室主任基金(2015Z012);广西大学科研基金资助项目(XJZ130359)。

作者简介:刘鹏辉(1990),男,河南南阳人,硕士研究生,主要研究方向为化工过程设备。通信作者:冯振飞,男,讲师。E-mail: Afeila@gxu.edu.cn

反应釜为广泛应用于化工、制药、食品等行业的反应设备,釜内温度经常因反应的吸、放热而产生波动,而温度作为影响反应过程的重要条件,决定了反应的效果和产品的质量。尤其在一些对温度精度要求较高的环境下,温度的细微变化都会影响反应的正常进行,因此,必须使用传热装置来稳定釜内温度。夹套常作为反应釜的换热器,尤其是螺旋夹套,因其流道为螺旋流道,流体在流道中流动时会产生二次流,与直管相比,换热效率更高,所以螺旋通道在实际的工程应用中变得越来越重要^[1]。

为了研究螺旋通道内流体的流动和传热特性,一些学者^[2-5]以热力学第一定律为基础,分析了螺旋通道的流动和换热特性,但没有考虑流体流动和传热过程的不可逆性,即有用功的损失。Bejan^[6-7]从热力学第二定律的角度出发,提出了熵产理论,为螺旋通道的有用功损失分析提供了新的思路。基于此,不少学者^[8-10]运用熵产理论研究了螺旋通道的流动和换热过程,来分析有用功的损失,进而评价螺旋通道对流换热的效率。但上述研究未涉及到复杂结构螺旋通道内流体的熵产分析,尤其是内置涡发生器结构的螺旋通道的熵产分析。

为探究螺旋半圆管通道内置涡发生器对通道内流体传热和熵产的影响,本文将分别根据热力学第一定律和热力学第二定律,对内置半球形、圆柱形和圆锥形涡发生器的螺旋通道以及光管进行传热和熵产的分析,为螺旋夹套的结构优化设计提供参考依据。

1 物理模型

本文研究的螺旋通道内置涡发生器分别如图1所示。3种涡发生器形状分别为半球形、圆柱形和圆锥形,体积均为 $18\pi\text{ mm}^3$ 。半球形涡发生器的直径 $d_1 = 6\text{ mm}$;圆柱形涡发生器的上下表面圆直径 $d_2 = 6\text{ mm}$,高 $H_1 = 2\text{ mm}$;圆锥形涡发生器的底面圆直径 $d_3 = 8\text{ mm}$,高 $H_2 = 3.375\text{ mm}$ 。螺旋半圆管的内径 $\varphi = 16\text{ mm}$,壁厚 $l = 1\text{ mm}$,螺旋半径 $R_c = 80\text{ mm}$,螺距 $P = 20\text{ mm}$,螺旋圈数 $n = 1$ 。装有半球形涡发生器的螺旋管道如图2所示。

2 数值模拟

2.1 数学模型

选择常温水为螺旋通道模拟的工质,假设其流动状态为稳定流动,则连续、不可压缩的流体在数值模拟过程中需要满足动量及能量守恒,相应的控制方程式如下:

1) 连续性方程

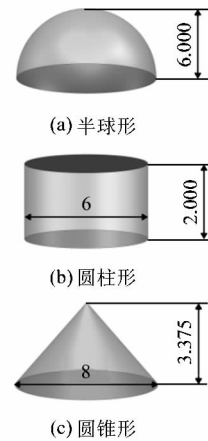


图1 3种不同形状的涡发生器

Figure 1 Three different shapes of vortex generators

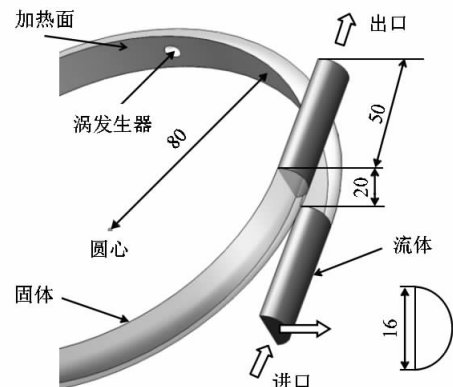


图2 装有半球形涡发生器的螺旋管

Figure 2 Helical channel installed with vortex generators

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

2) 动量方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right]. \quad (2)$$

式中: $\overline{u_i u_j} = 2/3 k \delta_{ij} - \nu_t (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i)$; $\nu = \nu_0 + \nu_t$; ν_0 为流体的运动黏性系数; ν 为黏性系数; ν_t 为流体的湍流运动系数; δ_{ij} 为克罗内克数; ρ 为流体密度; u 为流体速度, u_i, u_j 分别为组分 i, j 的速度; p 为流体压力。

同时,本文中的研究也应满足湍流动能方程和湍流耗散率方程。

1) 湍流动能方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon. \quad (3)$$

2) 湍流耗散率方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\alpha_k\mu_{\text{eff}}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_i}\right) + C_{1\varepsilon}^*\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中: $\mu_{\text{eff}} = \mu + \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$; $C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{1 - \eta/\eta_0}{1 + \beta\eta^3}$; $\eta = \sqrt{2E_{ij}E_{ij}}\frac{k}{\varepsilon}$; $E_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$; μ_{eff} 为有效度黏性系数, G_k 为湍动能的产生项; ε 为湍动能耗散项; k 为湍流功能; E_{ij} 为反应主流的时均应变率; 其余经验值: $C_\mu = 0.085$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$, $\beta = 0.012$, $\eta_0 = 4.38$, $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$ 。

2.2 模型求解

本文所研究的流体流动状态均为湍流,且考虑到流体流经涡发生器时流型的复杂性,故采用 RNG κ - ε 湍流模型;设置均匀速度入口边界条件,流速范围 u 为 $0.5 \sim 1.0$ m/s;入口温度 T 为 298 K;出口采用压力出口条件,相对压力 p_{out} 为 0;设置恒热流边界条件,加热面为螺旋半圆管夹套的直壁面,热流密度 q 为 $50\,000$ W/m²。使用 CFD 软件进行求解,所得收敛残差为 10^{-6} 。

3 结果与讨论

3.1 数值模拟结果验证

对所划分的非结构网格的计算域进行网格独立性研究,当网格数量达到 1 100 000 时,验证的结果达到精度要求。为验证模拟方法的有效性,模拟计算直径为 11.3 mm 的圆形截面螺旋管模型的努塞尔数 Nu 和阻力系数 f ,然后根据 XIA 等^[11] 提供的实验关联式(5)计算阻力系数,由 PAWAR 等^[12] 的实验关联式(6)计算努塞尔数,最后对模拟值与关联式计算值进行比较。相关关联式如下:

$$f = 0.304Re^{-0.25} + 0.029\sqrt{\delta}, \quad (5)$$

$$Nu = 0.041\,805Re^{0.850\,2}Pr^{0.4}\delta^{0.421\,7} \quad (6)$$

式中: Re 为雷诺数, $Re = d_h u \rho / \mu$; d_h 为当量直径, $d_h = 4A/W_p$, A 为螺旋通道横截面的面积, W_p 为螺旋通道横截面的周长; δ 为无量纲曲率, $\delta = d_h / (2R_c)$, R_c 为螺旋通道的螺旋半径; Pr 为普朗特数, $Pr = c_p \mu / \lambda$, c_p 为流体的定压比热容, λ 为流体的导热系数。

本文中的阻力系数 f 和努塞尔数 Nu 的相关计算式如下所示:

$$f = \frac{2d_h \Delta p}{\rho Lu^2}, \quad (7)$$

$$Nu = \frac{hd_h}{\lambda}, \quad (8)$$

$$h = \frac{qA_1}{A_2 \Delta T_m}, \quad (9)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{\ln \frac{T_w - T_{\text{in}}}{T_w - T_{\text{out}}}} \quad (10)$$

式中: h 为螺旋通道对流传热系数; A_1 和 A_2 分别为螺旋通道加热面和传热面的面积; T_{out} 和 T_{in} 分别为水的出口和进口温度; T_w 为壁面温度; q 为加热面的热流密度; Δp 为沿程压降; L 为螺旋通道的长度。

计算直径为 11.3 mm 的圆形截面螺旋管模型的努塞尔数 Nu 和阻力系数 f ,图 3 和图 4 为计算所得结果。通过计算结果可知,努塞尔数 Nu 的模拟值与经验值之间的最大相对误差 1.87%,阻力系数 f 的模拟值与经验值之间的最大相对误差为 8.7%,2 个参数的相对误差均在合理的范围之内,说明此数值模拟的方法准确可靠。

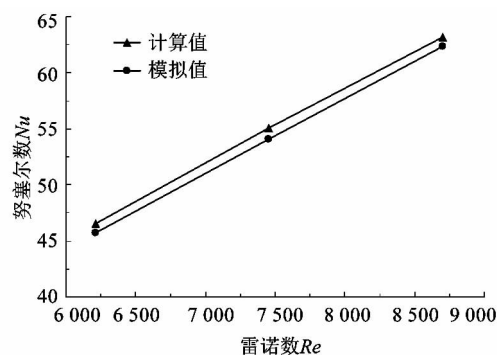


图3 努塞尔数的计算值和模拟值比较

Figure 3 Comparison of nusselt number between calculated data and empirical data

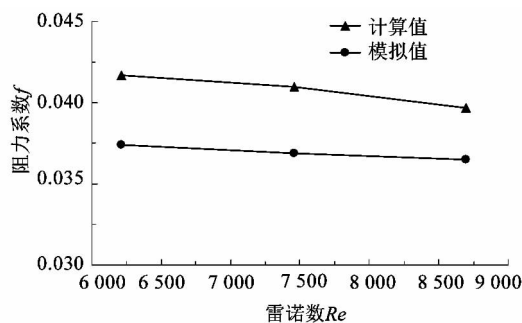


图4 阻力系数的计算值和模拟值比较

Figure 4 Comparison on friction factor between calculated data and empirical data

3.2 努塞尔数

努塞尔数 Nu 是反映对流传热强弱程度的无量纲

参数。图5显示了不同雷诺数下内置3种不同形状的涡发生器的螺旋通道和光管的努赛尔数。加入涡发生器之后的螺旋通道的对流传热强度与光管相比并未明显提高,虽然流体碰撞球凸后,流动方向会被改变,通道变窄,流动加速,遇到球凸后会形成二次流,但在湍流状态下,流体的扰动已经被充分发展,通过内置涡发生器的方法并没有提升扰动效果;而且由式(8)可知,4种螺旋通道的流体的导热系数 λ 和通道的当量直径 d_h 均相同,传热系数 h 决定了努赛尔数的大小,说明内置有3种不同形状涡发生器的螺旋管道的传热系数相近,且比光管无明显提高。

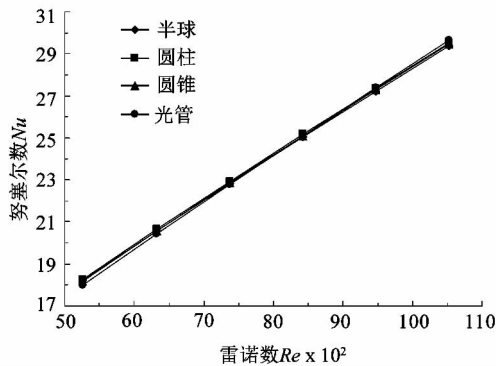


图5 4种螺旋通道的努塞尔数与雷诺数的关系图

Figure 5 Nusselt number vs Reynolds number of four helical channels installed with different vortex generators

3.3 泊肃叶数

王翠华等^[13]引入纲量为一的泊肃叶数 Po 来评价流动阻力,定义如下:

$$Po = fRe. \quad (11)$$

相同雷诺数下,泊肃叶数 Po 越大,表明流动阻力越大。

由图6中所示的计算结果可知,内置了3种不同形状涡发生器的螺旋通道的泊肃叶数随雷诺数的增加而增大,说明流动阻力也随之增大;而相同雷诺数下,内置了3种不同形状涡发生器的螺旋通道的泊肃叶数均大于光管,说明加入涡发生器之后螺旋通道的阻力比光管大;流动阻力较大的是圆柱形,半球形和圆锥形次之,且二者差别不大,光管最小,说明半球形和圆锥形涡发生器对流体的阻力较小,可能因为2种螺旋通道内的流体在离心力的作用下,偏移到外壁面,减弱了近壁面对流体的阻碍作用,使得泊肃叶数较低。

3.4 综合性能评价因子

Webb^[14-15]指出,综合性能评价因子 η 可以定义如下:

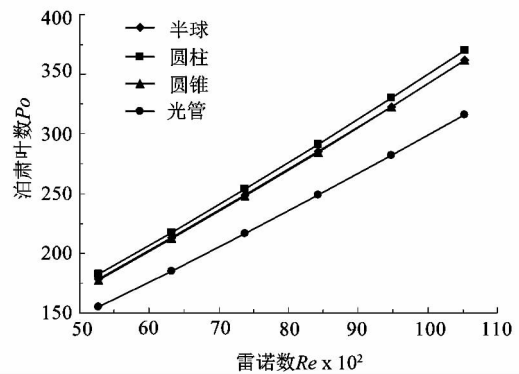


图6 4种螺旋通道泊肃叶数与雷诺数的关系图

Figure 6 Poiseuille number vs Reynolds number of four helical channels installed with different vortex generators

$$\eta = \frac{hA_h/h_0A_0}{(P_w/P_{w0})^{1/3}(A_h/A_0)^{1/3}} = \frac{Nu/Nu_0}{(1/f_0)^{1/3}(Re/Re_0)^{1/3}(Pr/Pr_0)^{1/3}} \quad (12)$$

式中: A_h 为内置涡发生器的螺旋通道的换热面积, A_0 为光管的换热面积; P_w 为内置涡发生器的螺旋通道的耗功率, P_{w0} 为光管的耗功率; Re_0, h_0, Pr_0, f_0 和 Nu_0 分别为光管的雷诺数、对流传热系数、普朗特数、阻力系数和努赛尔数。在相同雷诺下,当流体的物性和换热面积不变,功耗一定时,上式可以简化为:

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (13)$$

如图7所示,3种内置涡发生器的螺旋通道在湍流状态下,综合性能评价因子(η)随雷诺数的增加逐渐减小,由图5所示的4种螺旋通道的努赛尔数接近,所以在公式(13)中,决定 η 大小的主要是螺旋通道的阻力系数,图6所示的泊肃叶数变化对应了阻力系数的变化,3者 $(f/f_0)^{1/3}$ 数值接近了图7中 η 的变化;3种螺旋通道的 η 数值均略小于1,集中在0.940和0.865之间,说明湍流状态下,内置涡发生器对螺旋通道传热效果的影响效果不是很理想。

3.5 熵产分析

Zhai^[16-17]等通过分析对流换热过程,得出由传热不可逆性和流动不可逆性引起的局部熵增公式如下:

$$S_T = \frac{\lambda}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right], \quad (14)$$

$$S_P = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}. \quad (15)$$

式中: S_T, S_P 分别为局部传热熵产和局部流动熵产,两

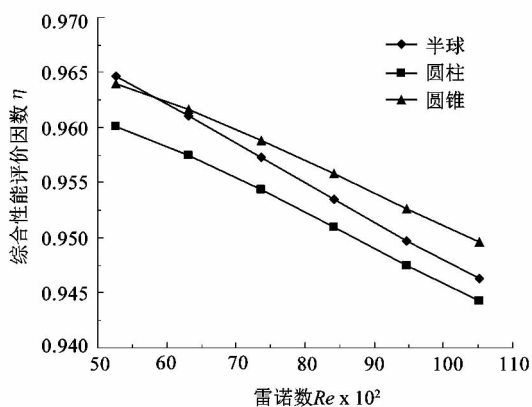


图7 3种螺旋通道综合性能评价因子与雷诺数的关系图

Figure 7 η vs Reynolds number of three helical channels installed with different vortex generators

者之和即为局部总熵增。而 Wang^[18]引入的无量纲熵产为进一步的研究分析提供了理论指导,涉及的公式如下:

$$S_T^* = \frac{\int S_T dV}{mc_p}, \quad (16)$$

$$S_P^* = \frac{\int S_P dV}{mc_p}, \quad (17)$$

$$S_G = \frac{\int (S_P + S_T) dV}{mc_p}. \quad (18)$$

式中: S_T^* , S_P^* 分别为传热熵产和流动熵产; m 为质量流量; V 为流体域的体积。

从图8中的计算结果可知3种内置涡发生器的螺旋通道的总熵产在低雷诺数时与光管最接近,随雷诺数的增加,和光管的差值明显变大。由图6可知,阻力系数有所增加,阻力熵产会有所增加,进而说明,低雷诺数时,流体流经涡发生器时温度梯度变化不大,造成传热熵产没有明显差别;随着雷诺数的增加,3种内置涡发生器的螺旋通道的总熵产增加趋势变缓,说明流速增大,冷流体在螺旋通道内停留时间缩短,使得被加热时间变短,温度梯度变小。4种螺旋通道的总熵产在低雷诺数时较大,说明此时流体在管道内停留时间较长,冷流体被加热程度较大,造成的进出口温度梯度较大,温度熵产随之增大。相同雷诺数下,3种内置涡发生器的螺旋通道总熵产从大到小依次是:圆柱形、半球形和圆锥形,说明圆锥形涡发生器造成的有效能耗散最少。

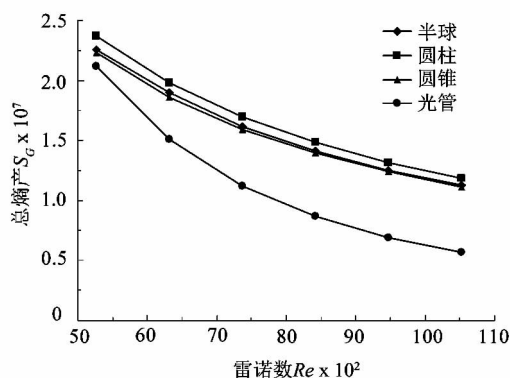


图8 4种螺旋通道的总熵产与雷诺数的关系图

Figure 8 Entropy generation vs Reynolds number of four helical channels installed with different vortex generators

4 结 语

对装有3种不同形状涡发生器的螺旋通道和未加涡发生器的螺旋通道进行数值模拟,分析其传热特性,并结合热力学第二定律,通过熵产计算,进一步探究了传热特性的特点,并将内置涡发生器的螺旋通道和光管进行了对比。

1) 4种螺旋通道的努塞尔数 Nu 均随雷诺数的增大而增大,且相互差别不大,说明加入涡发生器,对螺旋通道内的传热系数影响不大。

2) 从泊肃叶数 Po 可知,加入涡发生器之后通道流动阻力增大,阻力较大的是圆柱形,而半球形和圆锥形较低且差别不大。

3) 总熵产均随着雷诺数的增加而减小,并且在相同雷诺数下都比光管大,说明加入涡发生器之后传热过程的不可逆损失增加,能量利用程度降低。

4) 综合性能评价因子 η 随雷诺数增加均逐渐减小,且数值都小于1,说明湍流状态下加入涡发生器对提升螺旋通道传热效果的作用不大。

参考文献:

- [1] VASHISTH S, KUMAR V, NIGAM K D P. A review on the potential applications of curved geometries in process industry [J]. Industrial and engineering chemistry research, 2008, 47(10): 3291-3337.
- [2] DHOTRE M T, MURTHY Z V P, JAYAKUMAR N S. Modeling and dynamic studies of heat transfer cooling of liquid in half-coil jackets [J]. Chemical engineering journal, 2006, 118(3): 183-188.
- [3] SUBRAMANIAN J N, MJALLI F S. The dynamics of liquid cooling in half-coil jackets [J]. Chemical product and process modeling, 2008, 3(1): 1-16.
- [4] 李雅侠, 王 航, 吴剑华. 螺旋半圆管夹套内层流流动及换热特性研究 [J]. 化学工程, 2010, 38(6): 35-38.
- [5] 冯振飞, 何荣伟, 朱 礼, 等. 周向平行细通道夹套的换热特性 [J]. 过程工程学报, 2015, 15(6): 901-908.

- [6] BEJAN A. Entropy generation through heat and fluid flow[M]. New York: Wiley-Interscience Publication, 1982: 89 – 190.
- [7] BEJAN A. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes[M]. New York: Wiley-Interscience Publication, 1996: 77 – 101.
- [8] WU Shuangying, CHEN Sujun, LI Yourong, et al. Numerical investigation of turbulent flow, heat transfer and entropy generation in helical coiled tube with larger curvature ratio[J]. Heat and mass transfer, 2008, 45(5): 569 – 578.
- [9] 李雅侠, 董国先, 吴剑华, 等. 反应釜内螺旋半圆管夹套内流体的湍流换热性能及熵产分析[J]. 过程工程学报, 2013, 13(4): 555 – 561.
- [10] AHADI M, ABBASSI A. Entropy generation analysis of laminar forced convection through uniformly heated helical coils considering effects of high length and heat flux and temperature dependence of thermophysical properties[J]. Energy, 2015, 82: 322 – 332.
- [11] XIA Guodong, LIU Xianfei. An investigation of two-phase flow pressure drop in helical rectangular channel [J]. International communications in heat and mass transfer, 2014, 54: 33 – 41.
- [12] PAWAR S S, SUNNAPWAR V K. Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger[J]. Chemical engineering research and design, 2014, 92(11): 2294 – 2312.
- [13] 王翠华, 刘胜举, 吴剑华. 三角形螺旋流道充分发展流体的流动性能[J]. 化工学报, 2014, 65(1): 100 – 107.
- [14] WEBB R L, ECKERT E R G. Application of rough surfaces to heat exchanger design[J]. International journal of heat and mass transfer, 1972, 15(9): 1647 – 1658.
- [15] WEBB R L. Performance evolution criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design[J]. International journal of heat and mass Transfer, 1981, 24: 715 – 726.
- [16] ZHAI Yuling, XIA Guodong, LIU Xianfei, et al. Heat transfer in the microchannels with fan shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis[J]. International journal of heat and mass transfer, 2014, 68: 224 – 233.
- [17] 翟玉玲, 夏国栋, 刘献飞, 等. 复杂结构微通道热沉液体强化传热过程的热力学分析[J]. 化工学报, 2014, 65(9): 3403 – 3409.
- [18] WANG Yingshuang, ZHOU Bing, LIU Zhichun, et al. Numerical study and performance analyses of the mini-channel with discrete double-inclined ribs [J]. International journal of heat and mass transfer, 2014, 78: 498 – 505.

(上接第4页)

间), 而当配合次数达到上百次且点云中点数大量增加时, 可以节省更多的时间, 故本文改进的算法可以提高配合效率。

4 结语

本文利用改进的配准方法提高了回转点云的配准效率, 而且经过很多实例验证。在这些验证实例中, 该方法效率的确有一定程度的提高, 而且比较可靠, 故在配准数目较大的物体(如回转型文物碎片配准)时, 其优势就比较明显。本文只是针对回转形状的点云进行研究的, 对于非回转点云或者回转特征不是特别明显的小块点云, 该方法就无法完成配合, 故还需要进一步研究, 从而可以实现对其他类型点云的有效配准。

参考文献:

- [1] BESL P J, MCKAY N D. A method for registration of 3-D shapes[J]. IEEE transactions on pattern analysis and machine intelligence, 1992, 14(2): 239 – 256.
- [2] RUSINKIEWICZ S, LEVOY M. Efficient variants of the ICP algorithm [C]//Proceedings of 3rd International Conference on 3D Digital Imaging and Modeling (3DIM 2001). Quebec City, Canada: IEEE Computer Society, 2001: 145 – 152.
- [3] HUANG Qixing, FLORY S, GELFAND N, et al. Reassembling fractured objects by geometric matching[J]. ACM transactions on graphics, 2006, 25(3): 569 – 578.
- [4] 杨雪娇. 点云的边界提取及角点检测算法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2010: 34 – 45.
- [5] 刘德平, 刘晓宇, 陈建军. 逆向工程中回转型特征参数的提取[J]. 塑性工程学报, 2008, 15(1): 178 – 180.
- [6] MARA H. Orientation of rotationally symmetrical archaeological finds by 3D shape estimation [D]. Wien: Technische Universität Wien, 2006: 14 – 16.
- [7] POTTMANN H, RANDRUP T. Rotational and helical surface approximation for reverse engineering[J]. Computing, 1998, 60(4): 307 – 322.
- [8] WILLIS A R, COOPER D B. Bayesian assembly of 3d axially symmetric shapes from fragments[C]//Proceeding of the 2004 IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Washington: IEEE Computer Society, 2004: 82 – 89.
- [9] SON K, ALMEIDA E B, COOPER D B. Axially symmetric 3D pots configuration system using axis of symmetry and break curve [C]//Proceedings of the 2013 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition. Washington, DC, USA: IEEE Computer Society, 2013: 257 – 264.
- [10] GOLDBERG D, MALON C, BERN M. A global approach to automatic solution of jigsaw puzzles[J]. Computational geometry, 2004, 28(2/3): 165 – 174.
- [11] DA GAMA LEITAO H C, STOLFI J. A multiscale method for the reassembly of two-dimensional fragmented objects [J]. IEEE transactions on pattern analysis and machine intelligence, 2002, 24(9): 1239 – 1251.