

文章编号:1671-6833(2013)06-0116-04

帘式折流片换热器壳程流体流动死区研究

古 新, 郝建设, 刘敏珊, 朱培纳

(郑州大学 河南省过程传热与节能重点实验室, 河南 郑州 450001)

摘 要: 为掌握新型高效帘式折流片换热器壳程流动死区分布规律, 采用 CFD 方法得到该换热器中停留时间分布 (RTD) 数据, 研究表明: 帘式折流片换热器壳程流动死区大小随着 Re 的增加而降低; 流动死区分布规律受折流栅排列方式的影响, 相同壳程 Re 下, 折流栅对称排列时死区大于折流栅同向排列时的死区, 且均小于折流板换热器壳程流动死区. 当 $Re=5\ 000, 10\ 000, 15\ 000$ 时, 折流栅对称排列时帘式折流片换热器壳程死区分别为折流板换热器壳程死区的 59.23%、49.08%、46.06%; 折流栅同向排列时分别为折流板换热器壳程死区的 29.94%、25.32%、19.80%.

关键词: 流动死区; 时间停留分布; 帘式折流片

中图分类号: TQ051.5; TK124

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.1671-6833.2013.06.028

0 引言

管壳式换热器中, 壳程流体流动形态可以分为横向流、纵向流和螺旋流^[1]. 弓形折流板换热器是典型的横向流换热器, 壳程易产生流动和传热死区^[2]. 螺旋折流板换热器中易造成流体短路, 螺旋折流板背风处与壳体接触的区域流体流动相对缓慢, 易形成漩涡或流动死区^[3]. 帘式折流片换热器作为一种新型的管壳式换热器, 其壳程流体流动形态呈现出“斜向流”状态^[4]. 文献[5]中在三角形布管方式下对帘式折流片换热器及折流板换热器传热流阻性能进行对比研究, 表明帘式折流片换热器综合性能优于折流板换热器. 文献[6]采用实验测定停留时间的方法, 探讨了折流板换热器壳程流体介质的传热死区, 同时对几种异型折流板换热器进行比较. 文献[7]中对连铸中间包中的流体特性进行研究, 理论推导出根据停留时间分布 (RTD) 曲线计算反应器中流体流动死区的方法.

笔者根据换热器的结构特点作出适当简化后建立帘式折流片换热器的三维实体模型, 采用停留时间分布的方法, 对其壳程流体流动死区进行研究, 并与相同壳程 Re 下折流板换热器的流动死

区进行对比, 为该类新型高效换热器传热和流阻性能提升及结构改进提供了参考依据.

1 理论基础

1.1 控制方程

为了简化计算, 对壳程流体工况进行假设: ①流体为不可压缩的牛顿型流体; ②流体的物性参数均为定值; ③宏观热能守恒. 基于以上假设, 壳程流体流动和传热满足质量守恒方程、动量守恒方程以及能量守恒方程^[8].

1.2 RTD 曲线及壳程死区计算方法

按照文献[6]中对死区的描述, 换热器中的死区可以定义为: 流体在该区域内流动缓慢或者因旋转而无法流出. 死区内的流体对传热无任何贡献, 且在低流速条件下, 流道内易结垢. 因此, 应该尽可能减少设备中死区的存在.

采用“刺激-响应”法, 在模型的入口处注入示踪剂, 在出口处监测示踪剂的浓度, 归一化处理后可以得到帘式折流片换热器壳程 RTD 曲线. 其实现步骤如下: ①利用 FLUENT 软件, 计算得到换热器壳程稳态流场. ②在 0.000 5 s 内向换热器壳程注入质量分数为 0.05 的示踪剂, 把计算方式改成瞬态计算直到在出口处监测不到示踪剂的浓

收稿日期: 2013-05-20; 修订日期: 2013-08-06

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51006092)

作者简介: 古新 (1978-), 男, 山东济宁人, 郑州大学副教授, 博士, 主要从事重大过程装备强化传热机理研究工作,

E-mail: guxin@zzu.edu.cn.

度.③根据计算结果对浓度进行无因次化,作为纵坐标;对时间进行无因次化,作为横坐标,得到壳程的 RTD 曲线.

根据得到的 RTD 曲线利用下述公式可以得出示踪剂在帘式折流片换热器壳程的平均停留时间以及死区体积分数^[9].

理论平均停留时间:

$$t_{av} = V/Q. \tag{1}$$

平均停留时间:

$$\bar{t} = \sum tC(t)/\sum C(t). \tag{2}$$

无因次时间:

$$\theta = t/\bar{t}. \tag{3}$$

无因次浓度:

$$C = C(t) \bar{t} / \int_0^\infty C(t) dt. \tag{4}$$

死区的体积分数:

$$\frac{V_d}{V} = 1 - \frac{Q_a}{Q} \cdot \frac{\bar{t}_c}{\bar{t}}. \tag{5}$$

$$\frac{Q_a}{Q} = \sum_{i=0}^2 C_i \Delta \theta. \tag{6}$$

式中: V, V_d 分别为流体的总体积和死区所占的体积, m^3 ; Q, Q_a 分别为流体总体积流量、活动流体体积流量, m^3/s ; t, \bar{t}, \bar{t}_c 分别为计算时间, 平均停留时间, 两倍理论平均停留时间, s ; $C, C(t)$ 分别为无因次浓度、实时监测浓度.

2 模型结构参数及边界条件

2.1 换热器模型主要结构参数

帘式折流片换热器的主要结构尺寸如表 1 所示. 考虑到折流栅的装配方式会对壳程流体流动死区产生影响, 故使用折流栅同向装配和对称装配两种装配方式, 其示意图如图 1 所示. 折流板间距为 150 mm, 折流板板厚度为 10 mm, 弓形开孔高度为筒体内径的 25%, 其余结构与帘式折流片换热器模型完全相同.

2.2 边界条件和计算方法

壳程进口采用速度进口. 壳程体积流量与壳程 Re 对应关系如表 2 所示. 壳程流体为常温空气 (20 ℃); 管壁采用恒壁温 (120 ℃); 壁面采用绝热壁面条件, 近壁面处理采用标准壁面函数法; 壳程出口为压力出口; 壳程 Re 范围为 5 000 ~ 15 000, 选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型; 采用 SIMPLE 算

法计算压力-速度耦合关系; 动量和能量离散采用二阶迎风格式.

表 1 帘式折流片换热器模型主要几何尺寸

Tab. 1 Primary geometric parameters of shutter baffle heat exchanger					
筒体内径/ mm	换热管 型号	布管 方式	折流片 宽度/ mm	折流栅 间距/ mm	模型 全长/ mm
Φ261	Φ25 × 2	正方形	30 (倾角 45°)	150	1 500



图 1 不同的折流栅排列方式
Fig. 1 Different assemblies of shutter baffles

2.3 网格划分和计算精度验证

网格划分采用分块划分、结构化和非结构化网格相结合的方式. 原结构化网格尺寸为 $1.2 \times 1.2 \times 5$, 原非结构化网格尺寸为 1.2, 网格总数为 1 627.7 万. 为了找出网格的独立解, 对网格细化, 细化后结构化网格尺寸为 $1.1 \times 1.1 \times 4$, 非结构化网格尺寸为 1.1, 网格总数为 1 834.9 万, 以壳程流体进口流速为 3.40 m/s 为例, 计算结果如表 3 所示. 网格在加密后压力损失相差 1.42%, 温度相差 1.01%. 由此可以得出, 网格尺寸变化对模拟结果影响很小, 模拟所得结果为网格独立解^[10].

表 2 壳程 Re 对应的体积流量

Tab. 2 Inlet volume flow rate under different Reynolds number in shell			m^3/h	
壳程 Re	帘式折流	折流板换热器		
5 000	341.72	82.85		
10 000	683.44	165.70		
15 000	1 025.16	248.55		

表 3 网格加密前后模拟结果对比

Tab. 3 Comparisons of simulation results between original and enrichment mesh				
进口速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	加密网格		原网格	
	出口温	壳程压	出口温	壳程压
	度/K	降/Pa	度/K	降/Pa
3.40	327.35	13 893.47	324.08	14 094.20

3 数值模拟结果分析

3.1 RTD 曲线分析

图 2 所示(a)、(b)为帘式折流片换热器不同折流栅排列方式,(c)为折流板换热器不同壳程 Re 的 RTD 曲线.使用公式(1)~(6)对帘式折流片换热器及折流板换热器壳程流体流动死区进行计算,结果如表 4 所示.

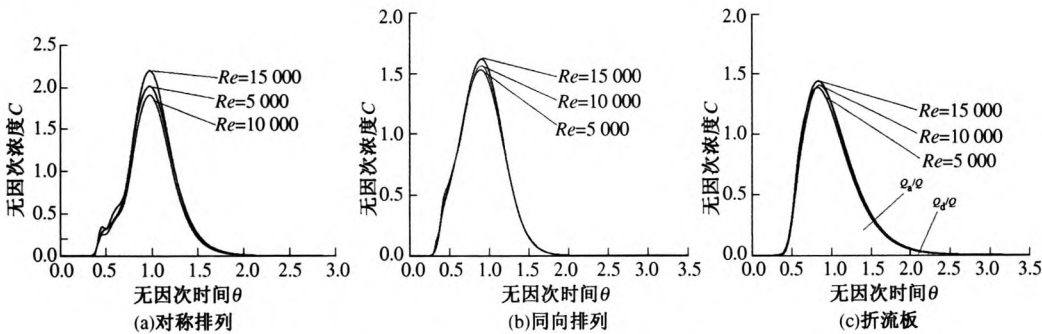


图 2 不同支撑结构下的 RTD 曲线
Fig.2 RTD curve of different support structures

由表 4 可以看出:二者死区所占体积均随着 Re 的增加而降低,帘式折流片换热器中随着壳程 Re 的增加,主流区的速度增加,流体在壳程的停留时间缩短,并且流速的增加对近壁面附近流体的流动状态改变较大,所以壳程死区体积减小.帘式折流片换热器的死区体积小于折流板换热器死区体积;相同 Re 下,折流栅对称排列时帘式折流片换热器壳程死区分别仅为折流板换热器壳程死区的 59.23%、49.08%、46.06%;折流栅同向排列时分别仅为折流板换热器壳程死区的29.94%、25.32%、19.80%.

帘式折流片换热器中死区体积受折流栅的排列方式影响较大,折流栅对称排列时的死区体积大于折流栅同向排列,相同 Re 条件下折流栅同向排列时的死区体积分别为对称排列时的50.54%、51.59%、42.99%.从图 2(a)可以看出,RTD 曲线提前出现波峰,说明在帘式折流片换热器中出现沟流^[11],属于不正常流动,影响换热器的整体效果.当 $Re = 10\,000$ 时也有出现沟流的趋势,但是要比 $Re = 5\,000$ 时的流动状态好.此即为造成折流栅对称排列比同向排列时的流动死区大的主要原因.

3.2 帘式折流片换热器壳程流体流动分析

图 3 为当帘式折流片换热器壳程 $Re = 10\,000$ 时,不同折流栅排列方式下 $x = 16\text{ mm}$ 截面处的

表 4 帘式折流片换热器和折流板换热器流动死区
Tab.4 Flow dead zone in shutter baffle heat exchanger and baffle plate heat exchanger %

壳程 Re	帘式折流片换热器死区		折流板换热器死区
	对称排列	同向排列	
5 000	8.31	4.20	14.03
10 000	5.33	2.75	10.86
15 000	4.21	1.81	9.14

速度分布云图.之所以选择 $x = 16\text{ mm}$ 处截面进行分析原因在于对称面($x = 0\text{ mm}$ 截面)与换热管相交,不便于直观显示壳程流体流动和传热的状态^[4].

由图 3 可见,不同于横向流、纵向流及螺旋流,帘式折流片换热器壳程流体流动受折流片的导流作用呈现出斜向流的趋势,流体在整体上呈现纵向流动.流体的斜向流动可以有效减薄边界层.壳程流动死区的分布受到折流栅排列方式的影响,并且呈现出周期性,当折流栅对称排列时,流动死区主要发生在两个区域,如图中的 A 区和 B 区所示. A 区和 B 区分布在主流区之外,流速缓慢.这是由于靠近边界的高速流体携裹低速流体在向前流动过程中受到前方折流栅的阻挡,流体减速,形成回流,导致该区域内流体流速降低,形

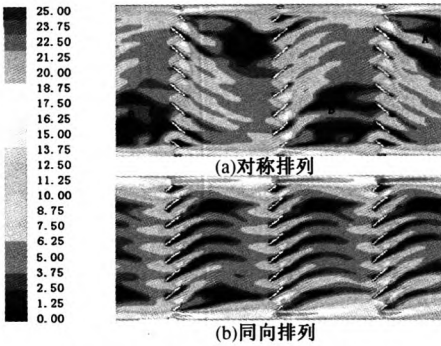


图 3 $x = 16\text{ mm}$ 截面速度分布云图
Fig.3 Velocity contour on $x = 16\text{ mm}$ section

成死区.同向排列时,死区主要发生在C区和D区,流体受到折流片的阻挡,在其后部形成漩涡,流体在原地旋转无法流出.

4 结论

(1)帘式折流片换热器壳程流动死区随着 Re 的增加而减小,死区的分布及大小受折流栅排列方式的影响,对称排列时壳程流动死区比同向排列时大,且流动死区分布均呈现规律性:沿流体主流方向,相邻两个折流栅之间上下交错分布.

(2)当壳程 Re 相同时,帘式折流片换热器壳程流动死区小于折流板换热器.折流栅对称排列时帘式折流片换热器壳程死区分别仅为折流板换热器壳程死区的59.23%、49.08%、46.06%;同向排列时分别仅为折流板换热器壳程死区的29.94%、25.32%、19.80%.

参考文献:

- [1] 古新,董其伍,刘敏珊,等.导向型折流栅强化换热器壳程传热的数值模拟[J].核动力工程,2010,31(2):113-117.
- [2] GADDIS E S, GNIELIMSKI V. Pressure drop on the shell-side of shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles[J]. Chemical Engineering and Processing, 1997,36(2):149-159.
- [3] 徐百平,王铭伟,江楠,等.螺旋折流板换热器壳程流动与传热数值模拟研究[J].石油炼制与化工,2005,36(10):33-37.
- [4] 古新.管壳式换热器数值模拟与斜向流换热器研究[D].郑州:郑州大学化工与能源学院,2006.
- [5] 古新,刘冰,董其伍,等.三角形布管方式下两种换热器传热与流阻性能研究[J].郑州大学学报:工学版,2012,33(3):76-79.
- [6] 曾舟华,钱颂文,岑汉钊,等.管壳式换热器壳程弓形折流板传热死区流体介质滞留现象研究[J].制冷,1995,52(3):10-14.
- [7] SAHAI Y,EMI T. Melt Flow Characterization in Continuous Casting Tundishes [J]. ISIJ International, 1996,36(6):667-672.
- [8] 陶文铨.数值传热学[M].2版.西安:西安交通大学出版社,2001.
- [9] 毕学工,李宏玉,刘光明,等.基于RTD曲线连铸中间包优化设计数值模拟[J].武汉科技大学学报,2010,33(04):343-346.
- [10] ANDERSON J D. Computational fluid dynamics: The basics with applications [M]. NewYork: McGraw - Hill. 1995.
- [11] 李绍芬.反应工程[M].2版.北京:化学工业出版社,2000.

Research on Flow Dead Zones in Shell Side of Shutter Baffle Heat Exchanger

GU Xin, HAO Jian-she, LIU Min-shan, ZHU Pei-na

(Key Laboratory of Process Heat Transfer and Energy Saving of Henan Province, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: In order to grasp the distribution rule of flow dead zone in shell side of shutter baffle heat exchanger, which is a new and high efficiency heat exchanger, the residence time distribution (RTD) data was obtained and used to analysis by using CFD in this paper. The results showed that the size of flow dead zone in shell side of shutter baffle heat exchanger was reduced with increase of Reynolds number. The distribution of flow dead zone was influenced by assemble types of shutter baffles. When the shutter baffle symmetrical arrangement the size of flow dead zone is larger than that of co-rotating at the same Reynolds number, and the size of flow dead zone of shutter baffle heat exchanger is less than that of baffle plate heat exchanger. When $Re = 5\ 000$ 、 $Re = 10\ 000$ and $Re = 15\ 000$, the dead zone in shell side of shutter baffle heat exchanger with shutter baffle symmetrical arrangement are respectively 59.23%、49.08%、46.06% of that in baffle plate heat exchanger, and the dead zone in shell side of shutter baffle heat exchanger with shutter baffle co-rotating arrangement are respectively 29.94%、25.32%、19.80% of that in baffle plate heat exchanger.

Key words: flow dead zone; residence time distribution; shutter baffle