

文章编号: 1006-4184 2008 02-0020-04

化工设计

换热器整体模型的数值研究方法

赵丽君, 孔松涛 (重庆科技学院, 重庆 400042)

摘要: 利用各向异性多孔介质和换热器核心模型建立了适用于各种换热器的换热器整体模型。计算结果与实验值基本符合, 验证了模型的正确性。与以前文献中采用的数值模拟方法相比, 本文提出的方法可以同时预测换热器管壳程的流场、温度场, 而且支持对多管壳程等复杂换热设备的模拟, 也适用于具有多个热源或冷却流的传热设备以及由多台传热设备组成的换热器组。本文结合其他学者提出的“单元流道”模型, 提出将“单元流道”计算的结果作为换热器整体模型的计算依据, 解决了换热器新结构整体模拟的基本数据来源的问题。对于一些具有非周期模型条件的换热器, 本文提出的方法依然适用。

关键词: 数值模拟; 换热器; 传热计算

0 前言

换热器是一种广泛使用的过程装备, 在炼油、化工、动力、冶金、轻工等工业部门中是主要的工艺设备之一。由于管壳式换热器的结构特点, 使其依然在生产中占据主要地位。目前常用的管壳式换热器研究方法一般采用试验手段或者数值计算来实现。但是试验测试花费较大, 对于管壳程流场、传热等测试比较困难, 而且对数据的后处理比较烦琐。目前管壳式换热器的数值计算一般局限在单独管内或者管外局部细节模拟。这些简化有很多局限性, 如无法了解整个换热器流动和传热情况, 无法分析进出口段的流动传热状况。如果采用周期模型, 则还有更多的限制, 如: 管壁温恒定或者传热总量恒定, 没有穿越对称面的流动等。这些限制条件, 给数值计算应用于工程研究带来了很多不方便的地方。对于折流板换热器而言, 周期模型的概念几乎就是不能使用的。虽然多孔介质可以解决换热器壳程的数值模拟, 但是这种方法对于多孔介质的参数设定依然存在较多问题。新结构的多孔介质参数, 还得依靠试验获得。对于传热计算也很粗糙, 无法真实

反映整个换热器整体的温度场分布情况。另外, 对于多管程、多壳程换热器或具有多热源 of 换热器组数值计算而言, 常规的模拟方法都显得无能为力。

鉴于目前管壳式换热器模拟存在的问题, 本文从换热器细观结构出发, 研究了利用细观模拟结果, 加入换热器核心模型的方法来同时模拟多管程、多壳程换热器流动和传热, 利用这种换热器的整体模拟, 可以有效的解决上述问题, 为工程提供有益的研究方法。

1 理论基础

1.1 多孔介质

鉴于现有的计算机软硬件条件, 对换热器按照实际管、壳程的流动换热情况进行模拟是不现实的。1974 年 Patankar 和 Spalding 引入多孔介质的概念, 完成对换热器壳程流场的模拟。换热器管、壳程流动和传热从宏观可以都简化成多孔介质^[1,2]。多孔介质的动量方程是在标准的动量方程基础上附加动量源项而得到的:

$$S = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu \psi + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho v_{\text{req}} v_j \right) \quad (1)$$

上式负号表示动量源项与流体流动方向相反; S 是 x, y, z 方向上的动量源项, 等式右边第一项是粘度损失, 第二项是内部损失项。 D 和 C 分别是特

收稿日期: 2007-10-22

作者简介: 赵丽君 (1969-), 汉族, 女, 河南郑州人, 工程师, 主要从事流体流动和强化传热的研究。

定的矩阵。忽略对流加速度和扩散, 多孔介质模型可被简化成Darcy定律:

$$\rho \mathbf{v} = -\frac{\mu}{\alpha} \nabla p \quad (2)$$

上式中 $\mathbf{v}$ 是(1)中矩阵 $\mathbf{D}$ 的元素, 是速度矢量。和动量方程一样, 多孔介质能量方程也是基于标准能量方程, 只是修改了传导流量和过渡项:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\gamma \rho_f E_f + (1-\gamma) \rho_s E_s) + \nabla \cdot (\rho_f (\rho_f E_f + p) \mathbf{v}) = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \left(\sum_i h_i J_i \right) + (\bar{\mathbf{v}} \cdot \bar{\mathbf{v}}) \right] + S_f \quad (3)$$

上式中 E_f 为流体总能量, E_s 为体相总能量, γ 为介质的多孔率, k_{eff} 为介质的有效热传导率, S 为流体热焓源项。在多孔介质中, 传导流量使用有效传导系数表示, 而过渡项包括了固体区域的热惯量。

2.2 换热器核心模型理论基础

在换热器模型中, 换热器的换热管和壳程一起, 构成了换热器核心模型。在换热器流体流动过程中, 热量传递在整个换热器核心中并不是恒定不变的。换热器核心模型的流体区域沿着流体流动方向被划分成多个传热单元。计算出每个传热单元的流体的进出口温度, 然后可以计算出每个传热单元的热量传输情况和辅助流体流动阻力情况, 从而得到整个换热器核心的传热分布情况。换热器核心模型除了应用于换热器模拟外, 也可以和其他有热交换的环境的模型混合使用, 从而得到更准确的全场温度变化情况。



图1 单壳程双管程弓形折流板换热器

这是一种典型的U型管换热器或者浮头式换热器, 其壳程是弓形折流板, 换热器核心单元划分如图1所示。

在换热器核心计算中, 流体压降为:

$$p = \frac{1}{2} f \rho_m U_{amin}^2 \quad (4)$$

其中: f 为流向上压力损失系数, ρ_m 为壳程流体平均密度, U_{amin} 为在最小流体面积下流体的速度。

其能量方程为:

$$q_{cell} = \varepsilon (mc_p)_g (T_{in, cell} - T_{cell}) \quad (5)$$

其中: ε 为传热效率, $(mc_p)_g$ 为流体热容速度 (流速 × 热容), $T_{in, cell}$ 为进入传热单元的流体温度, T_{cell} 为传热单元温度。

3 数值模拟的方法及计算步骤

对于采用单元流道来模拟纵流换热器的细部流动和传热的正确性, 在文献^[4,5]中有很详细的论述, 对于其他不适应于单元流道的模型, 其细节大都可以使用周期模型进行简化模拟, 有关这些详细情况, 可参阅文献^[3]中的叙述。对于一种新结构换热器, 其细部流动状况都可以通过适当的方法简化后使用单元流道模型或者周期模型, 计算出其压降, 利用计算出的压降, 设置相应流程的多孔介质模型参数, 作为换热器整体模拟的基本数据。

通过细节模拟, 可以得到换热器流动 x, y, z 三个方向的阻力降, 对于纵向流动阻力降, 可以利用:

$$p = f_p \frac{\rho u^2}{2d_e} \quad (6)$$

得到纵向阻力系数, 式中 p 为横向冲刷阻力, f_p 为纵向阻力系数, u 为流体平均速度, ρ 为流体密度, l 为单位长度, d_e 为当量直径。

对于横向流动阻力系数, 可以由(7)式求得:

$$p = f_l \frac{n \rho u^2}{2} \quad (7)$$

式中 f_l 为横向阻力系数, n 为单位长度上受流体冲刷的管排数, u 为流体在管束最窄处的速度, ρ 为流体密度。

当流体斜向冲刷管束时, 横向冲刷阻力应乘以冲击角修正系数, 详见文献^[9]。

3 模型验证

对实验室一台单弓形折流板换热器进行了壳程压降和传热性能实验测定。该换热器壳程工作介质为空气, 管程工作介质为水蒸汽。测得10组实验数据, 运用换热器整体模型对该换热器数值模拟。实验结果与模拟结果如图2所示。

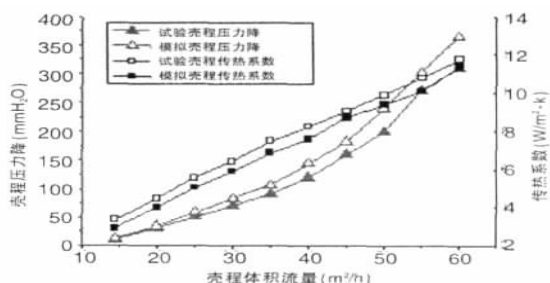


图2 试验值与模拟值的对比

从图2可以看出,模拟数据和试验数据基本吻合,换热器整体模型能较准确地反映管壳式换热器壳程压降与流体温度升高情况,模拟值高于实验测定值是因为在折流板与换热管之间、折流板与壳体之间存在漏流现象。由于试验手段的局限,缺乏管程试验数据,但由于单管程流动和传热特性比较简单而且有现成通过大量工程应用验证的计算公式,可以将模拟数据和计算数据向对比,模拟数据和试验数据依然比较吻合。

4 整体模型的应用-对换热器设计进行优化和分析

管壳式换热器广泛应用于苛刻的工艺条件。但相对于其他新型换热器而言,其流动压降大,壳程存在传热死区,降低了管壳式换热器的使用效率。换热器整体模型可以直接模拟多管程、多壳程换热器进行管、壳程的流动和传热的模拟,在工程上有重要意义。

4.1 工艺条件和模型建立

以某化工厂利用管壳式换热器回收甲苯的热量加热正庚烷为例说明换热器整体模拟在工程实际中的应用。

表1 生产工艺参数

项目名称	管程	壳程
	甲苯	正庚烷
流量/(kg/h)	156000	160000
进口温度/	200	80

根据工艺,厂方决定采用浮头式单弓形折流板换热器,其原设计参数见表2。

表2 换热器的几何参数

项目名称	数值	项目名称	数值
管程外径/mm	1000	换热管间距/mm	32
换热器长度/mm	6000	换热器数量	496
管程数	2	布管方式	正方形
换热管尺寸/mm	φ25×2.5	公称面积/m ²	228

管程压力降由解析法算出。在折流板换热器壳程流动中,可以将壳程流动看作流体横掠换热管,因此,可以简化为2D周期模型。

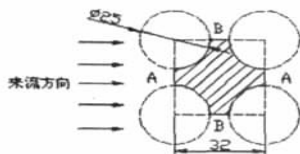


图3 流体横掠换热管简化为二维流动

在简化模型中,两个A面为周期面,两个B面为对称面,中间阴影部分为实际流体流动的流道。通过这个单元流道模型,可以模拟出这种换热器的流动情况,包括压力降。在研究新管壳程结构时候,通过模拟得到的压降数据,结合公式6,7就可以得到计算各项异性多孔介质的流动特性,成为换热器整体模型和换热器核心模型的基础数据。

4.2 数值模拟结果分析

通过换热器整体模型,可以清楚看到换热器管程、壳程的流动与传热情况。壳程流动传热情况可以参见图5,管程温度分布、热量传递和传热效率也可以通过图4反映。图4、表3数据均来自500mm间距的弓形折流板换热器,换热器核心模型传热单元分布顺序见图1。

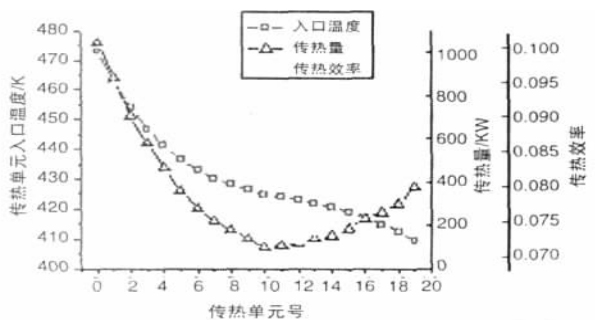


图4 500mm间距换热器核心模型模拟结果

从图4可以很清楚的看到换热器管程的温度、传热量以及传热效率的分布情况。图5清楚地反映了三种间距换热器的壳程流场和温度场分布情况,根据流场和温度场情况,可以调整间距或者折流板弦高,得到理想的换热器结构。对于新开发的换热器结构,也提供了验证手段。

表3 三种换热器整体运行情况比较

项目	420mm 间距	500mm 间距	600mm 间距
壳程入口温度/ K	353	353	353
壳程出口温度 /K	414.72	414.62	414.23
壳程压力降 /Pa	4603.9	3996.9	3696.8
管程入口温度/ K	473	473	473
管程出口温度 /K	405.55	406.26	406.6
管程压力降 /Pa	911	911	911

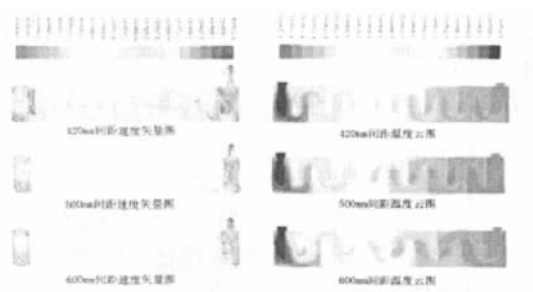


图5 不同折流板间距速度矢量图和温度云图的比较

表 3 和图 5 可以看出,在这三种间距中,500mm 间距弓形折流板结构是比较好的结构。从图 5 也可以看出,在折流板后面存在较大的回流区,反映在温度场云图中,就是折流板后面的高温区,这些区域影响传热。对比图 4 中换热效率曲线,可以看见回流大的地方,都是换热效率较低的传热单元,给出了我们一个结论:即应该调整折流板的弦高,可以提高传热效率并且可以降低流体压力降。在限于篇幅,其他间距和弦高的优化设计在此不再赘述。

5 结论

(1) 采用各项异性多孔介质和换热器核心模型构成的换热器整体模型,可以很好地预测壳侧的压降,实验数据和计算结果基本吻合。

(2) 与以前文献中采用的数值模拟方法相比,本文提出的算法更为合理,而且本文提出的方法可以同时预测换热器管壳程的流场、温度场,而且支持对多管壳程等复杂换热设备的模拟,这是其他方法不能比拟的。

(3) 本文结合其他学者提出的“单元流道”模型,

提出将“单元流道”计算的结果作为换热器整体模型的计算依据,解决了换热器新结构整体模拟的问题。对于一些具有非周期模型条件的换热器,本文提出的方法依然适用。

参考文献:

- [1] Prithiviraj M, Andrews M J. Three - dimensional numerical simulation of shell- and- tube heat exchangers. Part I: foundation and fluid mechanics[J]. Numer Heat Transfer. Part A, 1998, 33: 799- 816.
- [2] Prithiviraj M, Andrews M J. Three - dimensional numerical simulation of shell- and- tube heat exchangers. Part II: Heat Transfer [J]. Numer Heat Transfer. Part A, 1998, 33: 817- 828.
- [3] 陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2004. 496- 502.
- [4] 王永庆. 纵流壳程换热器不同支承结构壳程特性研究与分析[D]. 郑州: 郑州大学, 2005.
- [5] 张华, 周强泰. 光管内插入扭带传热与流动阻力的试验研究[J]. 节能技术, 2005, 3(2).
- [6] 蒸汽发生器编写组. 蒸汽发生器[M]. 北京: 原子能出版社. 1982. 130-135.

A Integral Numerical Method of Heat Exchangers

ZHAO Li-jun ,KONG Song- tao

(Chongqing University of Science and Technology, Chongqing 400042, China)

Abstract: The integral model was presented with the concept of anisotropic porosities and the model of heat exchanger core. A 3D model result of flow and heat transfer were computed and compared with experimental result of a heat exchanger. It confirms correctness of this model that computing result accorded with the experimentation basically. Differing from the former literatures, this method could forecast the flowing field and temperature field in tube side and shell side. This method could apply to multi - tube - shell - channel heat exchangers or heat exchanger groups. Relating to the unit - flow - channel presented by others, the unit - flow - channel result became the basic data of the integral model and resolved the difficulties lacking basic data of new structural heat exchanger. This method applies to non- periodic model heat exchangers too.

Keywords: numerical simulation; heat exchanger; heat transfer computational methods