

研究论文

新型管内插入物——立交盘强化传热的 实验与模拟

刘春江^{1,2}, 刘 辉^{1,2}, 陆寒冰^{1,2}, 袁希钢^{1,2}

(¹ 天津大学化学工程研究所, 天津 300072; ² 化学工程联合国家重点实验室 (天津大学), 天津 300072)

摘要: 对装有新型强化传热管内插入物-立交盘的管路压降与传热情况进行了实验研究, 并利用计算流体力学方法模拟了结构参数变化对传热及压降的影响。实验方面, 通过不同黏度的测量物系, 测定了 Reynolds 数为 $2 \times 10^{-4} \sim 4 \times 10^4$ 时装有立交盘管路的压降, 得到了摩擦系数与 Reynolds 数的关系曲线, 并拟合了关联式, 结果表明相同条件下装有立交盘的管路其压降为空管的 7~40 倍。其次, 利用蒸气加热麦芽糖浆的传热实验, 测量了水平放置与垂直放置条件下空管与装有立交盘时管路传热情况, 拟合了相应的传热关联式, 结果表明爬流条件下水平放置时传热强化倍数为 2~3.5 倍, 垂直放置时传热强化倍数为 2.5~4 倍。最后, 采用计算流体力学的方法, 利用 Fluent 软件对立交盘的传热及流动过程进行了模拟研究, 考察了结构参数变化对传热及压降的影响, 整合了内外流道直径比及长径比对传热及压降的影响关联式, 为立交盘的优化设计提供了理论依据。

关键词: 强化传热; 立交盘; 摩擦系数; 计算流体力学

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2008) 02-0301-08

Heat transfer enhancement in round tube with cross over disk: experiment and simulation

LIU Chunjiang^{1,2}, LIU Hui^{1,2}, LU Hanbing^{1,2}, YUAN Xigang^{1,2}

(¹ Chemical Engineering Research Center, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

² State Key Laboratory of Chemical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Experimental and numerical methods were used to study heat transfer enhancement in a round tube with a new type of insert: cross over disk (COD). Pressure drop experiments were carried out in the round tube with maltose. The correlation of friction factor for Reynolds number was given under Re range from 2×10^{-4} to 4×10^4 . The pressure drop in the round tube with COD was 7—40 times bigger than the empty tube. Heat transfer experiments were performed both in vertical and horizontal tubes with COD. The maltose was heated by steam in the tube. The heat transfer correlations were obtained. In the creeping flow, the heat transfer enhancement for the horizontal tube was about 2—3.5 times bigger than the empty tube, and about 2.5—4 times for the vertical tube. The influence for geometrical parameters, such as r/R and l/d on heat transfer and pressure drop was examined by computational fluid dynamics software Fluent and correlations to describe the effect of these parameters were obtained. These correlations could be used in optimal design of the heat transfer system using COD as insert.

Key words: heat transfer enhancement; cross over disk; friction factor; CFD

引 言

随着世界能源的逐渐枯竭，过程强化已经越来越引起人们的注意。换热器作为石油、化工和动力生产中广泛应用的一种通用设备，其合理设计、运转和改进对于节省资金、能源、材料和空间十分重要。传热过程的强化对国民经济意义十分重大^[1]。

管内插入物强化换热方法，由于其相对成本较低，工艺简便，且清洗也容易，越来越受到社会的关注。国内外很多学者致力于新型插入物的研究与开发。Yukitsugu 等^[2-4]研究了管内加入一种螺旋线的强化传热效果，并对其不同的特征结构进行了详细的研究，得到了对应不同流型的最佳结构参数。黄功浩等^[5]对比了扭带、螺旋片等插入物对传热和压降的影响。Sara 等^[6]研究了管内插入一种规则挡板的传热性能。Grace 等^[7]给出了层流及湍流条件下 Kenics 型静态混合器管内传热的关联式。Liu 等^[8]利用计算流体力学的方法细致研究了不同的几何尺寸的 SMX 型静态混合器，分析了几何尺寸对静态混合器压降及传热的影响。

所有对管内插入物的研究的焦点都集中在如何开发和优化新结构从而在较小的能耗的基础上达到较大的强化传热效果。为了达到降低能耗的目的，本文研究了一种低压降的新型管内插入物——立交盘^[9]，并对其压降及传热性能进行了实验及数值模拟研究。

1 立交盘结构与工作原理

立交盘的结构如图 1 所示。立交盘作为一种新型强化管内传热效果插入物，其工作原理是盘内设有若干相间的中央至周边 (B-B) 和周边至中央的通道 (A-A)，流体穿过立交盘时，中央和周边物料交叉互换位置 (起始时 A 在四周区，B 在中央区，经过立交盘后 A 进入中央区，B 进入四周区)，宛如立交桥般，流动过程中不产生死角。立交盘在管内同向重复排列，其排列方式为 A 与 B 初始方向即为管路的轴向方向。立交盘的外壁侧视图为一圆，在与管路连接时，其外壁焊接于管路内壁之上，该圆直径即为管路内直径。流体穿过一块盘即实现一次中央区和周边区换位，完成一次分割-位移-汇合过程，发生一次边界层强制深度剥离。

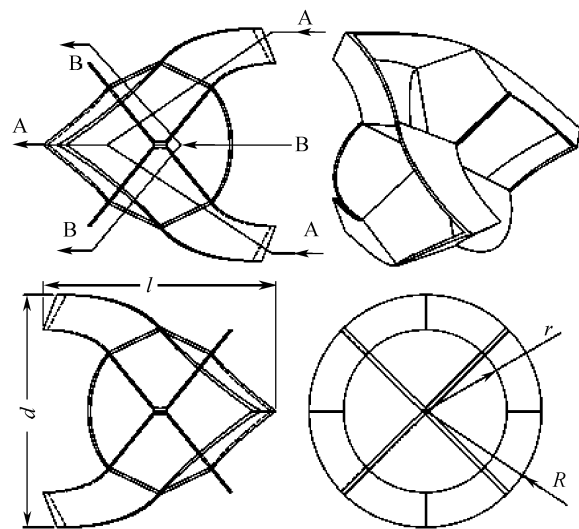


图 1 立交盘结构

Fig. 1 Structure of cross over disk

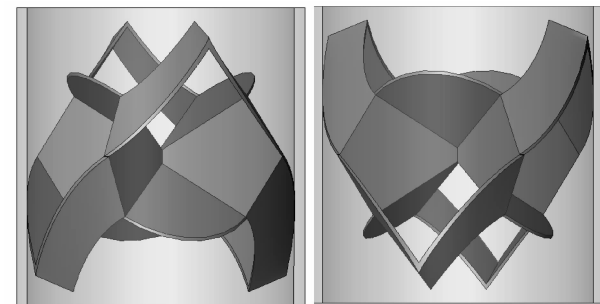


图 2 实验设备示意图

Fig. 2 Experimental apparatus scheme

E1, E2—heat exchanger; F1—boiler; P1—centrifugal pump; P2—gear pump; P3—screw pump; V1—gullet; V2—maltose tank; V3—outlet colling tank

2 实验装置及实验方法

实验装置示意图如图 2，待测段管路内径为 50 mm，长度为 740 mm，立交盘直径 50 mm，长径比 $l/d=1$ ，内外流道半径比 $r/R=0.7$ 。实验过程中立交盘的排列方式为同向重复等距排列。

压降实验中，测量了管内装有 13 个立交盘条件下的压降。为达到较宽的 Re 范围，实验分别采用麦芽糖浆、水、柴油、导热油为介质，在常温常压条件下，改变黏度和流速，测定了管路压降。所测定的 Re 范围为 $2 \times 10^{-4} \sim 4 \times 10^4$ 。黏度由黏度计进行测量，流速通过出口处的量筒、秒表及电子秤测量并计算求得。压降的测量根据不同的物系分别采用了隔膜压力表和 U 管压差计。

传热实验中，鉴于立交盘的设计目的在于高黏流体管内传热的强化，以常压蒸气 (100°C) 为加热介质，进行管外有相变传热，从而尽量减少管外传热系数影响，管内以糖浆为介质，在 $Re < 1$ 的层流条件下，进行了水平和垂直含立交盘管路及空管传热实验，利用秒表、量筒及电子秤测量了流速，使用杯混合平均温度法测量了进出口温度，利用热电偶测量了蒸气温度，分析了立交盘的加入对传热的强化作用。加热管路之前进口段长度为 0.5 m，是管路直径的 10 倍，鉴于实验介质的高黏度和低流速性质，认为流体已经达到稳定流动，边界层已经充分发展。利用相同的实验方法，测量管路长径比 $L/d = 4.5 \sim 14.7$ 范围内立交盘强化传热的情况。

3 实验结果及数据处理

3.1 压降实验

实验测定了装有立交盘的圆管的压降。由于实验过程中立交盘并非充满整个管路，故为表征管路中立交盘对压降的贡献，将实验中测得的压降值减去了空管部分的压降，通过平均求得每个立交盘的压降^[10]

$$\Delta p_d = \frac{(\Delta p - \Delta p_k)}{N} + \Delta p_{kd} \quad (1)$$

并由压降值计算得到摩擦系数

$$\lambda_d = \frac{2\Delta p_d d}{L_a \rho u^2} \quad (2)$$

式中 λ_d 相当于每一个混合单元的摩擦因子，它是 Reynolds 数和静态混合元件几何结构参数的函数。

实验得到了摩擦系数与 Re 的关联式，单盘摩擦系数与 Re 的关系见图 3。

图 3 中爬流区， $0 < Re < 0.1$ ；层流区， $0.1 < Re < 80$ ；过渡区， $80 < Re < 400$ ；湍流区， $Re > 400$ 。在图中可以看到，各区的分界比较明显，在爬流区与层流区中，摩擦系数与 Re 呈良好的倒数

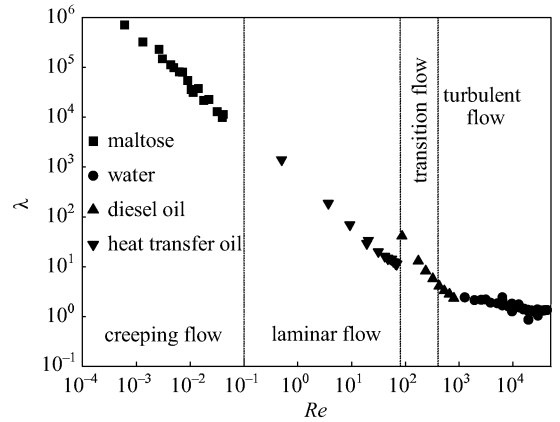


图 3 单盘摩擦系数与 Reynolds 数关联图

Fig. 3 Correlation of Re with mono-cell friction factor

关系 [式 (3) 和式 (4)]，在湍流区中，摩擦系数与 Re 的关系较为复杂，应用 origin 计算软件通过数学拟和得到了摩擦系数的表达式 [式 (5)]，而在过渡区中，流动处于层流区和湍流区的变化阶段，测得的摩擦系数与 Re 的关系部分呈现层流特性，部分呈现湍流特性，无法用一个确定的方程进行描述，建议在工业应用中可参考湍流区的关系式，以避免因压降估算过低带来的安全隐患。

爬流区

$$\lambda = 455Re^{-1} \quad (3)$$

层流区

$$\lambda = 689.9Re^{-1} \quad (4)$$

湍流区

$$\lambda = 1.3234 + 1.1385e^{-Re/6592.8} + 25.07e^{-Re/157.07} \quad (5)$$

本实验所得数据点与整合的关联式比较，平均相对误差小于 7%。爬流范围内压降约为空管的 7 倍，层流范围内压降约为空管的 10 倍，而在湍流范围内，压降约为空管的 40 倍，这说明在爬流与层流范围内，立交盘加入导致的接触表面积增加是阻力增加的主要原因，而在湍流区内，立交盘促进湍动作用突显出来，导致了压降倍数的激增。

3.2 传热实验

传热实验过程中以糖浆为介质，测量了层流条件下 ($Re < 1$) 装有立交盘管路对比于空管的传热强化效果。数据处理过程中用到式 (6) ~ 式 (12)

$$Q = KS\Delta t_m \quad (6)$$

$$Q = Wc_p(t_2 - t_1) \quad (7)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_w - t_2}{t_w - t_1}} \quad (8)$$

$$S = 2\pi rL \quad (9)$$

联立式 (6) ~ 式 (9), 可得到总传热系数 K 。

实验主要考察了立交盘对管内传热系数的影响, 根据传热热阻串联的理论有

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{\alpha_i} + R_{si} + \frac{bd_i}{\lambda d_m} + R_{so} \frac{d_i}{d_o} + \frac{d_i}{\alpha_o d_o} \quad (10)$$

实验阶段可忽略管内外壁污垢热阻及管壁热阻的影响, 为表征立交盘对管内传热系数的强化效果, 应分别计算管内外传热系数及壁温。利用式 (10) ~ 式 (12) 迭代求得壁面温度及管内外的传热系数

$$\alpha_o = 1.13 \left(\frac{\rho^2 g \lambda^3}{\mu L \Delta t} \right)^{1/4} \quad (11)$$

$$\alpha_o |t_o - t_w| = \alpha_i |t_w - t_i| \quad (12)$$

对于空管的传热实验, 考虑了 $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ 的影响, μ_w 仍根据前述方法计算得到壁温, 对照实验介质黏度与温度的对应关系 [式 (13)] 得到。对于含立交盘管路, 由于其对流体的混合能力而使壁面温度与流体主体温度相差较小, 根据前人工作的经验, 这一项可以忽略。

$$\mu = -0.068 + 3.14 \exp(-T/10.2) \quad (13)$$

在 $L/d = 14.7$ 条件下, 水平管路传热实验结果如图 4 (a) 所示。

由实验可以看到, 强化传热效果明显, 得到: 立交盘

$$Nu = 3.23(RePr)^{0.4} \quad (14)$$

空管

$$Nu = 1.02(RePr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (15)$$

传热效果约为空管的 2~3.5 倍。

在 $L/d = 14.7$ 条件下, 垂直管传热实验结果如图 4 (b) 所示。

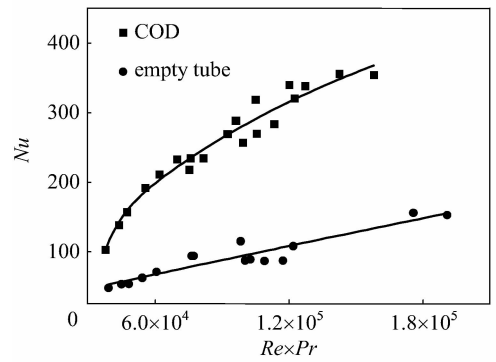
立交盘

$$Nu = 3.54(RePr)^{0.4} \quad (16)$$

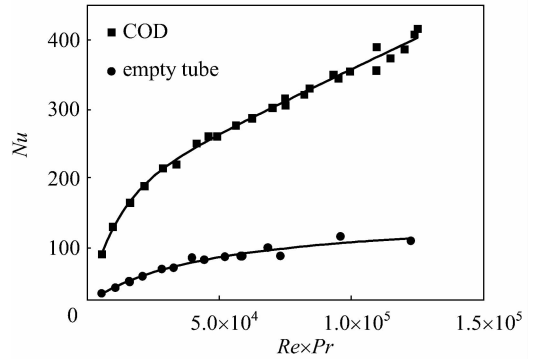
空管

$$Nu = 1.11(RePr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (17)$$

由于自然对流的原因, 垂直管路传热中, 传热倍数比水平管路中有所提高, 约为 2.5~4 倍。另外, 水平管路外壁的液膜厚度由于受到重力作用的影响, 自上而下逐渐增加, 导致了径向壁面温度不均匀, 而在垂直管路中径向方向上液膜的厚度均匀, 避免了立交盘的换位作用的局限性, 即立交盘



(a) horizontal tube



(b) vertical tube

图 4 传热关联图

Fig. 4 Effect of Re and Pr for heat transfer

的换位作用主要体现在中央与四边区的换位, 而周向换位作用不明显, 这也是垂直管路换热效果较好的一个原因。无论在水平管还是在垂直管中, 测得的空管传热关联方程系数对比于经验方程系数有所提高, 原因在于糖浆黏度随温度变化剧烈, 管路中心黏度约为壁面的 200 倍, 导致空管内流体的流动不再是严格的层流流动, 对比于不加热情况, 可能出现高温区流速提高, 而低温区流速降低的情况, 增强了传热效果。

在相同的实验设备条件下, 进行了 SMX 型静态混合器的传热强化实验, 实验中待测管路中含有的 SMX 混合元件的个数、长度和直径均与立交盘实验相同。实验中得到了 SMX 传热关联图, 将立交盘与 SMX 传热效果进行了对比 (图 5)。

SMX

$$Nu = 4.11(RePr)^{0.4} \quad (18)$$

在相同的条件下, SMX 的传热关联式的系数是立交盘的 1.16 倍, 而压降方面, 在实验条件下 ($Re < 1$), SMX 压降约是空管的 23 倍^[11], 而立交盘的压降仅为空管的 7~10 倍, 可见立交盘在强化

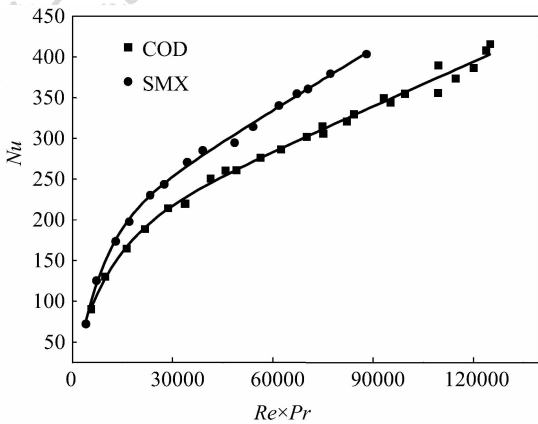
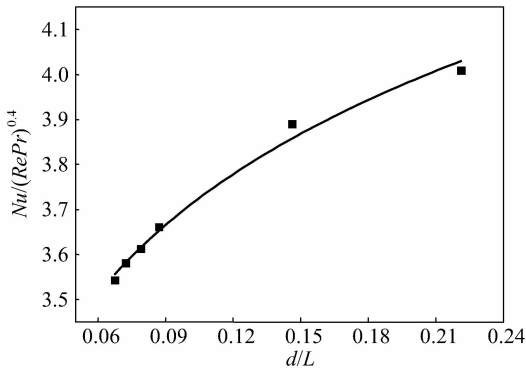


图5 SMX与立交盘传热效果对比

Fig. 5 Comparison of SMX and cross over disk

传热方面存在巨大的优势。

通过在不同的管路长径比条件下的传热实验, 依据前实验中的传热关联式形式, 得到了含有立交盘管路传热方程系数与 d/L 的关系 (图6)。

图6 方程系数 $Nu/(RePr)^{0.4}$ 与 d/L 关系Fig. 6 Effect of d/L on heat transfer coefficient $Nu/(RePr)^{0.4}$

在实验管路长径比范围内, 得到传热方程

$$Nu = 4.725 \left(\frac{d}{L} \right)^{0.1} (RePr)^{0.4} \quad (19)$$

本研究获得的传热关联式与实验数据相比较, 最大相对偏差小于 9%, 实验数据可关联性较强, 可应用于同类条件下传热过程的计算。

4 结构参数变化对传热及压降影响的模拟研究

由于利用实验的方法对立交盘的结构进行优化研究费用过高, 为此利用计算流体力学方法对立交盘的流动及传热过程进行了模拟研究, 通过模拟考察了立交盘的结构参数包括内外流道半径比 r/R 及长径比 l/d 的变化对传热及压降的影响。

4.1 模拟方法

模拟的对象为流体在含有多个立交盘的垂直管路中对流传热情况, 根据不同的模拟参数如 d/L 、 R/r 及 l/d 改变模型的结构。计算采用商用软件 Flent6.3 并行版。模型的网格数目约为 $2 \times 10^6 \sim 5 \times 10^6$ 之间。为保证模拟的可靠性, 在计算过程中, 根据网格间的温度梯度对网格进行了局部优化。计算采用的介质为糖浆, 所有物性与实验中相同。计算采用层流模型, 立交盘的部分处理为固体-钢, 管路其他部分处理为液体-糖浆, 动量与能量方程采用一阶迎风差分格式, 压力与速度的耦合采用 SIMPLEC 算法。加热方式为固定外壁温度 373.15 K 加热, 固体部分考虑了热传导作用。每一种结构参数均在 5 种不同的流速条件 ($u=0.01$ 、 0.02 、 0.04 、 0.06 、 0.08 、 $0.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) 下进行模拟, 拟合得到传热及摩擦方程。

4.2 模拟方法的实验验证

在利用模拟对结构参数优化前, 首先对模拟的可靠性进行了验证, 图7给出了模拟和实验的对比图。从图中可以看出两者结果基本接近。

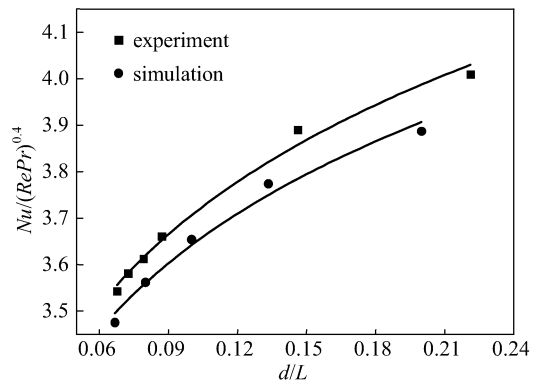


图7 传热方程实验与模拟结果对比

Fig. 7 Comparison of experiment and simulation on heat transfer equation

为进一步验证模拟的可靠性, 对模拟结果进行了拟合, 得到了传热方程

$$Nu = 4.598 \left(\frac{d}{L} \right)^{0.1} (RePr)^{0.4} \quad (20)$$

与实验条件下传热方程式 (19) 对比可以发现, 两方程在形式上完全相同, 仅在方程系数上模拟值较实验值低 2.7%。可以认为模拟的可信性是相当高的, 模拟与实验误差的主要原因在于模拟过程中网格不能够达到无限细化, 而实验过程则可看作是无限细化网格的计算结果, 对于网格的细化可

更有效的使模拟值接近于实验值，但这就需要更高性能的计算机和更多的机时。此次模拟的网格数已接近于 5×10^6 万，模拟结果的误差认为在可以接受的范围之内。

4.3 结构参数 R/r 及 l/d 对传热方程的影响

传热方程均采用式 (19) 及式 (20) 形式，即

$$Nu = a \left(\frac{d}{L} \right)^{0.1} (RePr)^{0.4} \quad (21)$$

在同一 R/r 及 l/d 条件下通过对不同 $RePr$ 及 d/L 进行计算，所得到的传热关联方程均较好地符合式 (21) 的形式，且 a 为常数。在不同的 R/r 及 l/d 条件下， a 值呈现规律性变化 (图 8)。

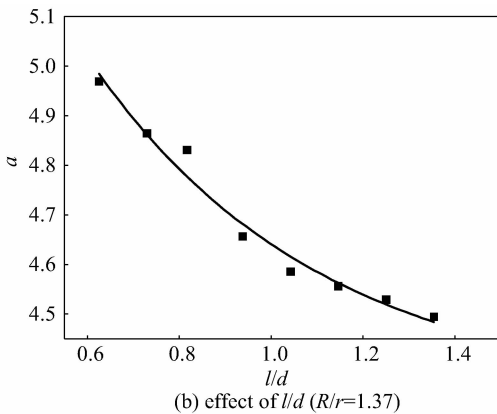
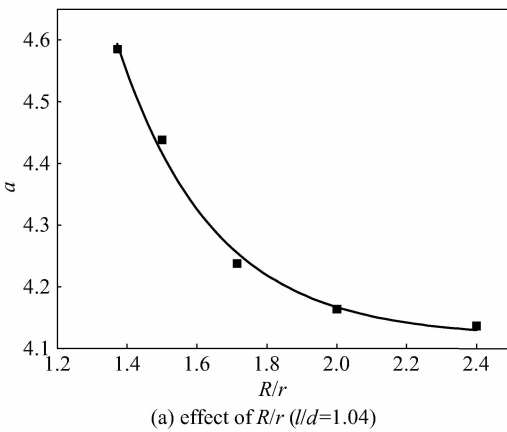


图 8 传热方程系数变化关系

Fig. 8 Effect for heat transfer equation coefficient a

传热方程系数 a 与 R/r 及 l/d 呈指数型变化，整合得到的方程分别为

$$a = 4.33 + 2.27 \exp\left(-\frac{l/d}{0.502}\right) \quad (22)$$

$$a = 4.12 + 68.73 \exp\left(-\frac{R/r}{0.28}\right) \quad (23)$$

拟合方程与实际模拟值误差小于 1%，与实验数据的最大相对误差小于 4%。

假设变量 R/r 及 l/d 相互独立，将 R/r 及 l/d 对传热方程影响整合至同一方程中，得到

$$a = 3.86 + 68.73 \exp\left(-\frac{R/r}{0.28}\right) + 2.27 \exp\left(-\frac{l/d}{0.502}\right) \quad (24)$$

对其他随机产生的 R/r 及 l/d 的模拟计算发现，均较好地符合这一规律 (表 1)。因此，式 (24) 可较好地应用于不同 R/r 及 l/d 条件下传热方程系数的估算。

表 1 式 (24) 计算 a 值与随机模拟 a 值误差对比

Table 1 Deviation between Eq. (24) and random simulation of a

R/r	l/d	a		Divergence/%
		Eq. (24)	Simulation	
24/14	40/48	4.442	4.504	1.39
24/15	45/48	4.437	4.432	-0.13
24/12	55/48	4.146	4.059	-2.09
24/16	55/48	4.416	4.428	0.29

4.4 结构参数 r/R 及 l/d 对摩擦方程的影响

摩擦系数方程均采用式 (3) 及式 (4) 形式，即

$$\lambda = bRe^{-1} \quad (25)$$

在同一 r/R 及 l/d 条件下通过对不同 $RePr$ 及 d/L 进行计算，所得到的摩擦系数方程均较好符合式 (25) 的形式，且 b 为常数。在不同的 r/R 及 l/d 条件下， b 值呈现规律性变化 (图 9)。

摩擦方程系数 b 与 r/R 呈抛物线型变化

$$b = 2588.6 - 7561.8 \left(\frac{r}{R} \right) + 6583.0 \left(\frac{r}{R} \right)^2 \quad (26)$$

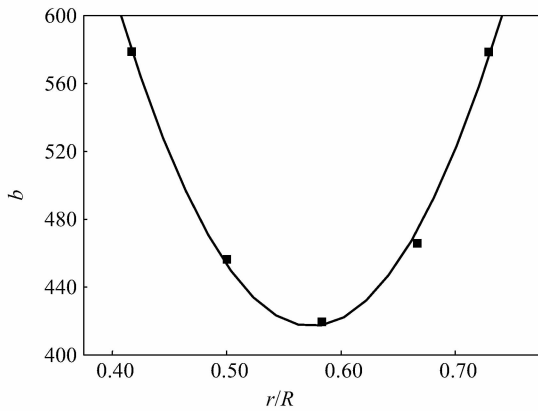
b 与 l/d 呈现指数型变化

$$b = 373.96 + 2350.2 \exp\left(-\frac{l/d}{0.412}\right) \quad (27)$$

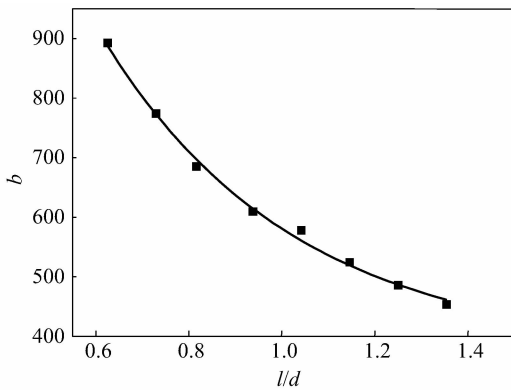
由 Fluent 计算得出的立交盘表面积随 r/R 及 l/d 变化规律与拟合方程与图 9 表现的规律相符，有效说明了层流条件下流体流动阻力增加的主要原因在于接触面积的增加。拟合曲线方程值与实际模拟值误差小于 1%，与实验中爬流区数据的最大相对误差小于 15%。

利用与传热方程整合相同的方法，将 r/R 及 l/d 对传热方程的影响整合至同一方程中，得到

$$b = 2401.1 - 7561.8 \left(\frac{r}{R} \right) + 6583.0 \left(\frac{r}{R} \right)^2 + 2350.2 \exp\left(-\frac{l/d}{0.412}\right) \quad (28)$$



(a) effect of r/R ($l/d=1.04$)



(b) effect of l/d ($R/r=1.37$)

图 9 摩擦方程系数变化关系

Fig. 9 Effect for friction equation coefficient b

对其他随机产生的 r/R 及 l/d 的模拟计算发现, 均较好符合这一规律 (表 2)。因此, 式 (28) 可较好地应用于不同 r/R 及 l/d 条件下摩擦方程系数的估算。

表 2 式(28)计算 b 值与随机模拟 b 值误差对比

Table 2 Deviation between Eq. (28) and random simulation of b

r/R	l/d	b		Divergence/%
		Eq. (28)	Simulation	
14/24	40/48	576.9	570.2	5.39
15/24	45/48	480.9	485.2	-0.57
12/24	55/48	411.6	434.1	5.47
16/24	55/48	431.3	426.3	-1.16

5 结 论

在爬流与层流条件下 ($Re < 80$), 立交盘的摩擦系数基本与 Reynolds 数呈一次方的关系, 加入立交盘使压降增加 7 ~ 10 倍, 在湍流条件下 ($Re > 400$) 压降增加 40 倍左右。换热实验表明,

在爬流条件下 ($Re < 0.1$), 管路水平放置时, 传热效果提高 2 ~ 3.5 倍, 而垂直放置时传热效果提高 2.5 ~ 4 倍。其在相同压降条件下的传热增加倍数要好于目前使用的 SMX 静态混合器, 具有较好的应用前景。通过 Fluent 模拟得到的结果与实验吻合较好, 通过模拟得到了传热及摩擦方程中不同参数随立交盘结构参数变化的关系式, 发现传热方程中的系数 a 随 R/r 及 l/d 呈指数降低, 摩擦方程中的系数 b 与 r/R 呈抛物线形状, 最低值出现在 $r/R = 0.58$ 左右, b 随 l/d 呈指数降低。这些关系式为立交盘的优化设计提供了可靠的理论基础。

符 号 说 明

- a ——传热方程系数
- b ——摩擦方程系数
- c_p ——比热容, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
- d ——管路直径, m
- K ——传热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$
- L ——待测管路总长, m
- l ——立交盘特征长度, m
- N ——立交盘数
- p ——压力, Pa
- Q ——传热功率, W
- R ——管路半径, m
- Re ——Reynolds 数
- r ——内流道半径, m
- s ——换热面积, m^2
- t ——温度, $^\circ C$
- u ——流速, $m \cdot s^{-1}$
- W ——质量流量, $kg \cdot s^{-1}$
- α ——对流传热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$
- λ ——摩擦系数
- μ ——黏度, $Pa \cdot s$
- ρ ——密度, $kg \cdot m^{-3}$

下角标

- d——单位长度 (50 mm)
- i——管内
- k——空管
- m——平均
- w——壁面
- o——管外
- 1——进口
- 2——出口

References

[1] Qian Songwen (钱颂文). The Technology of Heat

- Transfer Enhancement in Tubular Heat Exchanger (管式换热器强化传热技术). Beijing: Chemical Industry Press, 2003; 2
- [2] Shoji Yukitsugu, Sato Kyoza, Oliver D R. Heat transfer enhancement in round tubes using wire coil; influence of length and segmentation. *Heat Transfer Asian Research*, 2003, **32** (2): 99-107
- [3] Takeshima Keishi, Fujii Terushige, Takenaka Nobuyuki. The Flow characteristics of an upward gas-liquid two-phase flow in a vertical tube with a wire coil (I): Experimental results of flow pattern, void fraction, and pressure drop. *Heat Transfer Asian Research*, 2002, **31** (8): 639-651
- [4] Takeshima Keishi, Fujii Terushige, Takenaka Nobuyuki. The Flow characteristics of an upward gas-liquid two-phase flow in a vertical tube with a wire coil (II): Effect on void fraction and liquid film thickness. *Heat Transfer Asian Research*, 2002, **31** (8): 652-664
- [5] Huang Gonghao (黄功浩), Cui Naiying (崔乃瑛), Lu Yingsheng (陆应生). An investigation on augmentation of single phase heat transfer in tube by means of inserts. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 1983, **1**: 23-35
- [6] Sara O N, Pekdemir T, Yapici S. Enhancement of heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular blocks. *Int. J. Energy Res.*, 2001, **25**: 563-576 (DOI: 10.1002/er.703)
- [7] Grace C D. Static mixing and heat transfer. *Chemical Processing and Engineering*, 1971, **52** (7): 57-59
- [8] Liu Shiping, Hrymak Andrew N, Wood Philip E. Design modifications to SMX static mixer for improving mixing. *AIChE Journal*, 2006, **52** (1): 150-157
- [9] Liu Zhaoyan (刘兆彦), Shi Jingyun (施景云). A new type of static mixer—cross over disk; CN, 03156621.9.2004-04-21
- [10] Gao Feng (高峰). A heat transfer study on sulzer static mixer. *Chemical Reaction Engineering and Technology* (化学工程与工艺), 1997, **13** (3): 298-303
- [11] Li H Z, Falso C, Choplin L. Pressure drop of Newtonian and non-newtonian fluids across a Suler SMX static mixer. *Chem. Eng. Sci.*, 1996, **51**: 1947-1955