

螺旋折流板换热器中阻流板对换热 及沿程压降的影响

王 良 罗来勤 王秋旺 曾 敏 陶文铨

(西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘 要 本文分别对螺旋角为 10° 和 15° 的管壳式螺旋折流板换热器加与不加阻流板进行了换热与阻力性能实验。实验是在相同的传热管束, 相同的壳体内径, 并在相同实验条件下 (即在相同的冷热流体流速下) 作比较。实验结果表明, 加阻流板后, 与不加阻流板的同一试件相比, 二者换热性能相当。而由于阻流板的冲击, 使壳侧沿程压降显著增大。

关键词 螺旋折流板换热器; 阻流板; 柱塞状流动; 热工性能评价指标

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2001)Suppl.-0173-04

EFFECT OF INSERTING BLOCK PLATES ON PRESSURE DROP AND HEAT TRANSFER IN SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS WITH HELICAL BAFFLES

WANG Liang LUO Lai-Qin WANG Qiu-Wang
ZENG Min TAO Wen-Quan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract The influence of inserting block plates on the performance of heat transfer and pressure drop in shell-and-tube heat exchangers with helical baffles was studied experimentally, with the identical number of tubes, identical shell inner diameter and identical flow rates of hot and cold fluids. The result shows that the presence of block plates between adjacent baffles may lead to slight increase of the shell-side heat transfer coefficient with great penalty in pressure drop increase.

Key words heat exchangers with helical baffles; block plates; plug flow; evaluation standard of heat exchanger performance

1 引 言

管壳式换热器是能源, 化工等工业领域中最广泛应用的换热器形式。目前, 工业中普遍应用的弓形折流板换热器, 由于其自身固有的特点, 若要获得较高的传热效率, 必然会伴随着较高的流动阻力, 即要以增加泵功消耗为代价^[1,2]。为了节能及节材, 迫切需要改变这种传统的折流板形式。螺旋折流板换热器由于自身独特的优点, 可成为理想的取代产品^[3]。

自从 60 年代起开始提出螺旋折流板换热器的设

计思想, 但通过文献检索, 在螺旋折流板换热器上所作的工作仍停留在表面的认识上。一些公司如 ABB 公司, 已有一些产品上市, 技术相对成熟, 但由于商业的保密性质, 未见有公开报导其研究现状。对于国内, 对此方面的研究则更少。因此, 对螺旋折流板换热器的换热及阻力性能的机理研究是必要的。

螺旋折流板换热器是用一系列的扇形平面板 (称之为螺旋折流板) 替代曲面, 相间连接, 在壳侧形成近似的螺旋面。螺旋折流板换热器彻底改变了弓形折流板换热器的流体流动方式及流场分布。在螺旋折流板之间, 流体呈近似于连续的柱塞状螺旋

收稿日期: 2001-03-02; 修订日期: 2001-05-13

基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目 (No.G2000026303); 国家自然科学基金资助项目 (No.50076024)

作者简介: 王 良 (1975-), 男, 辽宁营口人, 硕士研究生, 主要从事传热强化和计算传热方面的研究。

流动 (Plug Flow)^[4], 流速较稳定, 流动方向为连续性的变化, 避免了死区和回流; 在流道中, 从圆心至壳体半径方向上存在着较大的速度梯度, 壳侧非均匀流速的流体斜向冲刷换热管, 使换热管表面边界层呈螺旋流动, 使边界层减薄及分离。这种换热器如果设计适当能在较小的泵功下产生较高的传热效率。

为了加工的方便, 在本实验中, 一个螺距的螺旋折流板由四个四分之一扇形平面连接成螺旋面组成, 相邻两块折流板之间采用交错搭接形式。图 1 给出了这种扇形板交错螺旋结构的螺旋折流板换热器的结构与流动示意图^[5]。当然, 此时实际的壳侧流体的流动形式与理想的 plug 流有一定的差距。我们只能在现有实验条件下去改进试件, 使其壳侧流动形式更接近于 plug 流, 但无法真正达到 plug 流。由于实际加工的螺旋折流板是由四个四分之一扇形平面搭接而成, 相邻折流板之间必然有一定缝隙, 即一个三角漏流区。如果用一块平面三角板 (称之为阻流板) 将其堵上, 那么流动是否会更接近 plug 流呢? 它的换热及阻力性能是否会改善呢? 基于以上问题, 本文分别对螺旋角为 10° 和 15° 的试件加与不加阻流板进行了换热与阻力性能实验研究。

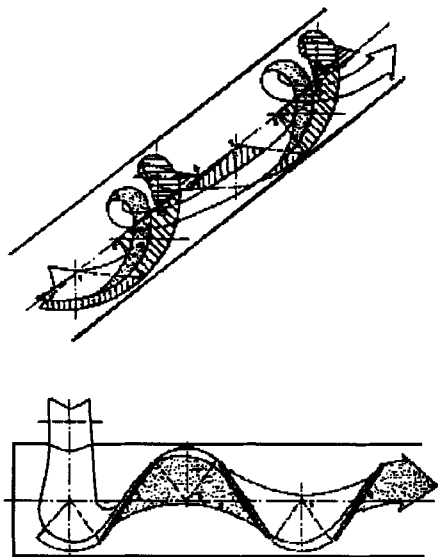


图 1 螺旋折流板结构示意图

2 实验元件的选择

实验所用元件为浮头式换热器, 按 GB151-89《钢制管壳式换热器》制作; 焊接形式按制造厂相应的标准执行; 换热器管子应符合 GB8163-87 的规

定; 本设备制造, 壳程、管程均以 0.6 MPa 压力分别做水压试验。具体参数见表 1。

表 1 各试件的基本几何参数

名 称	单 位	数 值
壳体内径	mm	182
换热管外径	mm	10
换热管内径	mm	7
换热管排列方式		正方形
换热管导热系数	W/(m·K)	36.7
换热管有效长度	mm	1139
换热管数量		72
进水管外径	mm	32
出水管外径	mm	32
进油管外径	mm	57
出油管外径	mm	57
换热器长度	mm	1550

3 实验系统与实验方法

如图 2 所示, 整个实验系统由经过管侧的水路系统和经过壳侧的油路系统组成。导热油先经过油加热器预热, 然后由油泵引出, 通过孔板流量计, 从上而下流过试验段 (即换热器壳侧)。冷却水由水泵引出, 经过转子流量计, 从下而上流过试验段 (即换热器管侧), 再回到水箱。导热油及冷却水的流量均通过管道阀门直接调节。预热段由一台 64 kW 大电流变压器直接通电加热, 并由调压器调节加热功率。

实验时, 首先开动油泵, 使油经过油过滤器, 待系统稳定后, 切换阀门, 使油进入试验段, 并调节阀门, 使油流量达到预定值。再开启水泵和预热器电源, 调节加热功率, 使试验段进口油达到预定温度。系统达到稳定后, 对实验参数进行测量, 并进行热平衡校验。然后改变实验参数, 重复实验。温度测量采用水银温度计, 分别测量进出口油温和进出口水温。油流量采用孔板流量计电容式压差传感器测量。水流量用转子流量计直接测出。试验段进出口间的壳侧油的沿程阻力采用电容式压差传感器测量。实验中所有电容式压差传感器的输出信号都由数字电压表进行读取。实验的热平衡误差在 7% 以内^[6]。

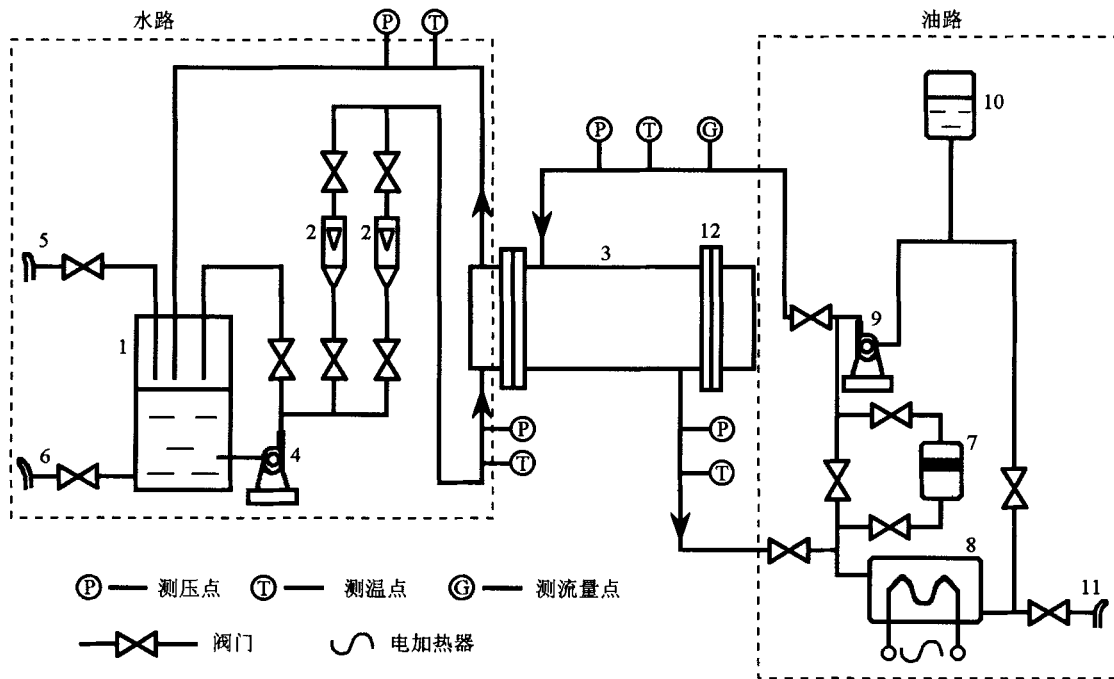


图2 实验回路系统示意图

- 1 水箱 2 转子流量计 3 试验段(油-水换热器) 4 水泵 5 给水管 6 排水管
7 油过滤器 8 油加热器 9 油泵 10 油膨胀箱 11 排油管 12 法兰

4 实验结果与分析

实验是在相同的传热管束, 相同的壳体内径, 并在相同实验条件下(即在相同冷热流体的流速下)作比较。热工性能评价指标采用 $k/\Delta p$ 值。该指标可衡量换热器在相同壳侧阻力降 (Δp) 条件下所获得的总传热系数值。 Δp 大小反映流体泵功消耗(即运行费用), k 反映传热性能强弱, k 值越大, 在完成相同的热负荷下, 具有较小的传热面积, 可减小设备投资费。同时, 采用热阻分离法^[7], 分离出壳侧油的换热系数。实验结果表明, 加阻流板后, 与不加阻流板的同一试件相比, 在相同的壳侧流体进口流量下, 换热性能提高 20%(如图 3), 而壳侧流体沿程压降增加大约一倍(如图 4)。热工性能评价指标值 $k/\Delta p$ 为不加阻流板优于加阻流板的试件(如图 5), 即虽然加阻流板后, 其换热性能有一定改善, 但要以更高的沿程压降为代价。这主要因为加阻流板后, 通过相邻折流板间的三角区的流量减小, 壳侧流体被迫沿着螺旋通道流动, 使有效质量流速提高, 利于换热效果的增强, 但由于阻流板平面与流体流动方向几乎垂直, 流体正向垂直冲击阻流板造成较大压降, 因而使其换热与阻力的综合性能反而下降。另外, 不加阻流板虽然存在三角区的流动, 但也增强了流体的扰动, 强化换热; 而且没有阻流板

造成的垂直冲击, 压降因此较小。故加与不加阻流板, 二者的壳侧流体流动形式与真正理想的 plug 流动的接近程度可以认为是相当的。即: 二者换热性能相当。而由于阻流板的冲击, 使加阻流板的试件的沿程压降显著上升。

螺旋折流板结构实现了壳侧流体的螺旋流动方式, 与同样壳体内径及换热器长度的弓型折流板换热器相比, 相同壳侧流量下, 极大的降低了沿程压降, 而其壳侧换热系数降低较少, 故使其换热与阻力的综合性能显著提高。因此, 对于螺旋折流板换热

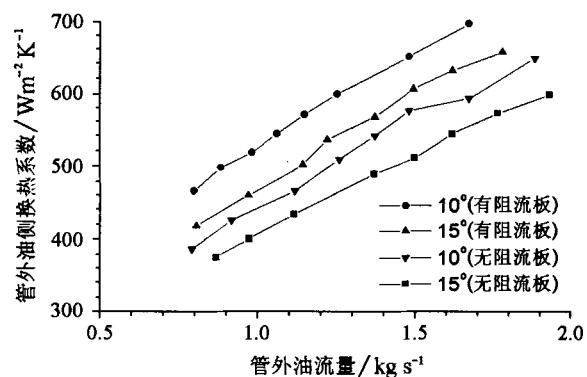


图3 壳侧换热系数随流量的变化曲线

器结构的改进,应该从利于降低壳侧沿程压降的角度来考虑,而不是仅仅从强化换热的角度来考察。要避免流体的正向冲击、流动方向的突然转向等极大的增大压降的情况发生;同时,减小壳体与换热管束间的旁路流、短路流等不利于换热的流动,使其在较小的沿程压降下而实现较高的换热性能。

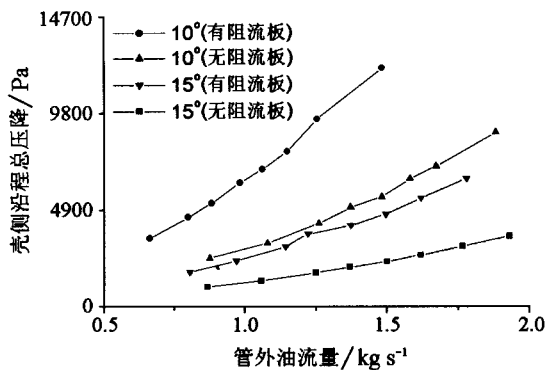


图4 壳侧沿程总压降随流量的变化曲线

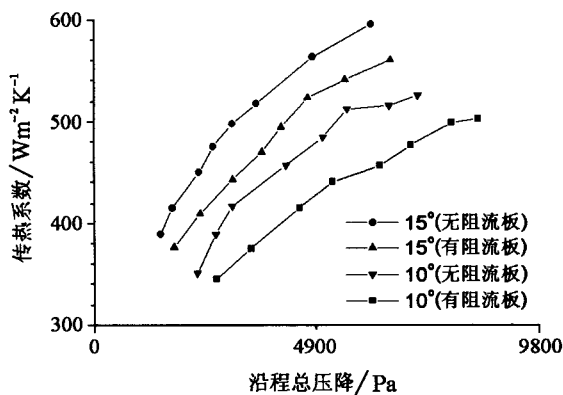


图5 传热系数随沿程总压降的变化曲线

5 结 论

本文分别对螺旋角为 10° 和 15° 的管壳式螺旋折流板换热器加与不加阻流板进行了换热与阻力性能实验。实验结果发现加阻流板后并未明显改善换热器的换热性能,相反,使其沿程阻力压降大幅度上升。因此,螺旋折流板换热器的壳侧流动的复杂性,决定了对其换热及阻力性能的影响是多方面的。因此,在螺旋折流板换热器的设计生产过程中,是否加阻流板和加何种形式的阻流板应从其流动形式是否更接近柱塞状流的角度去考虑,故进一步对壳侧流体流动形式及其机理的分析和研究是必要的。

参 考 文 献

- [1] 靳明聪,程尚模编著. 换热器. 重庆:重庆大学出版社, 1990
- [2] Li Huandong, Kottke V. Effect of the Leakage on Pressure Drop and Local Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, 41(2): 425-433
- [3] Stehlik P, Nencansky J, Kral D. Comparison of Correction Factors for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Segmental or Helical Baffles. *Heat Transfer Engineering*, 1994, 15(1): 55-65
- [4] Kral D, Stehlik P, Van Der Ploeg H J, et al. Helical Baffles in Shell-and-Tube Heat Exchangers, Part One: Experimental Verification. *Heat Transfer Engineering*, 1996, 17(1): 93-101
- [5] Lutcha J, Nencansky J. Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles. *Trans. IChME*, 1990, 68(Part A): 263-270
- [6] 涂洁页,章熙民等. 热工实验基础. 北京:高等教育出版社, 1986
- [7] 杨世铭,陶文铨编著. 传热学(第三版). 北京:高等教育出版社, 1998. 346-348