

换热管内旋向自交叉转子强化传热性能研究

赵本华, 何雪涛, 阎 华, 杨卫民

(北京化工大学 机电工程学院 北京 100029)

摘 要: 利用综合传热性能实验台, 研究对比旋向自交叉转子、同向转子的换热器和光管的传热性能。结果发现: 通过 Webb 性能比较方法, 在同样面积和同等泵功率情况下, 同向转子比光管换热器的换热量最大可提高为 6.99%, 而旋向自交叉转子比光管的换热量最大可提高 8.11%, 并计算推导了旋向自交叉转子与同向转子、光管之间的准则关联式; 同时研究了换热量与转子外径的关系, 结果发现换热量随转子外径变大而增多。

关 键 词: 管壳式换热器; 旋向交叉转子; 同向转子; 强化传热性能

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

管壳式换热器是广泛用于电厂、石油、化工、冶金、船舶等领域的一种换热器, 但由于自身的结构不同, 即管内的流体速度矢量与壳程到管程的温度梯度之间夹角近乎为直角, 此时根据“场协同”原理判断^[1], 其换热效果不理想, 需要加大速度矢量和温度梯度之间的协同程度。另外, 管内换热流体含有杂质, 容易沉积在换热管壁上, 造成较大热阻, 急剧减小了换热器的总换热系数, 从而降低换热器的换热性能。提高换热器的换热效率方法一般有改变换热管截面形状和加入内插件进行扰流两种方法, 如换热管有波纹管、螺纹管等, 但该类型管不足之处是不易加工, 且管内污垢不方便清洗, 内插件有螺旋纽带等, 但有容易摩擦管壁的不足。

针对以上问题, 文献 [2] 提出了管程式组合转子装置, 用于扰动换热管内的流体, 减薄换热管壁上的流体边界层和热边界层, 使流体产生径向速度分量, 加大流体速度矢量和温度梯度之间的协同度, 从而达到强化传热的目的; 此外, 由于流体边界层减薄, 并产生径向的速度分量, 从而流体中的杂质不易

在换热管壁上沉积, 达到防垢除垢的目的。陶文铨、王松平等解释单相对流强化传热的观点^[3-4]: 实质上减薄热边界层、增加壁面附近速度梯度以及增加流体中的扰动强烈程度都等效于减小流体速度和温度梯度之间的协同角。前人已经研究了 5 种转子^[5], 基于上述的转子, 为降低转子对流体的阻力, 继而研发设计了叶片旋向一致的低流阻转子^[6]。本研究基于对自转式装置的长期研究和探索, 提出了一种同一叶片在轴向上具有两种旋向的转子, 介绍在综合传热实验台上对比旋向自交叉转子、同向转子和光管之间的强化传热性能。目的是使流体在换热管内形成流动方向交叉变化的流动状态, 达到强化传热和防垢除垢的目的。

1 实验设备

图 1 为实验装置采用现代化的综合传热试验台装置结构图, 模拟凝汽器中管壳式换热器装置, 通过安装设备检测管程和壳程的温度、流量和压力等参数, 得到实验数据并对数据进行处理和分析。

(1) 换热管为 TP304 材质, 尺寸为 $\phi 25 \times 0.5$ mm, 长度为 2 000 mm, 壳程为不锈钢管, 尺寸为 $\phi 50 \times 1$, 在壳程外设置保温材料, 减小壳程向外释放热量, 提高实验精度;

(2) 在管程和壳程进出口都安装温度传感器, 温度采集精度为 0.01 °C, 实时检测水温;

(3) 在管程中, 水泵出口和换热管进口安装转子流量计, 精度为 0.001 m³/h, 用于测量管程水流量;

(4) 在管程进口和出口设置压力计, 精度为 0.01 kPa, 用于测量进出口压力和压差;

(5) 计算机一台, 与温度传感器、压力传感器和流量计连接, 直接采集数据, 并通过计算程序得到所

收稿日期: 2011-03-10; 修订日期: 2011-09-20

基金项目: 北京市自然科学基金资助项目(3102023)

作者简介: 赵本华(1985-) 男, 重庆万州人, 北京化工大学硕士研究生。

需数值。

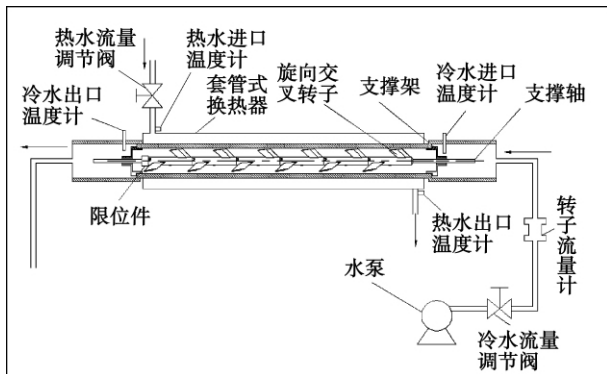


图 1 实验装置简图

Fig.1 Sketch of the test device

2 实验方法及条件

(1) 调节水泵的功率,维持水泵功率恒定,此时记录光管和安装有转子装置的换热器的换热工况,记录为一组数据;改变水泵功率,记录每一组数据。最后比较在同等泵功率下的换热量来评定转子装置的强化传热性能。

对 4 种不同尺寸的转子进行了对比实验,图 2 为左向叶片转子,叶片旋向均为左旋;图 3 为旋向自交叉转子,转子叶片在轴向上 3/4 长度为左旋,1/4 长度为右旋,即一个叶片上同时具有两种旋向,但是旋向叶片的长度不一致,保证有一种旋向叶片在水流作用下的合力大于相反旋向叶片在水流作用下的作用力,只有在该种结构下旋向交叉转子才能正常运转,起到扰流和防垢除垢的作用。结构尺寸如表 1 所示,转子外径 D_r 为 19 和 22 mm,转子导程 L_c 为 200 mm,转子内径 d_r 为 2.5 mm,旋向自交叉转子的叶片在轴向上 1/4 长度上与前段叶片旋向相反,转子的轴向长度 L_r 为 35 mm。实验目的是对比在同种旋向和导程下不同外径的转子和光管、以及同种外径和导程下交叉旋向与同向转子的强化传热性能。

(2) 固定管程的流量为 $5 \text{ m}^3/\text{h}$,改变壳程的流量,从 $2 \sim 5 \text{ m}^3/\text{h}$,间隔 $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 测量一次。壳程为热水,利用加热器对循环水加热,保持壳程进口温度为 $56.5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$;管程为冷却水,用制冷机对其冷却,保持管程进口温度为 $18.5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。根据以上结果,可以用威尔逊图解法算出 C_1 和 C_2 值。

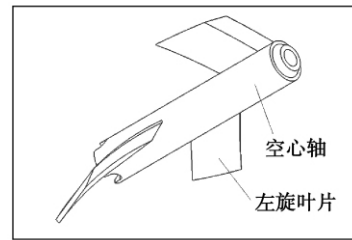


图 2 左旋叶片转子

Fig.2 Leftrotation blade rotor

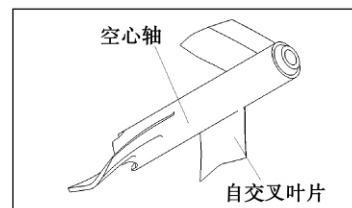


图 3 旋向自交叉转子

Fig.3 Rotation-direction self-cross rotor

表 1 转子几何尺寸参数

Tab.1 Geometrical dimensions and parameters of the rotor

	D_r/mm	d_r/mm	L_c/mm	L_r/mm
19-200(同向转子)	19	2.5	200	35
19-200(交叉转子)	19	2.5	200	35
22-200(同向转子)	22	2.5	200	35
22-200(交叉转子)	22	2.5	200	35

表 2 光管下的流速与水泵功率之间的关系

Tab.2 Relationship between the flow velocity and power of a pump when bare tubes are being used

	1	2	3	4	5	6
光管流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	2	2.5	3	3.5	4	4.5
水泵功率/ kW	0.16	0.32	0.54	0.85	1.26	1.78

(3) 保持壳程流量为 $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$,具有恒定的进口温度 $56.5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$,设定光管下的流速为 $2 \sim 5 \text{ m/s}$ 之间,从而设定水泵功率在 $0.167 \sim 2.443 \text{ kW}$ 之间。

(4) 记录下实验数据,每次实验采集 100 组数据,最后进行求解平均值进行计算,达到减小实验误差的目的,提高实验精度。

(5) 处理实验数据,得到光管、同向转子和旋向交叉转子的努塞尔数 Nu 、阻力系数 f ,拟合旋向交叉的转子的努塞尔数 Nu 与光管和同向转子之间的

关系。

求解壳程的传热系数需要应用威尔逊图解法, 即在将管程流量保持在最大值时改变壳程流量, 则得出:

$$h_o = C_1 \frac{\lambda_o}{D_{h,\rho}} Re_o^m Pr_o^n \quad (1)$$

式中: h_o —换热管壳程表面传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; λ_o —流体的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; Re_o —雷诺数; Pr_o —普朗特数; $D_{h,\rho}$ —换热管的外径, m 。

其中, 指数 m 和 n 的值分别为 0.8 和 0.4, 由于管程流量为同一值时, 其管程对流换热热阻以及管壁热阻为一定值, 由此可得到:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{C_1} \frac{1}{(\lambda_o/D_{h,\rho}) Re_o^{0.8} Pr_o^{0.4}} + C_2 \quad (2)$$

式(2)中 C_1 为式(1)的系数, 也就是用威尔逊图解法求解的斜率, 而 C_2 是管程对流传热热阻加上管壁热传导热阻, 即:

$$C_2 = R_w A_o + \frac{A_o}{h_i A_i} \quad (3)$$

式(2)更为简单地描述为:

$$Y = \frac{1}{C_1} X + C_2 \quad (4)$$

其中 $X = \frac{1}{(\lambda_o/D_{h,\rho}) Re_o^{0.8} Pr_o^{0.4}}$, $Y = \frac{1}{K}$

最后求解努塞尔数 Nu_i , 即:

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{\lambda_i} \quad (5)$$

依此求解管程中的阻力系数, 得:

$$f = \frac{2\Delta p d_i}{\rho u^2 l} \quad (6)$$

式中: Δp —管程进出口压差, Pa ; ρ —流体密度, kg/m^3 ; d_i —当量直径, m ; l —管程长度, m ; u —管程的换热介质的流速, m/s 。

(6) 综合评价转子强化传热性能, 在同等泵功率下, 换热器交换的热量越多, 则说明该转子强化传热性能越好。

3 实验结果及其分析

光管、转子 22-200、叶片自交叉转子 22-200、转子 19-200 和叶片自交叉转子 19-200 5 种类型的换热器, 比较各个换热器的传热和阻力性能, 结果如图 4~图 8 所示。

3.1 分析换热量随着功率的变化趋势

(1) 比较了在同等泵功率下, 按照在同泵功率下换热量的大小排序为 22-200 交叉转子、22-200 同向转子、19-200 交叉转子和 19-200 同向转子, 与预测的结果基本符合;

(2) 证明导程相同和叶片有 1/4 的旋向相反旋向时, 能够提高换热效果。该种转子叶片为自交叉结构, 即在同一个叶片上, 对流体形成扰流效果;

(3) 在同向转子以及旋向交叉转子中, 总体的换热量随着外径的增大而增大, 说明叶片距离换热管壁的距离越近, 越有利于破坏流体的边界层, 达到强化传热的效果。在一定范围内, 叶片外径越大则强化传热效果越好;

(4) 依据 Webb 准则, 在同样面积、同样泵功率下, 比较转子和光管的总换热量 Q , 换热量越多说明该种强化传热装置换热效果越好;

(5) 同种转子进行强化传热时, 随着水泵功率的增加, 相对于光管提高的总换热量 Q 值逐渐减小, 说明水泵功率大时, 管内流速较大, 换热比较充分, 湍流强度得到有效提高, 转子对换热器的强化传热空间减小。

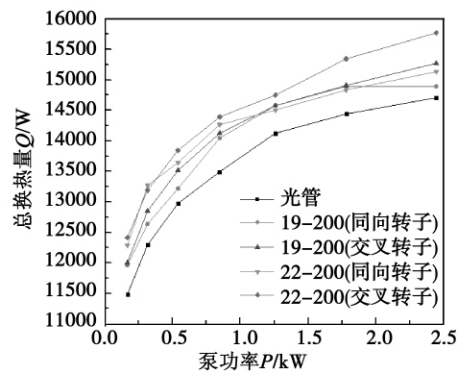


图 4 在同泵功率下的总换热量

Fig. 4 Total heat exchange quantity at a same power of the pump

3.2 努塞尔数 Nu 的比较和准则关联式

(1) 通过总传热系数 K 、壳程表面换热系数 h_o 、管程表面换热系数 h_i , 计算得到管程换热的努塞尔数 Nu , 在同一雷诺数 Re 整体趋势上, 努塞尔数 Nu 从大到小的排列为 22-200 旋向交叉转子、22-200 同向转子、19-200 旋向交叉转子、19-200 同向转子和光管;

(2) 整体上说明转子在不同雷诺数下均能提高

管内努塞尔数,增强了管内对流换热的效率,具有强化传热效果;

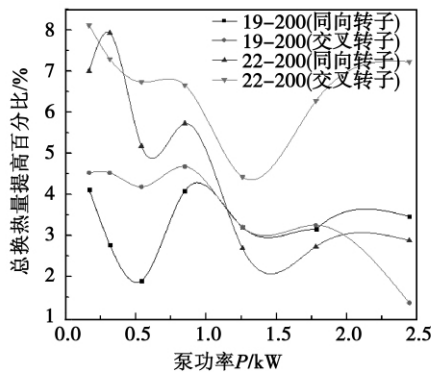


图 5 在同等泵功率下总换热量比光管提高的百分比

Fig. 5 Percentages of total heat exchange quantity enhanced at a same power of the pump compared with that of the bare tube heat exchanger

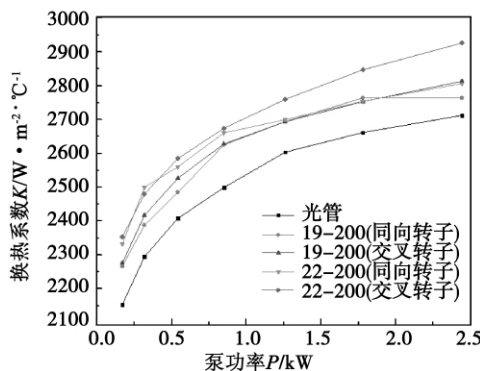


图 6 在同等泵功率下总换热系数

Fig. 6 Total heat exchange coefficient at a same power of the pump

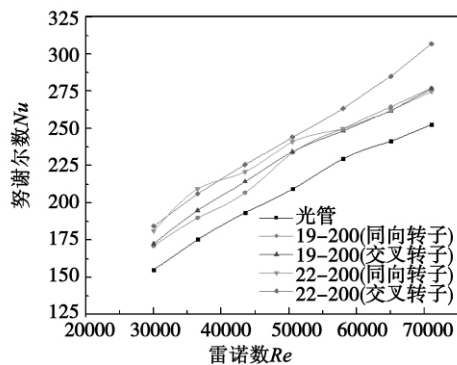


图 7 在不同雷诺数下的管内努塞尔数 Nu

Fig. 7 Nu numbers inside a tube at different Re numbers

(3) 22-200 旋向交叉转子较 22-200 同向转子在雷诺数 $Re = 50000$ 以下努塞尔数 Nu 反而较小,说明该雷诺数下的流速较低,交叉转子的运转对水流流动影响较低,而当雷诺数 Re 在 50000 以上时,19-200 和 22-200 旋向交叉转子的努塞尔数 Nu 提高较为明显,并且随雷诺数 Re 提高而增大,最大能比光管的努塞尔数 Nu 提高 10%;

(4) 研究旋向交叉转子与同向转子、光管的努塞尔数 Nu 之间的关系,雷诺数的变化范围是从 30 000 到 70 000,通过拟合公式得到:

$$Nu_{19c} = 1.43 \cdot Nu_s^{0.685} \cdot Nu_{19}^{0.261} \quad (7)$$

$$Nu_{22c} = 1.132 \cdot Nu_s^{1.027} \cdot Nu_{22}^{-0.019} \quad (8)$$

通过实验得到光管、19-200 和 22-200 同向转子下的努塞尔数 Nu ,通过拟合公式得到 22-200 旋向交叉转子的努塞尔数,从而找到旋向交叉转子与同向转子、光管之间的关系,通过研究同向转子、光管的换热效果和拟合公式推算出相应的交叉转子的强化传热效果。

3.3 阻力系数的比较和准则关联式

(1) 本实验测出来换热管的压力差,经过计算得到阻力系数值。当雷诺数 Re 不同时,阻力系数值 f 也不同,具体结果如图 8 所示,阻力系数由大到小排列顺序为 22-200 旋向交叉转子、19-200 旋向交叉转子、22-200 同向转子、19-200 同向转子和光管。

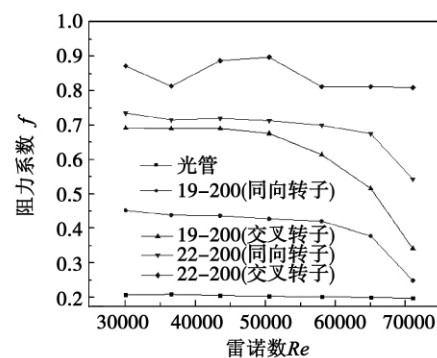


图 8 不同雷诺数下管内的阻力系数

Fig. 8 Flow resistant factor in a tube at different Re numbers

研究旋向交叉转子与同向转子、光管的阻力系数 f 之间的关系,在雷诺数从 30 000 到 70 000 之间的变化过程中,通过拟合公式得到:

$$f_{19c} = 27.55 \cdot f_s^{1.78} \cdot f_{19}^{1.06} \quad (9)$$

$$f_{22c} = 2.748 \cdot f_s^{0.713} \cdot f_{22}^{0.099} \quad (10)$$

(2) 结果显示, 在同一雷诺数下, 转子和光管的阻力系数随着雷诺数的增加而呈现下降的趋势。随着转子外径的增大, 转子对水的阻力系数也增大; 同时在同种外径和导程转子时, 交叉转子的阻力系数大于同向转子; 改变转子叶片 1/4 长度的旋向对阻力系数的影响大于增大转子叶片外径 3 mm 的效果。22 - 200 旋向交叉转子可以看作是从 19 - 200 同向转子经过加大外径 3 mm 形成 22 - 200 同向转子, 之后再对 22 - 200 同向转子改变叶片 1/4 的长度的旋向, 完成了 22 - 200 旋向交叉转子的设计。

4 结 论

通过对比光管、同向和交叉转子在同等泵功率下的换热量 Q 、总传热系数 K 、管内表面传热系数 h_i 、努塞尔数 Nu 值及阻力系数 f , 得出了五者之间的强化传热效果按以上顺序反向排列, 而阻力系数顺序如上述, 具体结论为:

(1) 在一定范围内, 转子随叶片外径的增大, 换热器的换热量增多, 强化传热效果越好;

(2) 根据 Webb 准则, 在旋向自交叉转子和同向转子比光管的换热量最大分别提高了 8.11% 和 6.99%, 说明旋向自交叉转子具有更好的强化传热效果, 同时旋向自交叉转子比同向转子增大了对流体的阻力;

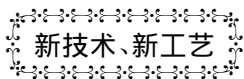
(3) 通过实验数据计算得到换热管内努塞尔数和阻力系数, 并推导出旋向自交叉转子与同向转子、

光管之间的准则关系式: $Nu_{19c} = 1.43 \cdot Nu_s^{0.685} \cdot Nu_{19}^{0.261}$ 和 $Nu_{19c} = 1.43 \cdot Nu_s^{0.685} \cdot Nu_{19}^{0.261} \cdot f_{19c} = 27.55 \cdot f_s^{1.78} \cdot f_{19}^{1.06}$ 和 $f_{22c} = 2.748 \cdot f_s^{0.713} \cdot f_{22}^{0.099}$, 可以为研发新转子提供参考。

参考文献:

- [1] Guo Z Y. A novel concept for convective heat transfer enhancement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41 (14): 2221 - 2225.
- [2] 杨卫民, 丁玉梅, 耿立波, 等. 转子式自清洁强化传热装置 [P]. 中国: 200520127121.9.
YANG Wei-min, DING Yu-mei, GENG Li-bo, et al. Rotor-type self-cleaning intensified heat transfer device [P]. China: 200520127121.9.
- [3] Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 1797 - 1807.
- [4] 王松平. 强化对流传热场协同唯象机制及其控制 [J]. 工程热物理学报, 2004, 25(1): 97 - 99.
WANG Song-ping. Field synergy sole-quadrant mechanism and its control of intensified convection heat transfer [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(1): 97 - 99.
- [5] 李锋祥. 换热器管程组合转子强化传热研究与结构改进 [D]. 北京: 北京化工大学, 2009.
LI Feng-xiang. Intensified heat transfer study and structural improvement of a heat exchanger tube-side combined rotor [D]. Beijing Chemical Industry University, 2009.
- [6] 殷淑桂, 孙广和. 传热管内自清洁强化传热的低流阻转子 [P]. 中国: 200620172805.5.
YIN Shu-gui, SUN Guang-he. Self-cleaning intensified heat transfer-based low flow drag rotor inside a heat exchanger tube [P]. China: 200620172805.5.

(辉 编辑)



新技术、新工艺

LM2500 发动机将驱动第三艘濒海战斗舰

据《Gas Turbine World》2011 年 5 - 6 月刊报道, GE Marine 将给 Austal USA 提供 2 台 LM2500 船用燃气轮机, 用于驱动美国海军的第三艘独立级濒海战斗舰。

127 m 长的铝制三体船是一种敏捷的水面战舰, 它可被独立地部署在浅海区域。

被命名为 USS Jackson, 该舰将由 2 台 LM2500 发动机和 2 台柴油组成的柴燃联合动力装置驱动。舰船巡航工况时, 由柴油机驱动, 加速工况时, 由燃气轮机和柴油机联合驱动。

已服役的前两艘独立级濒海战斗舰由 2 台 Rolls-Royce MT30 船舶燃气轮机和 2 台柴油机组成的 COD-AG 装置驱动。

用于第三艘 LCS 的 LM2500 燃气轮机将由在 GE 公司 Evendale 工厂制造, 并在 2012 年 5 月交付给 Austal。

(吉桂明 摘译)

Source Utilization Technologies and Systems ,College of Power Engineering ,Chongqing University ,Chongqing ,China ,Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . -301 ~306

By using a computational fluid dynamics software ,established was a three-dimensional mathematical model for the internal flow field of a sector-shaped nozzle and a numerical simulation was performed of the nozzle under discussion by employing the standard $k - \varepsilon$ turbulent flow model. The influence of the main structural parameters of the nozzle on the velocity and pressure distribution as well as the jet flow speed was analyzed. It has been found that the convergence angle has a relatively large influence on the internal flow field of the nozzle ,especially ,the jet flow speed. The optimum convergence angle falls in a range from 13 to 15 degrees. The ratio of length to diameter at the outlet has a certain influence on both jet flow pattern and speed. When the blade height to diameter ratio is within a range from 2 to 4 ,it will be more favorable to the jet flow of the nozzle. The inclusive angle of the V-shaped groove has a relatively conspicuous influence on the jet flow speed at the outlet. When the inclusive angle is between 15 and 30 degrees ,the nozzle displays a relatively good convergence nature but the jet flow speed is not high. When the angle is between 30 and 45 degrees ,the nozzle can achieve a relatively good jet flow speed. When the angle is between 45 and 60 degrees ,the nozzle can result in a high jet flow speed but a relatively poor convergence nature. **Key words:** sector-shaped nozzle ,structural parameter ,internal flow field $k - \varepsilon$ turbulent flow model ,convergence nature

换热管内旋向自交叉转子强化传热性能研究 = **Study of the Intensified Heat Transfer Performance of a Heat Exchanger Tube Inner Rotation Direction Self-cross Rotor** [刊 ,汉] ZHAO Ben-hua ,HE Xue-tao ,YAN Hua ,YANG Wei-min (College of Electromechanical Engineering ,Beijing Chemical Industry University ,Beijing , China ,Post Code: 100029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . -307 ~311

On a comprehensive heat transfer performance test rig ,studied and compared was the heat transfer performance of a rotational direction self-cross rotor and an identical direction rotor heat exchanger with that of a bare tube. It has been found that through the Webb performance comparison method ,at an identical heat exchange surface area and a same power of the water pumps , the heat exchange quantity of the identical direction heat exchanger is 6.99 % higher than that of the bare-tube heat exchanger while that of the rotational direction self-cross rotor heat exchanger is 8.11 % higher than that of the bare tube heat exchanger to a maximal extent. On this basis ,the authors have also calculated and derived a criterion correlation formula among the rotational direction self-cross rotor ,identical direction rotor and bare tube heat exchanger and in the meantime ,studied the relationship between the heat exchange quantity and the outer diameter of the rotor ,discovering that the heat exchange quantity increases with an increase of the outer diameter of the rotor. **Key words:** shell-and-tube heat exchanger ,rotational direction cross rotor ,identical direction rotor ,intensified heat transfer performance