

天津翔悦

天津翔悦密封材料有限公司



弗莱希波·泰格  
金属波纹管有限公司



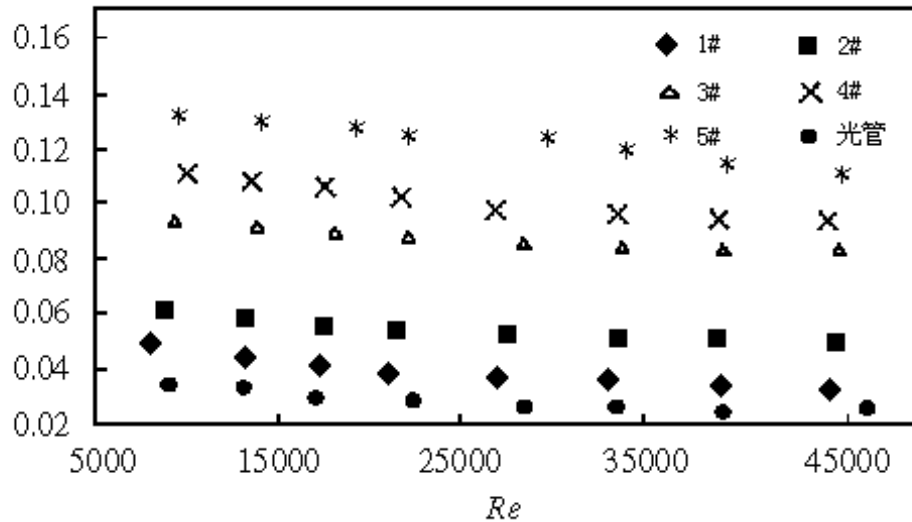
温州环球阀门制造有限公司



北新集团建材股份有限公司

## 内螺旋外棘齿管换热特性与阻力性能的试验研究

笔者对5根不同结构参数的RISG管在常温条件下，进行了管内清水流阻测试。通过测定不同流速 $u$ 下水进出RISG管的压力降 $\Delta P$ ，并对实验数据进行处理，找出阻力系数 $f$ 与 $Re$ 、 $e/Di$ 、 $p/Di$ 之间的关系。图4示出了5根RISG管和光管的阻力系数 $f$ 与冷却水雷诺数 $Re$ 的关系。由该图可见，所有RISG管阻力系数 $f$ 随雷诺数 $Re$ 的变化趋势与光管的一致，但较缓慢，且值均比光管的大。随着管内 $Re$ 数的增加，阻力系数呈下降趋势，最终趋向一个定值。其中5#管阻力增加最大，约为光管的4.5倍，而1#管仅为光管的1.48倍，是阻力增加最小的管。比较各RISG管可知，在管内流体相同工况下，槽深 $e$ 越大，节距 $p$ 越小，阻力系数 $f$ 就愈大，且槽深对阻力系数增大的影响要大于节距，这是由于RISG管内螺旋槽引起主流体强烈旋转，消耗了更多能量，且大 $e$ 、小 $p$ 的扰动更强的结果。为减小流动阻力及降低泵耗，采用小节距、浅槽深的RISG管比较适



宜。

图4 流阻系数 $f$ 随雷诺数 $Re$ 变化曲线

Fig. 4 Friction factor curve varying with Reynolds number

通过实验数据基于多元线性回归法，对5根RISG管的阻力系数 $f$ 进行了拟合，得出冷却水侧阻力系数 $f$ 的关联式为：

$$f=4.21Re^{-0.055}(e/Di)^{1.108}(p/Di)^{-0.24}$$

上述关联式的适用范围为： $8000 \leq Re \leq 45000$ ， $0.013 \leq e/Di \leq 0.045$ ， $0.10 \leq p/Di \leq 0.18$ 。图5给出了实验得到的阻力系数 $f$ 与相应工况下上述公式的计算值 $f$ 之比较，由图可知实验值与公式计算值的偏差在 $\pm 5.5\%$ 之内。

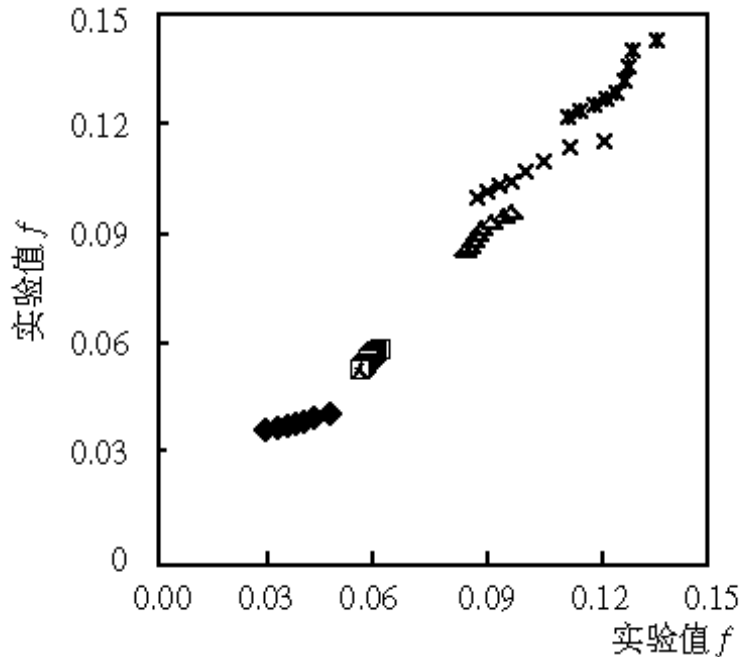


图 5 流阻系数  $f$  的实验值与计算值之比较

Fig. 5 Friction-factors comparison between tested and calculated data

### 3.2 传热试验

首先进行热平衡实验，以验证实验方法和实验系统测量的准确性。验证实验采用光管做冷凝管，测得的凝结换热实验数据处理后的结果与广泛认可的Sieder-Tate公式

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}$$

式中  $Re$  —— 雷诺数  
 $Pr$  —— 普朗特数  
 $\mu$  —— 介质定性温度下的粘度,  $mPa \cdot s$   
 $\mu_w$  —— 介质在RISG管壁温下粘度,  $mPa \cdot s$

进行了比较，发现该方法获得的结果与Sieder-Tate公式计算值基本吻合，两者相对误差仅为±5.2%，表明通过本实验台进行传热的测量具有很好的置信度。

采用传热公式和牛顿冷却定理等对冷凝换热实验数据进行处理，可以得到 $Nu$ 数与 $Re$ 数的一一对应关系。图5给出了5根RISG管管内对流 $Nu$ 数( $Nu/Pr^{0.4}$ )与冷却水 $Re$ 数的关系，为便于比较，图中还示出了光管的实验值。由图5可知，所有RISG管的 $Nu$ 数与光管一样，均随管内 $Re$ 数的增加，呈上升趋势。在相同工况下与光管相比，各RISG管管内对流换热 $Nu$ 数有较大幅度提高。这是因为RISG管管内水流受到管内表面凸起的螺旋翅片扰动，促使近壁区流体的分离和再附，削弱了螺旋沟槽层流底层的厚度，同时使主流流体的湍流度加大。然而，随着 $Re$ 数的增大，湍流度的加强，层流底层厚度减薄率开始逐渐变弱，导致强化作用愈来愈不明显，体现在图5上便是RISG管管内 $Nu$ 数相对于光管的提高幅度随 $Re$ 数的增大而减少。

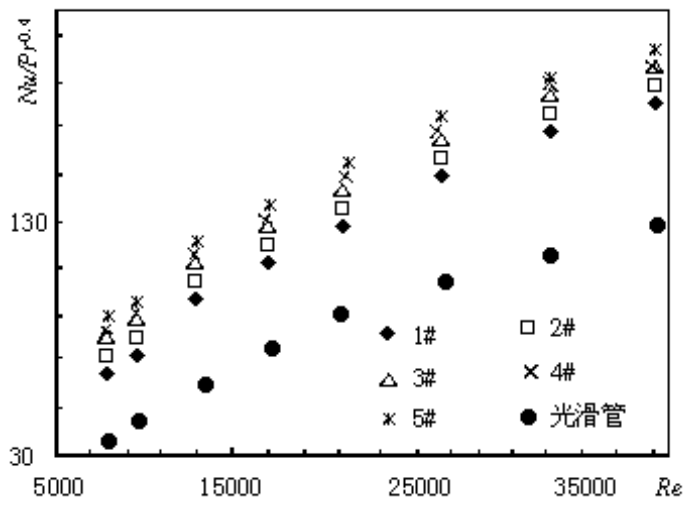


图6 努塞尔数 $Nu$ 随雷诺数 $Re$ 变化曲线

Fig. 6 Nusselt number curve varying with Reynolds number

结合管内结构参数的进一步研究表明：槽深 $e$ 一定，节距 $p$ 越小或节距一定，随着槽深的加大， $Nu$ 数越来越大，强化传热的效果越好，且槽深对强化传热的影响大于节距。如5#管较光管提高152%~78%，但1#管仅增大86%~42%。这是由于随着槽深加大，对流体的扰动就越大，也就越能减薄层流底层，从而减小对流换热热阻，强化管内的传热。同时，流阻实验也表明(图4)：随着槽深加大，阻力系数 $f$ 也增大。由此可见，传热的强化是以阻力的增加为代价的。

根据实验结果采用多元线性回归法拟合得到凝结条件下，水平RISG管管内对流换热努塞尔数 $Nu$ 与冷却水流雷诺数 $Re$ 、普朗特数 $Pr$ 以及无因次几何参数 $e/D_i$ 、 $p/D_i$ 的关联式：

$$Nu=0.356Re^{0.622}Pr^{0.4}(e/D_i)^{0.118}(p/D_i)^{-0.095}$$

参照文献[4]，式中 $Pr$ 指数取0.4，以便能在本次实验范围内更好地评价其对传热性能的影响。上述关联式的适用范围为： $8000 \leq Re \leq 45000$ ， $0.013 \leq e/D_i \leq 0.045$ ， $0.10 \leq p/D_i \leq 0.18$ 。从拟合的关联式可以看出：RISG管的传热强化效果与管结构几何尺寸密切相关，且槽深 $e$ 的影响因子高于节距 $p$ ；与光管相比，流体 $Re$ 数对RISG管管内换热的影响( $Re^{0.622}$ )不如光管大( $Re^{0.8}$ )。在相同操作条件下，对实验得到的努塞尔数 $Nu$ 与上述公式的计算值 $Nu$ 作了比较分析，结果示于图6，由该图可知实验值与公式计算值的偏差在 $\pm 6.5\%$ 之内。

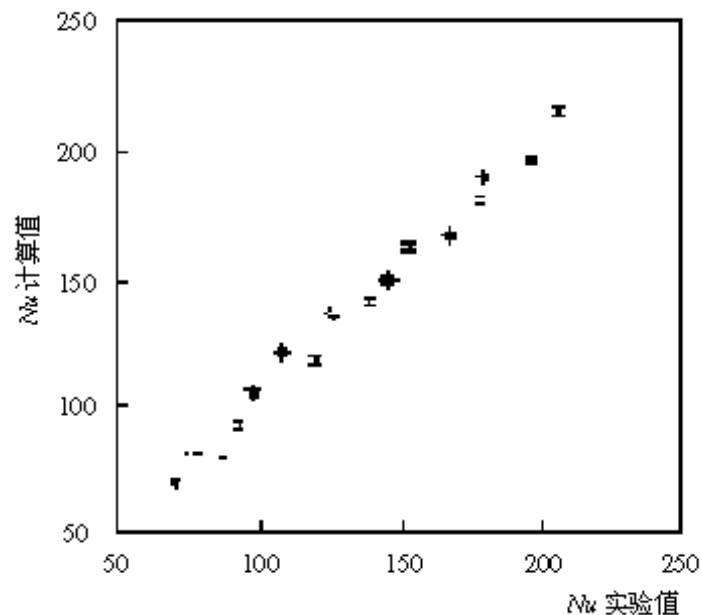


Fig.7 Nusselt numbers comparison between tested and calculated data

#### 4 性能评价

每一种被动式管表面强化传热技术，使换热系数提高的同时，均伴随摩擦阻力增大，因此有必要对RISG管的强化传热效果给予评价。本文采用Webb<sup>[4]</sup>提出的方法，用光管换热器作比较基础，以相同泵功与换热面积下( $P/P_s=A/A_s=1$ )，传热量 $Q/Q_s$ 之比为最大作为评价标准对RISG管进行传热性能评价。该评价标准的目标主要是为了减少换热器的尺寸与制造成本，同时提高热力系统的效率。

将5根RISG管的传热量 $Q/Q_s$ 之比随 $Re$ 数的变化关系作比较，结果示于图7，由图可见：在相同传热面积和泵耗条件下，全部RISG管在实验雷诺数 $Re$ 范围内的热力性能均明显高于光管，2#管表现出的最小值 $Q/Q_s=14\%$ ，其它的值在 $17\% \sim 42\%$ 之间。当槽深 $e$ 和节距 $p$ 一定时， $Q/Q_s$ 值随着 $Re$ 的增加而逐渐增加，达到一最大值后又随 $Re$ 的增加而减小。其中3#管在 $Re=18000$ 时，表现出最大的值 $Q/Q_s=42\%$ ，是传热性能最好的管。在 $Re=(1.6 \sim 2.8) \times 10^4$ 之间的过渡流时， $Q/Q_s$ 值出现一个最大值，这主要是由于在湍流时，流体已充分扰动，管内表面两沟槽间形成的螺旋状凸起所产生的扰动作用不占主导地位，因此其强化效果在过渡流更好， $Q/Q_s$ 值最大。所以在 $Re=(1.6 \sim 2.8) \times 10^4$ 范围内，RISG管表现出最佳综合性能。

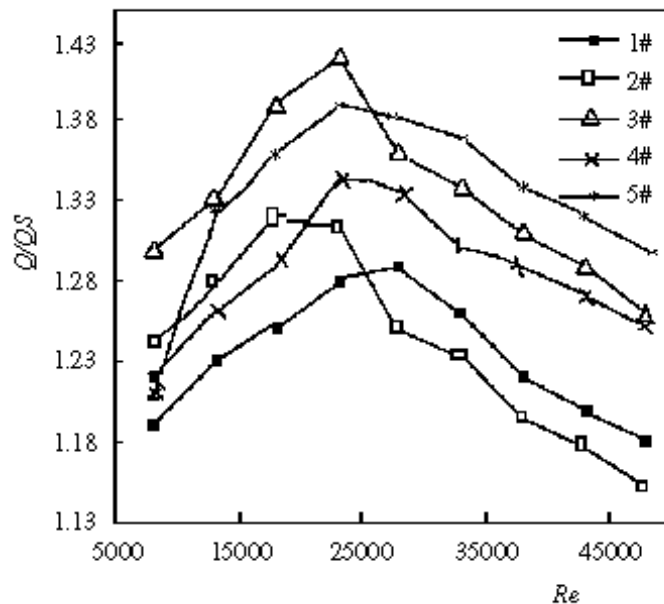


图8 RISG管传热性能评价结果

Fig.8 Heat transfer performance evaluation for all tested RISG tubes

#### 5 结论

本文用实验方法研究了5根内螺旋外棘齿管(RISG管)在冷凝条件下管内对流换热与阻力特性，分别得到了 $Nu$ 数、阻力系数 $f$ 随 $Re$ 数、 $e/D_i$ 和 $p/D_i$ 变化的关联式，并通过1种比较准则将RISG管与光管进行了比较，结果发现：

[1] 所有RISG管对管内单相流体对流换热均具有明显的强化作用，管内对流换热系数较光管增加 $42\% \sim 152\%$ ，而阻力系数增加 $48\% \sim 350\%$ 。

[2] 影响RISG管管内强化换热和流阻的主要因素是相对槽深和相对节距的无量纲量 $e/D_i$ 和 $p/D_i$ ，而不是槽深 $e$ 和节距 $p$ 本身，且 $e/D_i$ 对流体换热和流阻的影响因子大于 $p/D_i$ 。小节距大槽深的管子比大节距小槽深的管子换热强化效果好，但阻力增加也更高。

[3] 由实验数据拟合得到的管内对流换热 $Nu$ 数和阻力系数 $f$ 的计算关联式具有较高的置信度与精度，可以应用于工程设计，并为进一步理论分析奠定了基础。

[4] 在所有实验 $Re$ 数范围内，RISG管的换热与流阻综合性能高于光管，且在 $Re=16000\sim 28000$ 时，表现出最佳传热与流阻综合性能。

## 6 参考文献

1. 林宗虎. 强化传热及其工程应用[M]. 北京, 机械工业出版社, 1987
2. 楼波, 梁平, 龙新峰. 螺旋槽管用于凝汽器强化传热的改造分析[J]. 中国电力, 2001, 34(10):80~82
3. 龙新峰, 欧伟成. 内螺旋外棘齿型双面强化传热管[P]. 中国专利, 专利号: ZL 03 2 74468.4
4. Zimparov V D, Vulchanov N L, Delov L B. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers. Part I. Experimental investigation and performance evaluation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(5):2187-2197
5. Webb, R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transferred surfaces in heat exchanger design[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1981, 24(8):715~726

文章作者: 龙新峰

发表时间: 2005-01-26 00:00:00

[\[关闭窗口\]](#) [\[打印文章\]](#) [\[回到顶端\]](#)