

# 垂直布置 B30 波槽管管外膜状凝结的实验研究

照日格图, 黄渭堂, 刘 锋

(哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 在略高于大气压的凝结条件下, 对垂直布置波槽管管外膜状凝结换热进行了实验研究。实验结果表明: 垂直布置时波槽管具有一定的强化传热效果, 在实验范围内, 最佳波槽管的总传热系数约比光管提高 27%~43%, 而阻力系数约为光管的 2.94~3.48 倍, 垂直布置的强化传热效果不如水平布置的好。通过对实验数据的回归分析, 得到了垂直管管内对流换热、管外凝结换热及阻力系数的实验关联式。

**关 键 词:** 波槽管; 垂直; 强化传热; 膜状凝结

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 1 引 言

目前, 工程上使用较多的垂直强化冷凝管有纵槽管、附设纵向金属丝管、螺纹槽管和内外螺旋三角翅片管等。但针对波槽管管外凝结方面的研究, 目前国内未见公开发表的文献。

波槽管是我们近期自行开发的一种新型双侧强化换热管<sup>[1]</sup>, 这种换热管是在光管的管壁上滚轧出与管子轴向成 90° 的槽, 在管子的内壁上会形成一圈圈凸起的圆环, 而在管子的外壁上形成一道道波形槽, 因而可以起到双面强化传热的作用。文献[2]对水平波槽管进行了管外膜状凝结及阻力特性的实验研究, 得出了有价值的研究结果, 水平布置时最佳波槽管的总传热系数约比光管提高 41.2%~61.5%, 而阻力系数约为光管的 2.34~4.32 倍。众所周知, 在船用蒸汽动力及核动力装置中, 给水预热器大多采用蒸汽加热垂直布置的方式, 因此对垂直布置波槽管管外蒸汽凝结进行研究很有必要。

文中对 B30 光管及 5 根不同结构尺寸的波槽管进行了垂直布置管外膜状凝结实验研究及阻力特性的分析, 对实验结果进行了总结, 得出了最佳的管型和有关的实验关联式。

## 2 实验装置、实验管及实验条件

垂直布置实验装置如图 1 所示, 冷凝实验体的壳体为硼化玻璃筒, 可清晰地观察实验管表面的凝结状况。把实验管垂直安装在外径为 102 mm, 壁厚为 3 mm, 长为 1 080 mm 的圆筒形实验体内, 实验体采用可旋转安装方式。实验管的材质为铜镍合金, 外径为 16

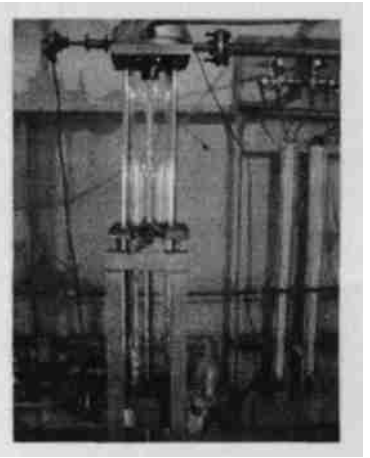


图 1 垂直布置实验装置

mm, 有效换热长度为 930 mm。波槽管的结构如图 2 所示, 组合结构参数  $\varphi = 0.000\ 360 \sim 0.004\ 688$ , 其中  $\varphi = e^2 / (p \cdot d)$ , 式中  $e$  为波槽管的槽深,  $p$  为节距,  $d$  为管子内径。

各实验管的组合结构参数如表 1 所示。

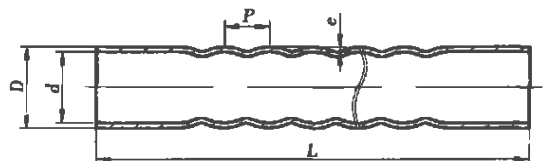


图 2 波槽管结构

实验条件: 换热管垂直布置, 实验管的壳侧为略高于大气压的饱和蒸汽, 所有工况点的蒸汽流速小于 10 m/s。管侧冷却水为自来水, 冷却水的实验参

数范围为  $Re=5 \times 10^3 \sim 4 \times 10^4$ 。

表 1 实验管组合结构参数

管号	组合结构参数 $\varphi$
0	—
1	0.004 322
2	0.004 688
3	0.002 391
4	0.000 360
5	0.001 489

### 3 波槽管强化传热实验结果及分析

采用修正的 Wilson 图解法对 B30 光管和 5 根 B30 波槽管的换热实验数据进行处理<sup>[3]</sup>, 在略高于大气压条件下所得实验结果如图 3~图 5 所示。由图可以看出, 波槽管的换热性能比光管有了显著的提高, 其中  $h_i$  为管内对流换热系数,  $h_o$  为管外凝结换热系数,  $K$  为总传热系数。

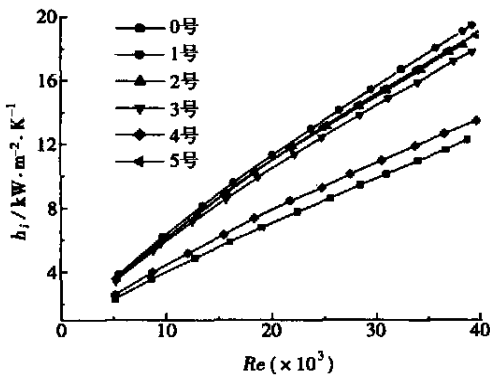


图 3  $h_i$  与  $Re$  的关系曲线

图 3 给出了 B30 光管和 5 根 B30 波槽管的管内对流换热系数  $h_i$  随冷却水雷诺数  $Re$  的变化关系曲线。由图可见, 管内对流换热系数随着雷诺数  $Re$  的增加而增加, 这主要是由于雷诺数  $Re$  的增加, 管内冷却水流速逐渐增加, 管内水流受到管内表面凹槽扰动, 流体分离和波动的频率逐渐加强, 一方面削弱了波槽管内壁层流底层的厚度, 另一方面使主流流体的湍流度增加, 从而提高了管内对流换热系数。所有波槽管管内对流换热系数均比光管有所提高, 其中 1 号管提高最多, 在实验参数范围内, 管内对流换热系数比光管提高 56%~67%。由此可见, 槽深对管内对流换热有着显著影响, 雷诺数  $Re$  继续增加, 层流底层的厚度逐渐削弱到极限值, 管内对流换热系数的提高也会随之达到最大。在所有实验管中, 2 号管槽深最深, 但却不是最好, 可见在节距一

定时槽深有一个最佳值。

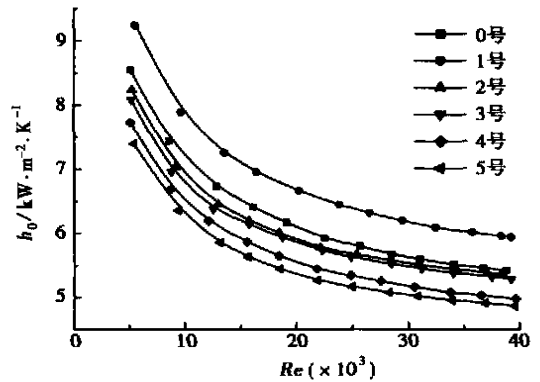


图 4  $h_o$  与  $Re$  的关系曲线

由图 4 可知, 管外凝结换热系数随着雷诺数  $Re$  的增加呈下降趋势。这是由于雷诺数  $Re$  增加以后, 总换热量增加, 蒸汽的凝结量增大, 凝结液膜逐渐加厚, 从而导致管外凝结换热系数降低。相对于光管而言, 只有 1 号管的管外凝结换热系数有所提高, 其它管都比光管低。在垂直条件下受重力影响凝结液向下流动, 下部液膜比上部厚得多, 因此下部的换热热阻较大。对于波槽管, 管内换热的增强使得管外凝液量增加, 而波槽的形状又使得液膜流程较光管大, 故其下部液膜较光管要厚得多, 从而使热阻变大。当然, 液膜增厚后其排泄速度略有增加, 这在一定程度上可削弱液膜增厚而引起热阻变大的影响。若要减小下部液膜厚度, 可以采用在一定位置安装导流罩的方法来分流液膜, 这样可以减薄液膜提高凝结换热系数, 从而可进一步提高总的传热效率。

从图 5 中可以看出, 4 号管的总传热系数和光管相差无几, 强化效果不明显, 这主要是由于 4 号管槽深太浅, 两槽之间凸表面的弧度很小, 曲率半径很大, 表面张力作用很小, 对减薄凝结液膜厚度所起作用不大, 凸起部分的凝结方式几乎和光管差不多, 导致管外凝结换热系数与光管相差不多; 另外, 由于 4 号管槽深太浅, 波槽管内侧凸起高度低于或接近于层流底层厚度, 凸起部分被完全淹没在层流底层以内, 凸起部分的扰动作用被层流底层内流体粘性的稳定作用所抑制, 这就使得 4 号管的内侧换热系数也和光管相差不多, 因而 4 号管的强化换热作用很低, 总传热系数基本上与光管差不多。其余各管的总传热系数比光管都有不同程度的提高, 1 号管的效果最为显著, 比光管提高 27%~43%, 这是由于

在实验范围内 1 号管的槽深和节距处于最佳组合。

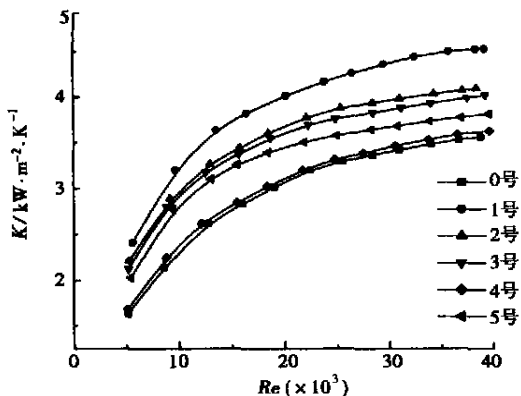


图 5  $K$  与  $Re$  的关系曲线

综上所述,波槽管垂直布置时总传热系数有所提高,但不如水平布置的效果好。对于船用汽轮机装置而言,给水预热器通常都采用立式布置,实验结果表明要实现给水预热器的小型化,凝液疏导是一个必需解决的问题。

在实验研究及数据处理的基础上,作者对管内对流换热系数及管外凝结换热系数进行了回归,回归结果如下:

(1) 管内对流换热实验关联式:

$$Nu = 0.12445Re^{0.773}Pr^{\frac{1}{3}}\varphi^{0.134} \quad (1)$$

式中:  $Nu$ —冷却水侧努谢尔特数;  $Re$ —冷却水侧雷诺数;  $Pr$ —冷却水侧普朗特数;  $\varphi$ —实验管的组合结构参数。

适用范围:

$$5 \times 10^3 < Re < 4 \times 10^4$$

$$6.689 < Pr < 11.671$$

$$0.000360 < \varphi < 0.004688$$

实验关联式偏差为  $\pm 14\%$ 。

(2) 管外凝结换热实验关联式:

$$C_o = 1.2974Re_o^{-0.32}\varphi^{0.07} \quad (2)$$

其中:  $C_o = h_o \left( \frac{\mu^2}{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3} \right)^{1/3}$  ;

$$Re_o = \frac{4\pi Dh_o(t_s - t_w)}{r\mu}$$

式中:  $C_o$ —冷凝准则;  $Re_o$ —平均液膜雷诺数;  $\varphi$ —实验管的组合结构参数。

适用范围:  $37.3 < Re_o < 66.4$

$$0.000360 < \varphi < 0.004688$$

实验关联式偏差为  $\pm 15\%$ 。

#### 4 流动阻力特性的分析

图 6 给出了垂直波槽管管内流动阻力系数  $f$  随雷诺数  $Re$  的变化关系曲线。阻力实验是在冷态下进行的,由图可见,在雷诺数  $Re$  相等的条件下,波槽管的流动阻力系数  $f$  均比光滑管大。随着雷诺数  $Re$  的增加,波槽管的流动阻力系数  $f$  与光管一样呈下降趋势,当  $Re > 15000$  后,  $f$  变化缓慢。在实验范围内,强化换热效果最好的 1 号管阻力系数约为光管的 2.94 ~ 3.48 倍。由图可见,光管湍流阻力系数的实验结果与 Blasius 方程:

$f = 0.3164Re^{-0.25}$  符合较好。图中实验管流动阻力系数  $f$  的计算:

$$f = \Delta p \cdot \left( \frac{d}{L} \right) \left( \frac{2}{\rho \cdot w^2} \right) \quad (3)$$

式中:  $\Delta p$ —流动压降, Pa;  $w$ —流速, m/s;  $\rho$ —密度,  $kg/m^3$ 。

在实验范围内,对实验管的流动阻力系数进行了回归,所得冷却水侧流动阻力系数实验关联式为:

$$f = 9.103Re^{-0.1682}\varphi^{0.4699} \quad (4)$$

适用范围:

$$1.1 \times 10^4 < Re < 5.4 \times 10^4$$

$$0.000360 < \varphi < 0.004688$$

实验关联式偏差为  $\pm 20\%$ 。

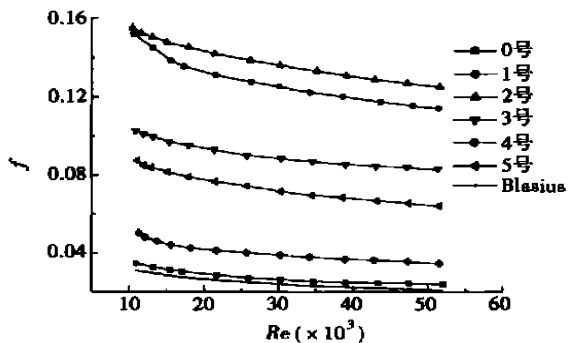


图 6  $f$  与  $Re$  的关系曲线

#### 5 结 论

(1) 波槽管垂直布置时与光管相比,其具有一定的强化传热效果。在本实验范围内,强化效果最佳的是 1 号管,它的总传热系数约比光管提高 27% ~ 43%,阻力系数约为光管的 2.94 ~ 3.48 倍。

(下转第 157 页)

## 4 结 论

(1) 半焦的挥发份含量和固定碳含量是影响半焦着火温度的主要因素。对于由同一种煤得到的半焦, 固定碳含量越高, 其着火温度越低。

(2) 半焦的着火温度随压力的增加明显下降, 但下降趋势随压力的增加而减缓, 总压增加导致半焦着火温度下降的主要原因是由于氧分压的提高。在 0.7 MPa 以前, 随着压力的升高, 半焦燃烧稳定性显著增强; 0.7 MPa 以后, 燃烧稳定性几乎不再随压力发生变化。

(3) 随着粒径的增大, 半焦的着火温度缓慢升高。半焦的燃烧稳定性在粒径为 0.3 ~ 0.45 mm 的范围内最好, 此粒径范围之外的半焦燃烧稳定性都有所降低。

(4) 随着氧浓度的增加, 半焦的着火温度下降, 燃烧稳定性指数  $R_w$  逐渐增加。当氧浓度高于 45% 以后, 氧浓度对着火温度和燃烧稳定性的影响趋于减小。

(5) 增加加热速率导致半焦的着火温度升高。

## 参考文献:

- [1] JANSSON SVEN A, ANDERSON JIM. Progress of ABB's PFBC projects [A]. In: Reuther Robot Bed. **Proc of the 15th International conference on Fluidized Bed Combustion** [C]. New York; ASME Technical Publishing Department, 1999. FBC99-0191.
- [2] GUPTA AVSKS, NAG P K. Bed-to-wall heat transfer behavior in a pressurized circulating fluidized bed [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2002, 45: 3429-3436.
- [3] SHUGO HOSODA, NOBUTAKA KASHIMA, SHINJI SEKIKAWA, et

al. Status of pressurized internally circulating fluidized-bed gasifier (PICFG) development project [A]. In: Reuther Robot Bed. **Proc of the 15th International conference on Fluidized Bed Combustion** [C]. New York; ASME Technical Publishing Department, 1999. FBC99-0031.

- [4] ROBERTSON A, GOLDSTEIN H, HORAZAK D, et al. Second-generation PFB plant performance with W501G gas turbine [A]. In: Geiling D W ed. **Proc of the 16th International conference on Fluidized Bed Combustion** [C]. New York; ASME Technical Publishing Department, 2001. FBC01-0010.
- [5] SALISBURY BRUCE A, WEINSTEIN RICHARD E, FREIER MARK D, et al. APFBC repowering for Four Corners Station uses a unique approach [A]. In: Geiling D W ed. **Proc of the 16th International conference on Fluidized Bed Combustion** [C]. New York; ASME Technical Publishing Department, 2001. FBC01-0053.
- [6] REKOS NELSON F, WEINSTEIN RICHARD E, FREIER MARK D. APFBC repowering makes sense for existing coal-fired units [A]. In: Geiling D W ed. **Proc of the 16th International conference on Fluidized Bed Combustion** [C]. New York; ASME Technical Publishing Department, 2001. FBC01-0054.
- [7] MONSON CHARLES R, GERMANE GEOREREY J, BLACKHAM ANGUS U. Char oxidation at elevated pressures [J]. **Combustion and Flame**, 1995, 100: 669-683.
- [8] ALONSO M J G, BORREGO A G, ALVAREZ D, et al. A reactivity study of chars obtained at different temperatures in relation to their petrographic characteristics [J]. **Fuel Processing Technology**, 2001, 69: 257-272.
- [9] 熊源泉, 郑守忠, 章名耀. 加压条件下半焦燃烧特性的试验研究 [J]. **锅炉技术**, 2001, 32(11): 11-14.
- [10] 聂其红, 孙绍增, 李争起, 等. 褐煤混煤燃烧特性的热重分析法研究 [J]. **燃烧科学与技术**, 2001, 7(1): 72-76.
- [11] 谷小兵. 半焦加压燃烧特性研究 [D]. 南京: 东南大学, 2003.
- [12] 谷小兵, 陈晓平, 段钰锋, 等. 锥形布风板喷动流化床煤气化技术及其应用 [J]. **锅炉技术**, 2003, 34(3): 50-53.

(渠 源 编 辑)

(上接第 144 页)

(2) 通过实验结果分析, 回归出了垂直波槽管管外膜状凝结条件下的管内对流换热、管外凝结换热及冷态条件下波槽管管内流动阻力系数的实验关联式, 以上经验公式可供实际应用参考。

(3) 在管径和壁厚一定的条件下, 波槽管的槽深和节距有一个最佳组合。

(4) 波槽管垂直布置时的换热效果不如水平布置时的, 凝结换热设备中布置换热管时最好水平布置避免垂直布置; 若需要垂直布置时, 可考虑在一

定位置上安装导流罩的方法来疏导凝液, 以达到换热设备小型化的目的。

## 参考文献:

- [1] 黄渭堂, 阎昌琪, 孙中宁. 一种新型波槽换热管 [P]. 中国专利: ZL03244999.2, 2004-08-18.
- [2] 黄渭堂, 刘军彦. 波槽管传热及阻力特性的初步实验研究 [A]. 船用核动力专业委员会第 17 次年会论文集 [C]. 北京: 原子能出版社, 2003. 77-78.
- [3] 西安交通大学热工教研室. 在换热器传热试验中用 Wilson 图解法确定给热系数 [J]. **化工与通用机械**, 1974, 7: 24-35.

(渠 源 编 辑)

tics data are of major theoretical significance and have a high practical value in engineering applications so far as the design modification and operation of such systems as refrigeration air conditioning units and heat pumps, etc. are concerned. The authors have carried out an experimental study regarding the condensation heat exchange and pressure-drop characteristics of the refrigerant R-134a in a spiral ring-shaped channel. As a result, experimental data, such as average condensation heat exchange factor and pressure-drop characteristics were obtained, which were compared with the test results of R-134a as reported in available literature concerning its condensation heat exchange in straight pipes and spiral pipes. The experimental data thus obtained can serve as a reference during the development, design and application of new types of spiral tube heat exchangers. **Key words:** condensation heat exchange, spiral ring-shaped channel, replacement refrigerant, pressure drop, phase-transition heat exchange

纳米颗粒强化热虹吸管传热特性的实验研究 = **Experimental Study of the Intensified Heat Transfer Characteristics of a Thermosiphon Through the Addition of Nanoparticles** [刊, 汉] / PENG Yu-hui, HUANG Su-yi (Institute of Energy and Power Engineering under the Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074), HUANG Kun-jian (Hunan Provincial Key Laboratory of High-efficiency Heat Exchange Technology and Equipment, Changsha, China, Post Code: 410000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 138 ~ 141

With the rapid development of nanometer technology some research workers have gradually applied this high and new technology to the traditional realm of thermal energy and power. The authors have from a theoretical and experimental viewpoint studied the working characteristics of the evaporation section of a thermosiphon, to which nanoparticles have been added. The results of the study indicate that as compared with conventional heat pipes this type of innovative heat pipes features excellent start-up characteristics and low pipe-wall temperature with heat exchange factor being enhanced by 47% ~ 96% and axial heat flux rate by 7.6% ~ 15%. In addition, their heat exchange performance will increase with the decrease in nanoparticle diameter, and will slightly increase with the addition of nanoparticles. However, when the added nanoparticles have exceeded a certain amount, the heat exchange performance will on the contrary experience a degradation. This innovative method can be applied in industrial units easily and simply. **Key words:** nanofluid, nanoparticles, intensified heat transfer, thermosiphon

垂直布置 B30 波槽管管外膜状凝结的实验研究 = **Experimental Investigation of the Tube-outside Film-shaped Condensation in a Vertically Installed B30 Corrugated Tube** [刊, 汉] / ZHAO Ri Ge-tu, HUANG Wei-tang, LIU Feng (Institute of Power & Nuclear Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 142 ~ 144, 157

Under the condition of condensation at a pressure slightly higher than the atmospheric one an experimental investigation was conducted of the tube-outside film-shaped condensation heat exchange in a vertically installed corrugated tube. The results of the investigation indicate that the vertically installed corrugated tube enjoys definite heat-transfer intensification effectiveness. Within the range of the experiments the overall heat transfer factor of an optimum corrugated tube is higher than that of a bare tube by 27% ~ 43%, while its resistance factor is about 2.94 ~ 3.48 times that of a bare tube. The heat transfer intensification effectiveness of a vertically installed tube is inferior to that of a horizontally installed one. Through a regressive analysis of the test data an experimental correlation formula was obtained for the following items of the vertical tube: the tube-inside convection heat exchange, the tube-outside condensation heat exchange and the resistance factor. **Key words:** vertical, intensified heat transfer, corrugated tube, film-shaped condensation