

螺旋槽管凝结换热器的研究与应用

吴慧英 (上海交通大学)

帅志明 (东南大学)

〔摘要〕 通过对螺旋槽管凝结换热器的试验研究,得到了螺旋槽管涉及相变时管内对流换热、管外凝结换热准则关联式以及管内流动阻力关联式。并依据试验结果,将螺旋槽管应用于电站凝结换热器,取得了满意的效果。

关键词 螺旋槽管 凝结换热器 强化传热

分类号 TK124

0 前言

当换热器为逆流布置,且加热蒸汽温度、压力和进水温度、流速一定时,光滑铜管换热器的传热系数也就确定了。然而在电力、石油、化工等工业领域中,有许多热交换器急需提高它们的热经济性。由于螺旋槽管轧制方便、传热系数高^[1,4],且当流速大于 1.5 m/s 时抗结垢能力较强^[2,3]等优点,越来越多地应用于上述工业领域中。纵观螺旋槽管强化传热的研究成果可以看到:螺旋槽管单相强化传热的研究和应用已日趋成熟,然而由于实际工作的困难,有关螺旋槽管涉及相变时的强化传热研究还不成熟,且滞后于工程实际的需要。为此本文对螺旋槽管凝结换热进行了试验研究,并将研究成果应用于工业实际中,取得了良好的经济效益。

1 凝结换热的试验研究

将具有相同槽深、节距、管径的螺旋槽铜管安装在管壳式换热器内。参数为 0.12 MPa、104℃ 的蒸汽流经 4 块折流板,在铜管外表面凝结,凝结后的冷凝水由 U 型管流出,然后由 0.5 级精度的磅秤称

重。冷却水则经水泵从冷却水池抽出,通过 LW-50 型,精度为 0.5 级的涡轮流量计后从螺旋槽铜管内流出,进入冷却塔冷却到进水温度后经冷却水池再循环使用。

试验所用的五组螺旋槽管相对参数槽深与节距之比 h/p 分别为: 1/10 0.55/10 1/16 0.4/16 和 1/20。为便于比较,还选用了一根光滑铜管,用 gu 表示。试验时流速分别为 0.8 1.0 1.5 2.0 和 2.5 m/s。铜管用稀盐酸清洗,表面无污垢。试验时微开蒸汽侧排空阀,以不断排除空气。

1.1 管内对流换热与阻力特性

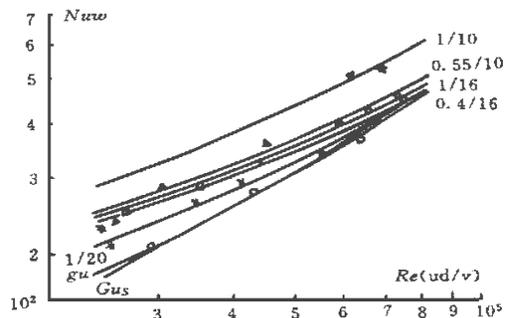


图 1 管内对流换热 Nu_w 数与 Re 数关系

收稿日期 1996-04-05

本文联系人 帅志明 男 1937年生 教授 210018 南京东南大学动力系

螺旋槽管外壁温度由 14对热电偶测得,根据管壁厚度及铜管导热系数,可求得内壁温度,据此可按牛顿冷却公式求得管程对流换热系统 T_w 和换热 Nu_w 数。图 1为螺旋槽管管内对流 Nu_w 数和冷却水 Re 数的关系。图中 gu 表示光管的试验值, GU_s 为光管的 Sieder-Tate公式 ($Nu_w = 0.027Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$)的计算值。光管试验值与计算值之间误差小于 8%,表明传热试验是可靠的。

根据图 1拟合得到凝结条件下水平螺旋槽管管内对流换热 Nu_w 数与水流 Re 数、 Pr 数以及螺旋槽管无因式几何参数 $p/d_s, h/d_s$ 的关联式:

$$Nu_w = 0.363Re^{0.6} Pr^{0.4} \left(\frac{p}{d_s}\right)^{-0.29} \left(\frac{h}{d_s}\right)^{0.103} \quad (1)$$

式中 d_s 为螺旋槽管内径。该式适用范围: $Re = (2-4) \times 10^4, 0.455 \leq \frac{p}{d_s} \leq 0.909, 0.018 \leq \frac{h}{d_s} \leq 0.045$,误差为 $\pm 10\%$ 。

试验结果表明,与光管相比,螺旋槽管管内对流换热 Nu_w 数有较大幅度的提高。螺旋槽管对管内单相流体的强化传热机理主要在于促使近壁区流体的分离和再附,从而提高壁面流体湍流度。然而,随着管内 Re 数的增大,紊流的加强,层流底层厚度的削弱,上述强化作用愈来愈不明显,体现在图 1上便是螺旋槽管管内对流换热 Nu_w 相对于光管的提高幅度随管内 Re 数的增大而减少。图 1还显示:节距一定,槽深越深或槽深一定,槽距越小的话,强化传热的效果越好,并且参数为 1/10的强化最好,参数为 1/20的强化最差。

换热器进出口联箱处安装有水银差压计,由此测出的压损减去螺旋槽管进出口局部压损即可得到螺旋槽管内的压损。图 2为螺旋槽管管内阻力系数 f 和管内冷却水 Re 数的关系,其中 gu 为光管试验

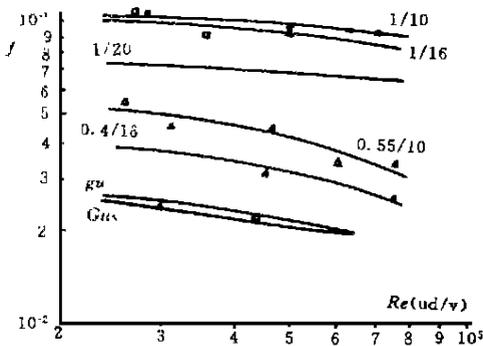


图 2 管内流动阻力系数与 Re 数关系

值, GU_s 为按 Blasius公式 ($f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$)的计算值。光管试验值与计算值之间的误差小于 9%。表明阻力试验是可靠的。

根据图 2拟合得到螺旋槽管管内阻力系数关联式为:

$$f = 21.4Re^{-0.3} \left(\frac{h}{d_s}\right)^{0.82} \left(\frac{p}{d_s}\right)^{-0.01} \quad (2)$$

$$f = 6.2Re^{-0.103} \left(\frac{h}{d_s}\right)^{1.02} \left(\frac{p}{d_s}\right)^{-0.15} \quad (3)$$

式 (2)、(3)的适用范围同式 (1),误差为 $\pm 10\%$ 。

试验结果表明,与光管相比,螺旋槽管的流动压损有较大的增加,且当节距一定,槽深越深或当槽深一定,节距越小时阻力损失越大。与对流换热 Nu_w 数的提高相类似,参数为 1/10的螺旋槽管管内阻力系数 f 提高最多,由此可见,传热的强化是以阻力的增加为代价的。

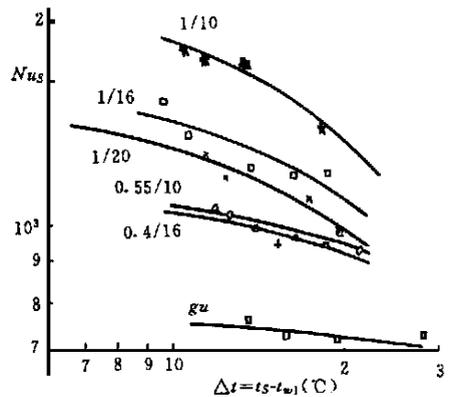


图 3 管外凝结换热 Nu_s 数与 Δt 关系

1.2 管外凝结换热特性

由试验得到管内换热系数 T_w 和总体传热系数 k 后,便可依据传热系数公式求得管外凝结换热系数 T 和管外换热 Nu_s 数。图 3为螺旋槽管管外凝结换热 Nu_s 数与蒸汽饱和温度 t_s 和管外壁温度 t_{w1} 之差 Δt 的关系。图中 gu 为光管试验值。试验表明, Δt 一定,螺旋槽管管外凝结换热 Nu_s 数比光管有较大幅度的提高,且随着 Δt 的增加,管外液膜的增厚,螺旋槽管和光管的 Nu_s 都有不同程度的下降。试验还表明,当节距一定,槽深越深或当槽深一定,节距越小时,螺旋槽管强化管外凝结换热的效果越显著,这是

因为,节距越小或槽深越大意味着螺旋槽管的凸面半径 r_1 和凹槽半径 r_2 越小,复盖在凸表面的液膜表面张力也就越大。由于表面张力的作用,凝液也就越易被拉拽到凹槽中,在重力作用下下滴。尽管凹槽内的液膜厚度有所增加,但由于凸表面液膜厚度的减少而使整个螺旋槽管凝结换热侧的液膜厚度有所减小,液膜热阻有所降低。由此可见,表面张力的大小对螺旋槽管凝结换热有相当重要的影响,尤其是当凝结负荷不很大,或当下排螺旋槽管未被凝液淹没时。为表征这种影响,在螺旋槽管管外凝结换热的拟合式中引入了以单位重力为基准的表面张力作用系数 U_0 :

$$U_0 = h \frac{\Delta p}{r} \cdot \frac{1}{m} \quad (4)$$

$$\text{其中 } \Delta p = e \left[\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right] \quad (5)$$

式中: e —液膜表面张力系数

m —槽顶至槽谷之间螺旋槽管的表面长度

V —液膜重度

根据 E. Buckingham 定律,由 π 定理拟合得到考虑表面张力作用系数 U_0 在内的螺旋槽管管外蒸汽凝结换热准则方程:

$$C_0 = \frac{0.997 U_0^{0.382} Re_s^{-0.31} Pr^{0.529} (Ga/10^6)^{1.037}}{\left[\frac{h}{d_i} \right]^{0.457} \left[\frac{p}{d_i} \right]^{-0.12}} \quad (6)$$

式中: C_0 —凝结准数 Re_s —膜层雷诺准数

Pr —普朗特准数 Ga —伽利略准数

式(6)的适用范围同式(1),且 $Re_s = 130 \sim 300$,误差为 $\pm 20\%$ 。

2 螺旋槽管凝结换热器的工业应用

基于上述试验结果,依据在提高换热系数的同时不使流动阻力增加过大的原则,设计了小节距、浅槽深,相对参数 $h/p = 0.04$ 的螺旋槽管,将其安装在北方某电厂的低压凝结换热器上。该换热器总换热面积为 110 m^2 ,共有 638 根管子,尺寸为 $\phi 16 \times 2990 \text{ mm}$

实际运行时,蒸汽流量的计量采用孔板流量计配合以 0.2 级压差变送器及毫伏表,冷却水流量的计量采用 1.5 级的超声波流量计,压力的计量采用 0.4 级弹簧管压力表,换热器进出口及疏水温度的计量采用 0.1°C 分刻度的精密水银温度计,其余温度则采用精密热电偶配合以电位差计来计量。试验时要求主机负荷及参数稳定,发电机功率、抽气压

力、温度的观察平均值与规定的最大允许偏差分别不超过 $\pm 5\%$ 、 $\pm 4\%$ 、 $\pm 8^\circ\text{C}$,其一次观测值与平均值偏差分别不超过 $\pm 2\%$ 、 $\pm 3\%$ 、 $\pm 6^\circ\text{C}$ 。

表 1 是蒸汽压力为 $0.315 \sim 0.320 \text{ MPa}$,进汽温度为 $241.37 \sim 243.58^\circ\text{C}$,进水温度为 $47.68 \sim 47.71^\circ\text{C}$,水流量为 $295\,000 \text{ kg/h}$ 时螺旋槽管凝结换热器与光管凝结换热器传热及阻力性能的比较。实际运行结果表明,在上述参数条件下,螺旋槽管换热器总体传热系数、冷却水温升、总阻力损失分别比光管换热器提高 48.6% 、 3.22°C 、 84.62% 。这表明,螺旋槽管能有效地提高凝结换热器的传热系数而又不致于使阻力损失增加很多,因而具有较高的热经济性和使用价值。

表 1 螺旋槽管换热器与光管换热器传热及阻力性能比较

换热器类型	冷却水温升 ($^\circ\text{C}$)	总传热系数 $W/(m^2 \cdot ^\circ\text{C})$	总阻力损失 (Pa)
光管换热器	11.91	2266.95	26 000
螺旋槽管换热器	15.13	3364.47	48 000

3 结论

(1) 试验研究表明,螺旋槽管对管内单相流体对流换热和管外蒸汽凝结换热均有明显的强化作用。当蒸汽参数为 0.12 MPa , 104°C 以及冷却水 Re 数为 $(2 \sim 4) \times 10^4$ 时,管壳式凝结换热器中水平螺旋槽管管内对流换热、阻力损失和管外凝结换热分别遵循准则关联式(1)、(2)、(3)、(6)。

(2) 相对参数为 $h/p = 0.04$ 的螺旋槽管应用于电站低压凝结换热器的运行结果显示,当加热蒸汽参数为 0.32 MPa , 242.5°C ,进水温度为 47.7°C ,水流量为 $295\,000 \text{ kg/h}$ 时,螺旋槽管换热器冷却水温升、总体传热系数分别比光管换热器提高 3.22°C 和 48.4% ,而阻力损失只比光管换热器增加 0.85 倍,取得了较好的经济效益。

参 考 文 献

- 1 吉富英明等. スパイラル管の传热と压力损失. 火力原子力发电, 1976, 29(2): 171-182
- 2 Watkinson. A P, et al. Scaling of enhanced heat exchanger tubes. Can. J. Chem. Eng., 1974, 52(5): 558-561
- 3 帅志明等. 螺旋槽管结垢试验研究. 中国电机工程学报, 1994, 14(2): 7-12
- 4 帅志明等. 凝结条件下水平螺旋槽管强化传热试验研究. 东南大学学报, 1993, 23(5): 126-140

大型电站锅炉炉内温度场的数值试验研究 = **An Experimental Study of the Temperature Field Inside a Large-sized Utility Boiler Furnace by CAT** [刊, 中] / Chen Xiaodong, Dong Peng, Cheng Congshu, Qin Yukun (Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 321- 323

Through the use of a computer aided test method a fundamental research is conducted of the characteristics of the temperature field in a large-sized utility boiler furnace. On the basis of a three-dimensional numerical simulation of the working medium radiation heat transfer in the furnace obtained is a pertinent in-furnace temperature field distribution law. The numerical test results in most cases are in relatively good agreement with those of the on-site tests. **Key words** boiler, temperature field, computer aided test

垂直布置倒 U 型管内气液两相流稳态特性及脉动特性研究 = **A Study of the Steam/Liquid Dual-phase Flow Steady-State and Pulsation Characteristics in a Vertically Placed and Inverted-U Shaped Pipe** [刊, 中] / Wu Yining, Lin Zonghu (Xi'an Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 324- 326

With Freon-113 serving as a working medium the steady-state and pulsation curves of steam/liquid dual-phase flow in a vertically placed inverted-U shaped tube is studied from both the experimental and theoretical aspects. The test range can be given as follows: outlet pressure $P_e = 0.2 - 0.4$ MPa, system heating power output $Q = 6.4 - 10.4$ kW, mass flow speed $m = 3 - 24$ kg/m. For the theoretical study adopted is a one-dimensional uniform-phase model with a difference method used for solving a group of conservation equations. Obtained are the steady-state flow rate differential pressure characteristics curves. Moreover, a numerical calculation method has been used to simulate pressure-drop type pulsation curves. **Key words** dual-phase flow, instability, pulsation

螺旋槽管凝结换热器的研究与应用 = **The Study and Application of Condensation Heat Exchangers Consisting of Spirally Corrugated Tubes** [刊, 中] / Wu Huiying, Shuai Zhiming (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 327- 329

An experimental study is made of a condensation heat exchanger with spirally corrugated tubes. Dimensionless correlations are obtained separately for phase transformation-related convective heat transfer in spirally corrugated tubes, tube-outside condensation heat transfer criteria and tube-inside flow resistance. On the basis of the test results the spirally corrugated tubes have been successfully used in power station condensation heat exchangers. **Key words** spirally corrugated tube, condensation heat exchanger, intensified heat transfer

含温多孔介质内热量迁移的研究 = **A Study of Heat Migration in Unsaturated Porous Media** [刊, 中] / Jin Feng, Shi Mingheng, Yu Weiping (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 330- 331

An analysis is given of the mechanism of heat migration under the coupled action of heat and moisture in unsaturated porous media. A mathematical model for calculating the heat migration in porous media is proposed. Also discussed is the effect of different boundary conditions on the temperature distribution in porous media. **Key words** heat transfer, porous media, coupled action, heat/moisture migration

煤燃烧特征点变化规律的研究 = **A study of the Variation Law of Coal-combustion Characteristic Points** [刊, 中] / Zhu Qunyi, Zhao Guangbo, et al (Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering of Thermal Energy & Power. - 1997, 12(5). - 332- 334

An experimental study is performed of the combustion characteristics of thirteen kinds of coals by using a