

纵流壳程换热器性能研究

董其伍 刘敏珊 郭茶秀 胡庆均 王学生
(郑州工业大学化学工程系)

摘要:本文对纵流壳程换热器的流体力学和传热机理分别进行了理论探讨和实验研究,并编制了相应的计算机程序。研究结果表明,纵流壳程换热器较折流板换热器具有优异的流体力学和传热性能。

关键词:纵向流动,换热器,传热。

中图分类号:TQ051

1 引言

能源问题是我国当前国民经济面临的主要问题之一。节约能源、合理利用能源,提高能源的利用率,对于国民经济的发展具有重大的现实意义。换热器是化工、炼油、动力、轻工等工业中进行热量交换操作的一种通用工艺设备,在节能技术改造中有很重要的作用。新型纵流程换热器具有高的传热效率和低的能耗,且降低了设备投资。本文对折流板和纵流壳程换热器结构及相应螺槽管束和光管管束进行了有相变冷凝的流体力学性能和传热性能的研究,得出可应用于工程上的传热膜系数和压力降关联式。

2 具有相变冷凝传热数学模型

有关换热器壳程冷凝传热的研究,国内外很多学者在这方面做了很多工作。但对于纵流壳程换热器,壳体內的冷凝研究刚刚开始。本文对纵流壳程换热器 SRS 结构壳程冷凝流体力学和传热加以研究,并给出其工程设计方法。

2.1 重力控制下冷凝传热数学模型

对于冷凝传热的研究,以 *Nusselt* 的理论模型为基础作一些必要的修正。对于纵流壳程结构,假定:

$$K_{gh} = C_g K_g \tag{1}$$

C_g :修正系数

$$C_g = Csp$$

当 $Re_t < 3200$ 时

收稿日期:1996-04-24

$$K_g = 1.51\lambda_L(Rc_L)^{(-1/3)} \left[\frac{\rho_L(\rho_L - \rho_v)g}{\mu_L^2} \right]^{(1/3)} \quad (2)$$

当 $Re_L \geq 3200$ 时

$$K_g = 0.023\lambda_L(Rc_L)^{(1/4)} Pr^{(1/3)} \left[\frac{\rho_L(\rho_L - \rho_v)g}{\mu_L^2} \right]^{(1/3)} \quad (3)$$

式中 Re_L 由下式得到:

$$Rc_L = 4\Gamma/\mu_L \quad (4)$$

$$\Gamma = W/n_w \cdot L \quad (5)$$

n_w 是管束修正系数

$$\text{正方形错列: } n_w = 1.37n^{0.518} \quad (6)$$

$$\text{正方形直列: } n_w = 1.288n^{0.48} \quad (7)$$

$$\text{三角形错列: } n_w = 2.08n^{0.495} \quad (8)$$

$$\text{三角形直列: } n_w = 1.022n^{0.519} \quad (9)$$

2.2 剪力控制下冷凝传热数学模型

剪力控制下冷凝传热系数:

$$K_{sh} = C_s K_s \quad (10)$$

C_s : 修正系数

$$C_s = C_{sp} C_{sh} \quad (11)$$

C_{sh} : 两相流修正因子

$$C_{sh} = 1.26(1/X_u)^{0.78} \quad (12)$$

上式中的 X_u 由下式给出

$$X_u = [(1 - X_g)/X_g]^{0.9} (\rho_g/\rho_L)^{0.5} (\mu_L/\mu_g)^{0.1} \quad (13)$$

K_s 由参考文献, 计算公式为:

当 $Re_h < 2000$ 时

$$K_s = \frac{\lambda_L}{d_h} Re_h^{0.6} Pr^{0.4} (\mu_L/\mu_w)^{0.14} \quad (14)$$

当 $Re_h \geq 2000$ 时

$$K_s = \frac{\lambda_L}{d_h} Re_h^{0.8} Pr^{0.4} (\mu_L/\mu_w)^{0.14} \quad (15)$$

式中 Re_h 是当量雷诺数, d_h 是当量直径。

$$Re_h = \frac{d_h G_s (1 - X_g)}{\mu_L} \quad (16)$$

$$d_h = 4(P_i^2 - \pi d_0^2/4)/\pi d_0 \quad (17)$$

2.3 过渡状态下冷凝传热数学模型

过渡状态下冷凝传热数学模型可用下式计算:

$$K_{gs} = (K_{gh}^2 + K_{sh}^2)^{0.5} \quad (18)$$

2.4 具有相变冷凝流体力学数学模型

纵向流换热器壳程压降主要由以下几部分组成:

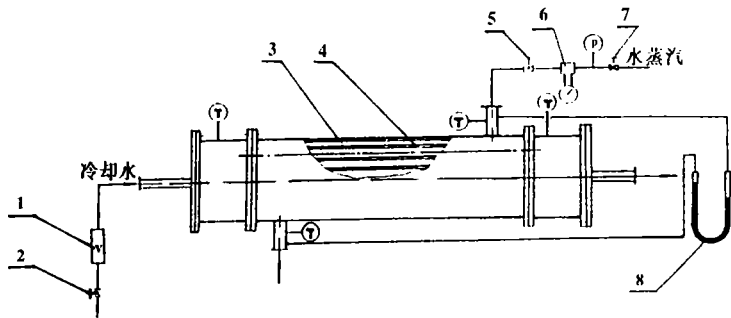
$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad (19)$$

- ΔP_1 : 因静压变化引起的压降
- ΔP_2 : 由动量变化引起的压降
- ΔP_3 : 因摩擦损失引起的压降
- ΔP_4 : 流体流过支承元件引起的压降

3 具有相变冷凝流体力学和传热实验

3.1 实验模型

本文的实验流程见图 1，壳体内为水蒸汽，管程为冷却水。本研究对七种不同的管束结构进行了实验研究：(1)折流板光管管束；(2)无支承光管管束；(3)ROD 光管管束；(4)SRS 光管管束；(5)无支承螺槽管管束；(6)ROD 螺槽管管束；(7)SRS 螺槽管管束；



1,5,7 阀门 2 LZB-40 转子流量计 3 $\Phi 89 \times 4.5$ 壳
4 $\Phi 14 \times 2.5$ 换热管 6 LFX-50 蒸汽流量计 U 型管压差计

图 1 有相变冷凝流体实验模型

由于不凝气的进入对冷凝传热有很大的影响，故在实验前，首先采用排气法排除流体内的不凝性气体。

3.2 冷凝传热膜系数实验值的计算

由总传热方程：

$$\frac{1}{\alpha_o} = \frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{sj} \right) \frac{d_o}{d_i} - R_{so} - R_{sw} \tag{20}$$

管内水的传热膜系数根据管型的不同和雷诺数的不同分别选用不同的公式计算：

光管：

当 $Re_1 < 2300$ 时

$$\alpha_i = 1063(1 + 0.0293t_m)U_i^{0.5}/d_i^{0.4} \tag{21}$$

当 $2300 \leq Re_1 < 10000$ 时

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} Re_i^{0.5} Pr^{0.4} \left(1 - \frac{6 \times 10^5}{Re_i^{1.8}} \right) \tag{22}$$

当 $Re_1 \geq 10000$ 时

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr^{0.4} \tag{23}$$

螺槽管：

当 $2000 \leq Re_1 < 8000$ 时

$$\alpha_i = 1.65(e/d_i)^{(1/3)}(P_e/d_i)^{(1/2)}Pr_i^{0.4} \frac{\lambda_i}{d_i} (\frac{Re_i - 2000}{10^4}) \tag{24}$$

当 $8000 \leq Re_1 < 80000$ 时

$$\alpha_i = 165(e/d_i)^{(1/3)}(P_e/d_i)^{(-1/2)}Pr_i^{0.4} \frac{\lambda_i}{d_i} (\frac{Re_i}{10^4})^{(0.8-3.5\frac{e}{d_i})} \tag{25}$$

3.3 冷凝传热增强因子 $C_{p,}$ 和支承元件形体阻力 ΔP_4 计算

传热增强因子定义为:

$$C_{p,} = \alpha_1/\alpha_2 \tag{26}$$

式中 α_1 :有支承条件下的传热膜系数

α_2 :无支承条件下的传热膜系数

支承元件的形体阻力 ΔP_4 计算式为:

$$\Delta P_4 = \Delta P - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3) \tag{27}$$

其中: ΔP 和 $\Delta P_1 \sim \Delta P_3$ 值由计算机程序计算。

4 具有相变冷凝的数据处理结果及分析

4.1 理论模型的验证

通过对传热膜系数理论值和实验值的比较,我们得到理论值与实验值的最大误差为 33.01%,这表明了本文所提出的理论模型与实验结果吻合尚好,所提出的理论能满足工程设计的需要。

同时,我们还对压力降的理论值和实验值进行了比较,结果表明本文以均相流模型计算纵流壳程换热器的压降是能满足工程应用的需要。

4.2 不同管束在不同支承条件的传热性能分析

将不同热负荷的传热膜系数绘在图 2 和图 3 中,从两图中可知:在重力控制区随热负荷的增加而减小,在剪力控制区随热负荷增加而增加,在光管管束中,在重力控制区和剪力控制区,SRS 结构对传热的增加都优于 ROD 和折流板结构;对于槽管管束在重力控制区,SRS 结构优于其它形式,但在剪力控制区,ROD 结构优于其它形式。

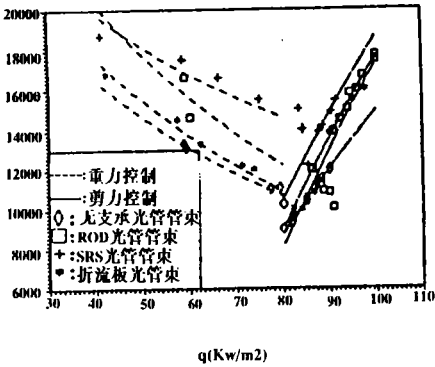


图 2 光管管束的冷凝性能曲线

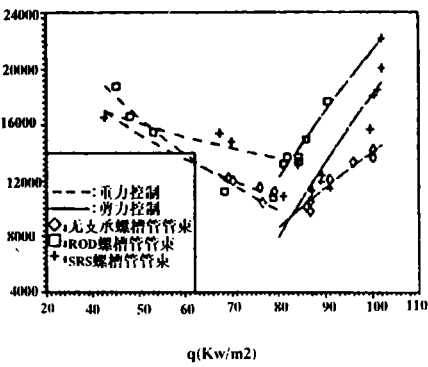


图 3 螺槽管管束的冷凝性能曲线

通过实验,得到了不同管型、不同支承条件下传热增强因子,绘于图 4,从图可看到传热

增强因子随热负荷的增加而增加,但 *SRS* 螺槽管束和 *ROD* 螺槽管束对传热增强最明显,在实验范围内平均增加 30%。对于光管管束,采用 *SRS* 对传热最有利。根据以上分析可知,纵流壳程换热器冷凝传热的增强效果比折流板换热器好。

4.3 不同管型、不同支承下的流体力学性能分析

为了比较光管和螺槽管在不同支承下的流体力学性能,图 5 和图 6 分别绘出了它们的压降特性曲线,从图中可以看到,对光管管束,折流板结构的压降最大,并且随雷诺数增加而增加的幅度最大;对螺槽管束 *ROD* 和 *SRS* 结构的压力降基本一致,但在较高雷诺数下, *SRS* 的压降比 *ROD* 结构的小。

另外,通过实验我们得到了不同支承和管型组合下的形体阻力特性,随着当量雷诺数的增加,形体阻力增加,但折流板的增加的幅度最大,当 $Re_{th}=8000$ 时,折流板的形体阻力为其它结构的 2 倍多。

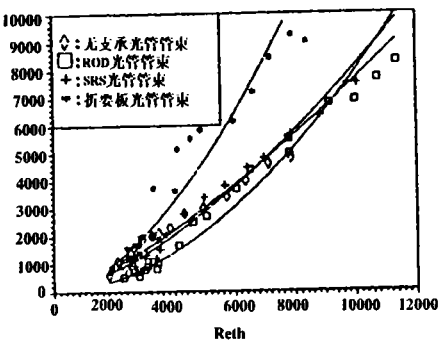


图 5 光管在不同支承下的压降特性曲线

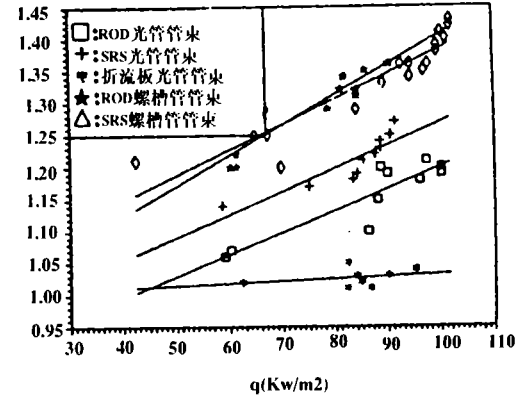


图 4 传热增强因子曲线

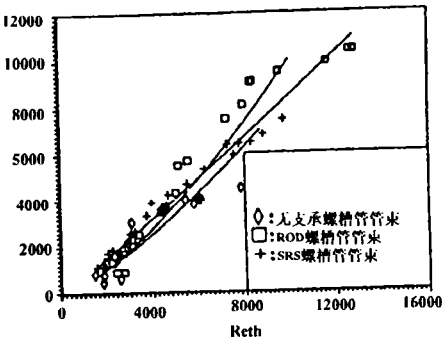


图 6 螺槽管在不同支承下的压降特性曲线

5 结论

本文根据流体力学及传热学的理论推导出能够适用于工程应用的纵流壳程换热器的具有相变冷凝传热膜系数和以均相流模型计算壳程压力降的关联式,与实验结果比较表明了本文所提出的理论模型是正确的,能够用于工程上的纵流壳程换热器设计。

1. 通过对有相变冷凝的流体力学和传热性能理论和实验分析表明 *SRS*、*ROD* 结构的纵流壳程换热器性能比折流板壳程换热器性能好。
2. 另外,本文提出了换热器管束间传热增强因子的概念,试验分析结果表明传热增强因子随雷诺数的增加而增加,并且 *SRS* 螺槽管束的传热增强因子最大。

3. 本文对 *ROD* 和 *SRS* 的形体阻力分析表明两者的形体阻力均随雷诺数的增加而增加, 但 *SRS* 结构比 *ROD* 形体阻力小, 更小于折流板结构。

参 考 文 献

- 1 R. Echicht, Fine Tube Heat Exchanger Woven with Threadst, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, 1992, pp211—217.
- 2 S. A. Nmmu, Condensation of a Binary Vapour of Immosiscible Liquids over a Horizontal Tube Bundle, Proc, 26th National heat transfer conference, Philadephia, 1989.
- 3 J. M. Mcnaught, Heat Transfer and Pressure in a Shell and Tube Condenser with Plain and Low-fin Tube Bundles. Proc, 26th National heat transfer conference, Philadephia, 1989.
- 4 刘昌俊等, 折流杆冷凝器壳侧冷凝压降的计算, 化工学报 No. 2, 1991.
- 5 W. M. Roseno, "Heat Transfer Applied Handbook ". Science and Technology Press, 1992.

CHARACTERISTIC RESERCH OF THE TUBULAR HEAT EXCHANGER WITH LONGITUDINAL-FLOW OF SHELLSIDE FLUID

Dong Qiwu Liu Mingshan Guo Chaxiu Hu Qingju Wang Xuesheng
(Zhengzhou University of Technology)

Abstract: In this paper, a theoretical and experimental study about fluid dynamic and heat transfer mechanism in the heat exchanger with longitudinal-flow of shellside fluid are carried out and the corresponding computer program is made. The study results show that the heat exchanger with longitudinal-flow of shellside fluid has characteristics of fluid dynamic and heat transfer superior to the general heat exchanger with segmental baffle.

Keywords: Longitudinal-flow, Heat exchanger, Heat transfer.