

板壳式换热器板程流量分布特性的模拟与优化

刘家瑞, 赵巍, 张华, 余晓明

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:以板壳式换热器板程为研究对象,建立了几何模型并进行数值模拟,分析和比较了U形和Z形出入口的流量分布特性,并通过计算换热器传热效率和对其压降的比较,分析了流量分布特性对传热效率、压降的影响。模拟与分析结果显示:板程各流道存在严重的流量分布不均匀现象,并使传热效率下降,同时造成压降的增大,且U形比Z形总体性能更好。通过比较不同组合的出入口导孔直径对U形布置的流量分布进行优化,改善了流量分布不均匀带来的影响,提高了换热器的性能。优化分析表明:入口导孔直径20 mm、出口导孔直径23 mm的组合综合效果最好,在改善换热器流量分布不均匀性的同时,能够提高换热器传热效率,并使其压降大幅减小。可以为有关板壳式换热器流量分布特性的研究提供借鉴,具有一定的参考意义。

关键词:板壳式换热器; 流量分布; 数值模拟; 优化

中图分类号: TK172 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.05.002

引言

板壳式换热器属于紧凑式换热器,容易出现内部流量不均匀以及温度场分布不均的情况,流量分布的不均匀会加剧了温度场分布的不均匀,所以流量分布的不均匀是影响换热器性能的主要因素。

目前尚没有板壳式换热器流量分布特性的研究,但有关流量分布特性的其他研究可以借鉴。Fleming建立了换热器内部分配不均匀性模型^[1],研究了不同传热单元数下流量分布不均匀性对换热器性能的影响,研究表明随着传热单元数的增加,流量分布不均匀性对换热器效能的影响逐渐增大; Chi采用实验和数值模拟相结合的方法研究了影响矩形集管平行流换热器流量分布的因素^[2],发现流体速度、管道直径、分流集管的进口位置和尺寸、流体通

道的倾斜等均会导致流量分布不均匀,并认为U形并联管道相对Z形管道流量分布均匀性偏差更低; 赵镇南基于质量和动量守恒定律分别建立了出入口为U形和Z形布置时压力与流量的数学模型^[3~6],推导了反映流量分布的性能参数 β ,并对物流不均匀导致板式换热器传热性能下降作了计算和分析,发现当冷热流体进出口位于换热器同侧时,各流道传热量明显不同但总传热量变化不大,而进出口位于两侧时,总传热量比按均匀分布计算时低20%; 曲新鹤通过建立U形布置的动量恢复型并联管组模型来进行数值计算^[7],从联箱内压力变化的角度推导了最佳联箱截面比的计算公式,分析认为分配联箱和汇流联箱截面比对并联管组流量分配有很大影响; 邓先和等通过建立换热器数学模型来研究流速分布不均造成传热负荷的偏移^[8],结果表明流速的不均匀分布对换热器传热性能的影响很小,传热负荷偏移在1%以内。

本研究通过建立U形和Z形布置的板程几何模型,来模拟、分析和比较流量分布的特性及其对传热效率和压降的影响,并结合相关理论对U形布置加以优化。

1 板壳式换热器板程数值模拟

1.1 几何模型

以若干并联流道组成的板壳式换热器板程为研究对象,建立U形和Z形两种出入口的几何模型。由于波纹流道结构较为复杂,易导致网格的数量巨大,并考虑到着重研究的是各流道的流量分布特性,不涉及板间流动与传热特性的研究,因而采用简化的平板替代波纹板^[9],建立如图1所示的包括5~

收稿日期: 2015-05-06; 修订日期: 2015-06-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51176124)

作者简介: 刘家瑞(1991-),男,江苏连云港人,上海理工大学硕士研究生。

通讯作者: 赵巍(1975-),女,上海理工大学讲师。

12 流道的几何模型共计 16 个,主要尺寸如表 1 所示。网格划分时采用的是非结构化四面体网格,网格步长为 1.6 mm。



图 1 板程几何模型

Fig. 1 Geometrical model for the plate side

表 1 几何模型尺寸

Tab. 1 Dimensions of the geometrical model

名称	尺寸/mm
流道直径	190
接管直径	25
流道间距	3.6
壳体直径	257
圆孔直径	20
流道宽度	2

1.2 数学模型

数学模型基于以下假设: (1) 流体为不可压缩的牛顿流体; (2) 流体的流动为定常流动; (3) 忽略浮升力的影响但考虑重力; (4) 忽略流体的粘性耗散作用; (5) 与空气接触的板片与周围环境绝热。

对于单相不可压缩流体,满足稳态的连续性方程、动量方程和能量方程^[10]。

(1) 连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ —密度 kg/m^3 ; u, v, w —控制体在 x, y, z 方向的速度分量 m/s 。

(2) 动量方程:

$$\text{div}(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \quad (2)$$

$$\text{div}(\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \quad (3)$$

$$\text{div}(\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \quad (4)$$

式中: p —控制体上的压强, Pa; τ —作用在控制体表面上的粘性应力, Pa; F —作用在控制体上的上的外力, N。

(3) 能量方程:

$$\text{div}(\rho \vec{u} T) = \text{div}\left(\frac{K}{c_p} \text{grad} T\right) + s_T \quad (5)$$

式中: c_p —流体的比热容 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T —温度, K; K —流体的导热系数 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。 S_T —粘性作用, 使流体机械能转换为热能的部分及流体的内热源。

本研究采用的湍流模型为 RNG $k - \epsilon$ 模型:

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(P_{r_k} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(P_{r_\epsilon} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{1\epsilon}^*}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

式中: u_i — i 方向上的速度分量; k —湍动能 m^2/s^2 ; ϵ —湍动能耗散率 m^2/s^3 ; μ_{eff} —有效粘度 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; G_k —由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项; $C_{1\epsilon}^*$ 、 $C_{2\epsilon}$ —经验常数; P_{r_k} 、 P_{r_ϵ} —湍动能 k 和耗散率 ϵ 所对应的普朗特数; $C_{1\epsilon}^* = 1.42$, $C_{2\epsilon} = 1.68$, $C_{\mu} = 0.0845$ 。

1.3 边界条件

采用速度入口条件和压力出口条件,外部边界设置为无滑移速度边界条件,流道的壁面设置为恒温壁面,其余各面均设置为绝热壁面。采用分离式求解器隐式求解,压力与速度耦合采用 SIMPLE 方法,离散化为二阶精度的迎风模式。

1.4 模拟与分析

1.4.1 U 形布置数值模拟与分析

图 2 为 U 形布置的导孔通道流速云图,入口导孔通道内流速不断减小,在末端时达到最小值,这反映了 U 形布置的“短路”现象^[3]。这种现象是流体的分流造成的,分流引起了动量的变化而使流速不断降低,同时造成了静压的升高;如图 3 所示压力变化,一方面沿程阻力会使压力降低,另一方面动量变化引起压力升高,由于动量变化占据主导地位,因而轴向压力开始逐渐升高^[11]。出口导孔通道由于汇流作用使流速不断增大,其压力不断减小。因此,压差在导孔末端处的流道间最小,而在导孔入口处流道的压差最大,入口处流道的流量要比末端流道的流量要大^[12-13]。

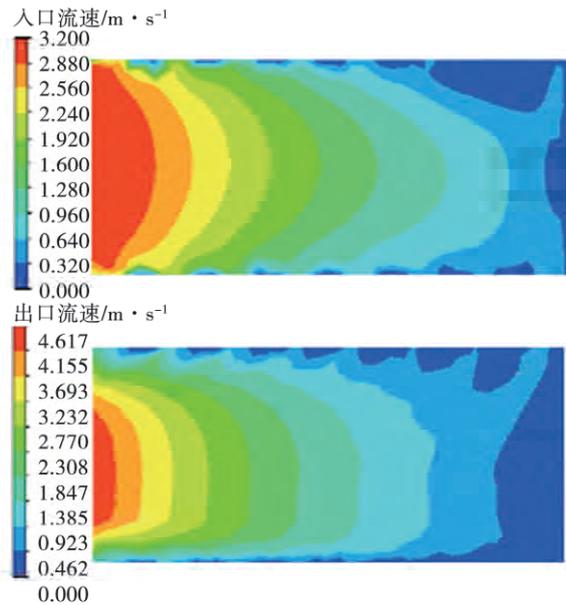


图 2 U 形布置导孔流速云图

Fig. 2 Chart showing contours of the flow velocity in the flow guide holes in the U-shaped arrangement

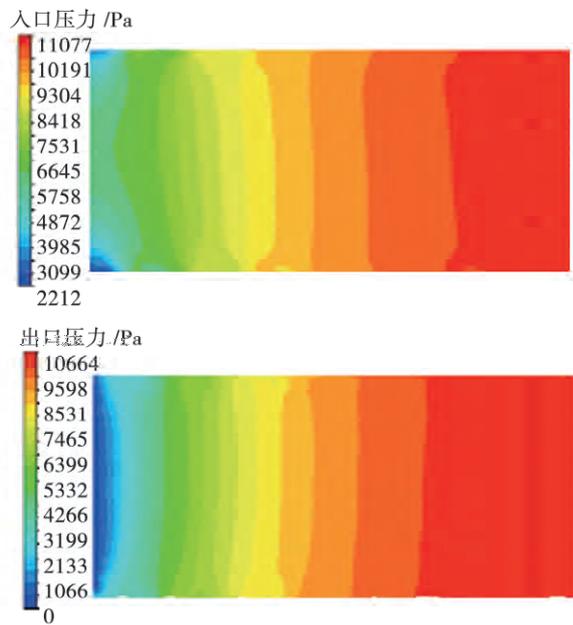


图 3 U 形布置导孔压力分布云图

Fig. 3 Chart showing contours of the pressure distributed in the flow guide holes in the U-shaped arrangement

1.4.2 Z 形布置数值模拟与分析

图 4 为 Z 形布置的导孔通道流速云图,入口导孔通道内流速开始时降低非常缓慢,而在通道末端时才快速降低,出口导孔通道与之相同。图 5 的压

力分布与流速分布相似,入口导孔通道前半段的压力较小且几乎不变,而后半段时快速升高,在末端具有最大值,而出口导孔通道则是压力维持较大值,并在末端快速下降。因此,入口导孔通道在末端流道处的压力要明显高于其他流道,而出口导孔通道在末端流道压力明显较小,末端流道压差很大,流量也较大^[14-15]。造成流速和压力分布与 U 形布置不同的原因在于:出口位置的变化使流体流动方向发生变化,从而使得分流和汇流时流体动量的沿程变化,加上沿程阻力的共同作用造成的^[4]。

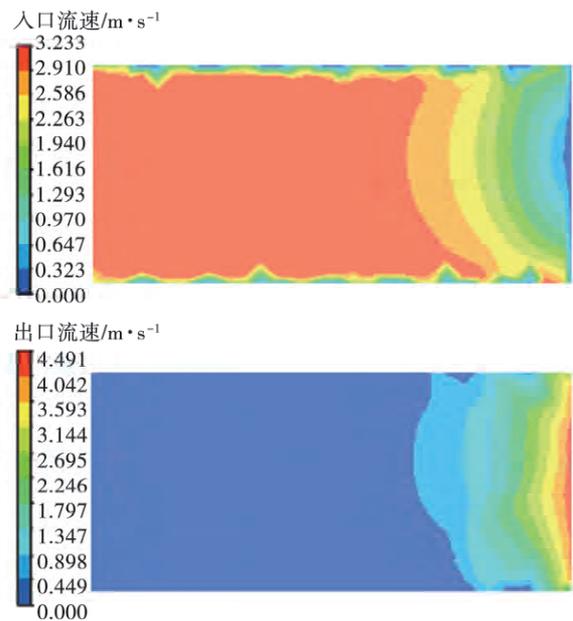


图 4 Z 形布置导孔流速云图

Fig. 4 Chart showing contours of the flow velocity in the flow guide holes in the Z-shaped arrangement

1.5 流量分布特性分析

量化单相流动的流量分布均匀性的评价参数为流量偏差和相对标准方差,流量偏差和相对标准差越接近于零,表明流量分布越好,表达式为^[16]:

$$D_i = \frac{q_i - \bar{q}}{\bar{q}} \times 100\% \tag{8}$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n D_i^2} \tag{9}$$

式中: D_i — i 流道的流量偏差,%; i —流道序号; S —相对标准差; q_i — i 流道的流量, kg/s; \bar{q} —平均流量, kg/s; n —流道数。

1.5.1 U 形布置流量分布特性分析

图 6 为 U 形布置 10 流道的流量分布图,如图所

示:不同流道间流体流量明显不同。在同一雷诺数下,1~9流道的流量逐渐减小,流量在1流道最大,而在9流道最小,3流道变化幅度最大,在10流道又突然变大,且随着雷诺数的增大,各流道内最大流量与最小流量间差距明显增大,这说明各流道存在明显的流量分布不均匀。表2为雷诺数为1832时各流道的流量与流量偏差,最大流量是最小流量的4倍,流量偏差最大达到了近95%,这充分说明各流道实际的流量与理想的流量有着较大差距,U形布置存在流量分布不均匀性^[12]。

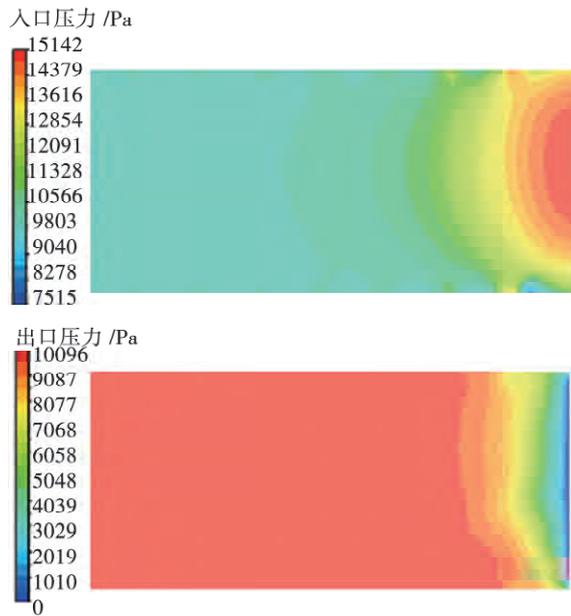


图5 Z形布置导孔压力分布云图

Fig. 5 Chart showing contours of the pressure distributed in the flow guide holes in the Z-shaped arrangement

1.5.2 Z形布置流量分布特性分析

图7为Z形布置10流道的流量分布图,如该图所示:不同流道间流体流量差异巨大。在同一雷诺数下,1~7流道流量非常小,且在3流道处达到最小,相比于8、9、10流道的流量近乎可以忽略,且随着雷诺数的增大,1~7流道流量变化并不明显,但是8~10流道流量增大幅度明显提高,这说明各流道存在严重的流量分配不均匀性。表3为雷诺数为1832时流量偏差,流量范围是0.0107~0.7085 kg/s,最大流量达到了最小流量的66倍,流量偏差最小为-21.95%,最大则超过了460%,这说明各流道流量差异巨大,流量分布不均匀性相当

严重^[14]。

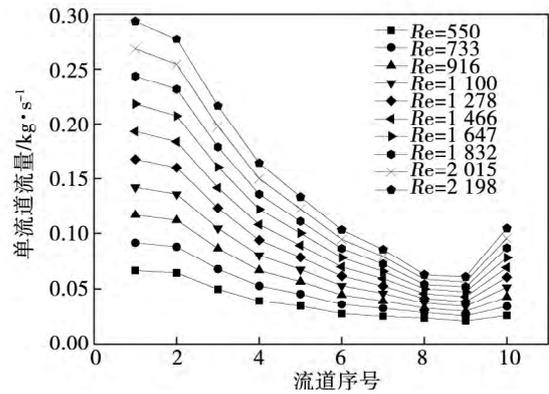


图6 U形各流道流量分布图

Fig. 6 Chart showing the distribution of flow rates in various flow passages in the U-shaped arrangement

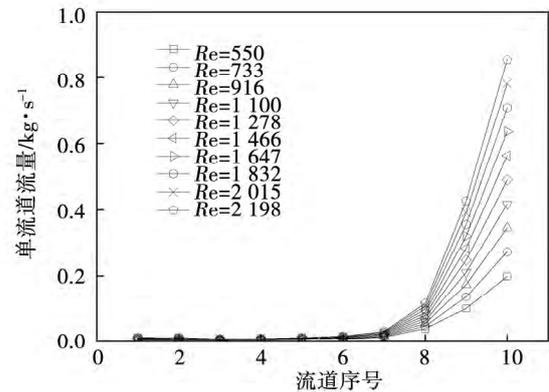


图7 Z形各流道流量分布图

Fig. 7 Chart showing the distribution of flow rates in various flow passages in the Z-shaped arrangement

表2 U形布置的流量偏差

Tab. 2 Deviations in flow rates in the U-shaped arrangement

序号	流量 / kg·s ⁻¹	流量偏差 / %
1	0.243 4	94.79
2	0.231 3	85.14
3	0.178 5	42.98
4	0.135 6	8.52
5	0.110 7	-11.38
6	0.086 0	-31.14
7	0.071 9	-42.48
8	0.053 8	-56.96
9	0.051 5	-58.75
10	0.086 6	-30.71

1.5.3 流量分布不均匀性的验证

赵镇南根据质量和动量守恒定律建立集管系统流量分布的数学解析模型^[3~4],将微分方程式无量纲化后,推导出一个综合反映集管系统流量分布状态的性能参数 β 。 β 对于紧凑型换热器同样适用,这对于预测 U 形和 Z 形布置的流量分布具有指导意义,可以用来验证模拟结果的合理性。

表 3 Z 形布置的流量偏差

Tab. 3 Deviations in flow rates in the Z-shaped arrangement

序号	流量/kg·s ⁻¹	流量偏差/%
1	0.010 7	-91.44
2	0.010 1	-91.91
3	0.007 1	-94.29
4	0.008 0	-93.33
5	0.010 6	-91.35
6	0.014 3	-88.28
7	0.026 7	-78.05
8	0.097 5	-21.33
9	0.356 0	184.64
10	0.708 5	465.21

$$\beta^2 = \left[\left(\frac{2 - \lambda_o}{2 - \lambda_i} \right) \left(\frac{A_i}{A_o} \right)^2 - 1 \right] R \quad (10)$$

$$R = \frac{2 - \lambda_i}{\xi_b} \left(\frac{nA_b}{A_i} \right)^2 \quad (11)$$

式中: A_i 、 A_o —入口、出口导孔截面积, mm²; A_b —一流道截面积, mm²; λ_o —静压恢复系数, 取值为 0.6 ~ 1; λ_i —静压减弱系数, 取值为 -0.6 ~ 0.2; n —一流道数。简化式(10)后有^[17]:

$$\beta^2 = \frac{\lambda_i - \lambda_o}{\xi_b} \left(\frac{nA_b}{A_i} \right)^2 \quad (12)$$

对于 U 形布置,各流道流量可表示为:

$$q_i = \beta \frac{\cosh\beta(1 - y/L)}{\sinh\beta} \frac{q}{n} \quad (13)$$

对于 Z 形布置,各流道流量可表示为:

$$q_i = \frac{\beta}{\sinh\beta} \cosh\beta(y/L) \frac{q}{n} + \frac{R}{\beta \sinh\beta} [\cosh\beta(y/L) - \cosh\beta(1 - y/L)] \frac{q}{n} \quad (14)$$

式中: y —一流道轴向坐标值, mm; L —导孔长度, mm。

根据模拟时设定的相关条件取 $\beta = 2$, 计算各流道流量分布,如图 8 所示,相对偏差的值均不超过 20%,考虑到 λ_i 、 λ_o 、 ξ_b 和 y 等参数取值的不确定以

及数值模拟时条件设置等因素的影响,可以认为相对偏差在合理范围内,且流量分布的计算值与模拟值在整体趋势上是一致的,因此模拟的结果是合理的,同样方法可验证 Z 形布置模拟与分析合理,也验证了板壳式换热器板程入口存在流量分布不均匀现象。

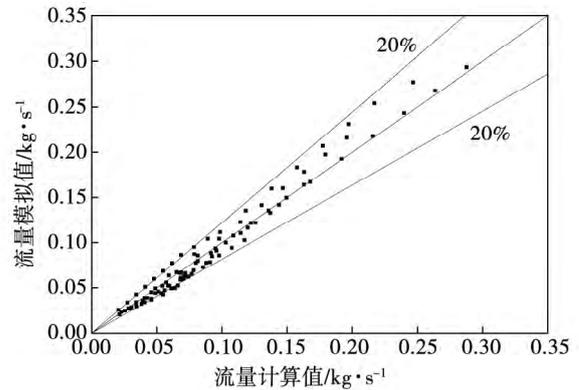


图 8 U 形布置流量的模拟值与计算值

Fig. 8 Simulation and calculation values of the flow rates in the U-shaped arrangement

1.5.4 U 形与 Z 形布置流量分布特性的比较

图 9、图 10 分别为 U 形和 Z 形布置的流量相对标准差,两图反映的共同点是:雷诺数越小相对标准差变化越大,随着雷诺数的增大相对标准差先是逐渐增大的,而后增大幅度逐渐变小,这说明雷诺数越大,流量分布的不均匀性越大,但是不均匀性最终趋向于恒定,而且流道数越少,越易达到这种恒定。等雷诺数情况下,流道越少流量分布越好,流道越多相对标准差越大,流量分布越不均匀^[18]。

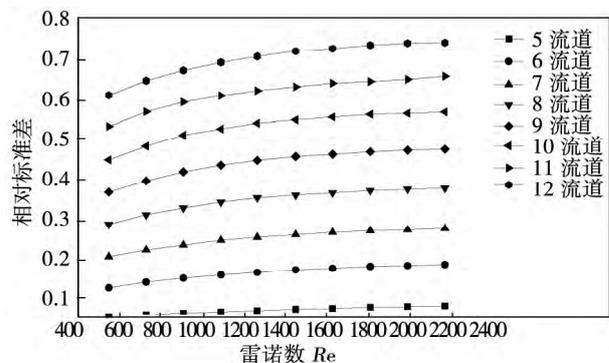


图 9 U 形布置流量相对标准差

Fig. 9 Relative standard deviation of the flow rates in the U-shaped arrangement

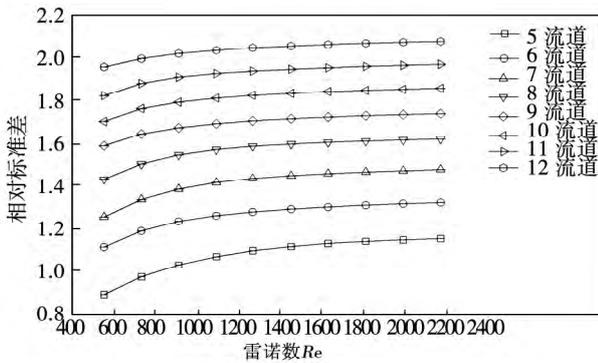


图 10 Z 形布置流量相对标准差

Fig. 10 Relative standard deviation of the flow rates in the Z-shaped arrangement

U 形布置的相对标准差为 0.057 5 ~ 0.742 9 , 而 Z 形则为 0.970 7 ~ 2.083 6 Z 形布置相对标准差远大于 U 形 , 且流道数、雷诺数越小 , 相差越大 , 这说明 : U 形和 Z 形布置均存在流量分布不均匀现象 , 但是相对而言 U 形比 Z 形流量分布均匀性更好。

拟合得到的相对标准差关于雷诺数 Re 的关系式在一定程度上可以较好的预测流量分布的不均匀程度。

$$S = aRe^2 + bRe + c \quad (15)$$

对于 U 形布置有 :

$$a = (0.010 7n^2 - 0.253 2n + 0.964 1) \times 10^{-7}$$

$$b = (-0.387 8n^2 + 9.353 7n - 34.427 1) \times 10^{-5}$$

$$c = 0.068 1n - 0.044 0$$

对于 Z 形布置有 :

$$a = (-0.000 5n^2 + 0.109 7n - 1.776 3) \times 10^{-7}$$

$$b = (-0.117 8n^2 + 5.830 2n + 74.224 0) \times 10^{-5}$$

$$c = 0.173 30n + 0.557 6$$

式(15)是在雷诺数并不大的情况下拟合得到的 , 因此有一定局限性 , 其可用范围是 $Re < b/2a$, 当 $Re > b/2a$ 时 , 相对标准差的增加很小 , 可近似认为不变 , 即认为是式(15)的最大值。

2 流量分布不均匀性的影响

2.1 传热效率分析

传热效率是实际传热量与理论最大传热量的比值 :

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} \times 100\% \quad (16)$$

式中 : η —传热效率 , % ; Q —实际传热量 , W ; Q_{max} —理论最大传热量 , W。

2.1.1 U 形布置的传热效率分析

图 11 为 U 形布置的单流道平均传热量与理论传热量 , 雷诺数越小、单流道平均传热量越少 , 而随着雷诺数增大 , 单流道平均传热量越来越接近理论换热量 , 传热效率越高。此外 , 在等雷诺数下 , 雷诺数越小 , 流道越少传热量反而越大 , 而随着雷诺数增大 , 传热量才逐渐接近 , 以表 4 所示的 5 流道和 12 流道的传热效率进一步说明 , 当雷诺数低于 1 400 时 5 流道传热效率要高于 12 流道 , 且雷诺数越小 , 传热效率差距越大 , 而雷诺数高于 1 400 时 2 流道传热效率高于 5 流道 , 这充分说明雷诺数越大 , 流道越多 , 传热效率越高。

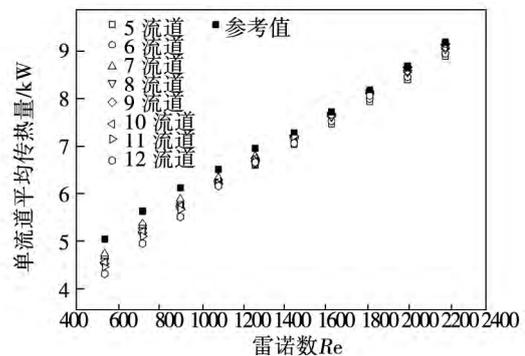


图 11 单流道平均传热量

Fig. 11 Average heat quantity exchanged in a single passage

表 4 U 形布置的传热效率

Tab. 4 Heat transfer efficiency in the U-shaped arrangement

雷诺数 Re	5 流道换热效率 / %	12 流道换热效率 / %
550	92.94	86.03
733	93.86	88.21
916	94.22	90.45
1 100	94.97	92.97
1 278	95.13	94.47
1 466	96.59	96.89
1 647	96.92	97.97
1 832	97.04	98.50
2 015	97.00	99.03
2 198	97.25	99.43

2.1.2 Z形布置的传热效率分析

图 12 为 Z 形布置的单流道平均传热量与理论传热量,表 5 为 5 流道和 12 流道换热器传热效率,分析发现:各流道的单流道平均换热量均低于理论传热量,且雷诺数越小,差距越大,雷诺数较大时有所改善。此外,雷诺数相等时,流道越少,换热量越大,传热效率越高。表中 5 流道的传热效率明显高于 12 流道,最大换热效率差在雷诺数最小的 550 处达到约 23%,但是随着雷诺数的增大,各流道传热量逐渐接近,传热效率也明显改善,当雷诺数为 2 198 时,传热效率差减小到 6.45%。

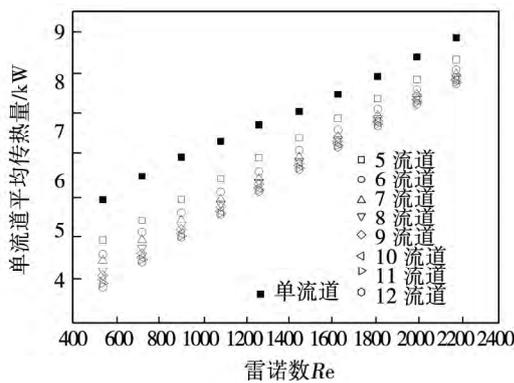


图 12 单流道平均换热量

Fig. 12 Average heat quantity exchanged in a single passage

表 5 Z形布置的传热效率

Tab. 5 Heat transfer efficiency in the Z-shaped arrangement

雷诺数	5 流道传热效率/%	12 流道传热效率/%
550	80.15	57.42
733	80.67	62.48
916	82.90	67.53
1 100	85.99	72.45
1 278	88.13	76.06
1 466	90.97	80.31
1 647	92.30	82.95
1 832	93.14	84.96
2 015	93.67	86.45
2 198	93.87	87.42

U 形和 Z 形布置都会由于流量分布不均性对传热量产生影响,导致传热效率降低,但是 U 形布置

的影响要比 Z 形小,主要原因就在于 U 形布置的流量分布不均性要远低于 Z 形。

2.2 压降分析

压降的计算公式为:

$$\Delta P = \rho v^2 Eu \tag{17}$$

$$Eu = bRe^d \tag{18}$$

式中: ΔP —换热器的压降, Pa; Eu —欧拉数; b 、 d —系数、雷诺数指数。

根据式(17)可知,流量分布均匀时,每个流道压降是相同的,若分布不均匀,则每个流道压降不相同,因此通过分析单流道平均压降的变化便可得知流量分布不均对压降的影响^[19]。

单流道平均压降的变化情况如图 13 所示,其中实心和空心分别表示 U 形和 Z 形布置的压降。在同一雷诺数下,随着流道数的增加,各流道的平均压降增加,明显地,各流道的平均压降却并不相同,雷诺数越大、流道越多,压降差也越大,这也就是说由于流量分布不均性的存在,导致了压降的增大,且不均性越大压降增大越大。图中, Z 形布置的压降要明显高于 U 形布置,压降增大幅度也明显较高,同等条件下压降高出 1 倍左右。

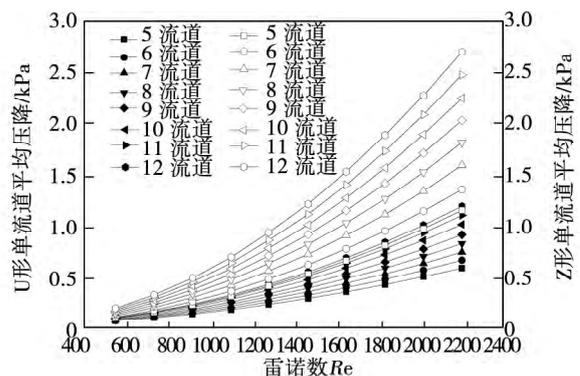


图 13 单流道平均压降

Fig. 13 Average pressure drop in a single passage

3 流量分布不均性的优化

模拟与分析结果表明,板壳式换热器板程存在严重的流量分布不均性,造成传热量降低、压降增大,这无疑影响换热器的整体性能,使得生产和使用成本的增加,因此有必要对其进行优化设计。由于

U 形布置流量分布均匀性更好,传热效率更高并且压降相对较小,更有使用价值,本研究以 U 形布置的 10 流道换热器的板程为改进目标进行优化。

赵镇南认为性能特征参数 β^2 对流动均匀性有关键影响^[3-4]。 β^2 综合体现了三方面的重要特征:由动量变化引起的导孔轴向压力变化;流道的总阻力系数;进、出口导孔面积比和流道总面积与进口导孔的面积比。适当调整这三方面特征可以改善流量分布的均匀性。由于前两个方面不是结构方面的特征,因此本研究将从第三方面特征进行优化。

性能特征参数 β^2 越小,流量分布趋于更加均匀。从式(10)可见,当进出口导孔面积比略小于 1,流道总面积与进口导孔的面积比较小,合理调节这两个面积比有利于改善流量分布的不均匀性。考虑到板片外形尺寸不变,为保证对换热面积影响较小,故导孔面积变化不宜较大,因此取表 6 中 9 种组出入口组合进行比较:

表 6 出入口组合

Tab. 6 Combination of the inlet and outlet

组号	入口/mm	出口/mm
1	20	21
2	20	22
3	20	23
4	20	24
5	21	22
6	21	23
7	21	24
8	22	23
9	22	24

表 7 为雷诺数 916 和 1 278 时模拟计算后的结果,与优化前对比可发现:相对标准差均有了明显下降,换热量有了不同程度的增加,且压降下降明显。其中 2、3、5、6、8 这五组相对标准差明显低于其他各组,说明流量分布均匀性较好,在这五组中,换热量最大的是组 2,但是压降相对较大,而压降最小则为组 6,同时相对标准差最小,但是换热量相对较小,故均不可取,而组 3 介于二者之间,可以兼顾换热量与压降,虽然相对标准差稍大,但是综合来说最为理想,因此优化的结论是:入口导孔直径 20 mm、出口

导孔直径 23 mm。

表 7 各组合的比较

Tab. 7 Comparison of various combinations

组号	相对标准差		换热量/W		压降/Pa	
	1	2	1	2	1	2
1	0.312 1	0.335 0	56 932	66 121	1 259	2 398
2	0.126 5	0.140 0	57 446	66 329	844	1 591
3	0.134 0	0.142 0	57 375	66 269	553	1 017
4	0.338 8	0.366 9	56 605	66 017	349	884
5	0.327 9	0.354 5	56 508	65 440	1 052	1 900
6	0.170 6	0.182 7	57 027	65 632	730	1 361
7	0.085 5	0.090 8	57 116	65 659	479	877
8	0.334 3	0.364 3	56 062	64 794	913	1 719
9	0.165 1	0.184 9	56 625	65 079	632	1 174

4 结 论

(1) 通过对板程进行数值模拟,发现板程各流道存在严重的流量分布不均匀现象,随着流道数和雷诺数的增大,流量分布的不均匀性逐渐增大,且 Z 形布置的不均匀性要比 U 形布置更为严重。

(2) 发现 U 形布置的流量分布均匀性明显好于 Z 形布置,U 形布置的传热效率相对更高、压降相对更低。

(3) 通过分析比较的不同出入口导孔直径组合对 10 流道 U 形布置进行优化,综合考虑流量分布均匀性、传热效率以及压降三个方面,认为入口导孔直径 20 mm、出口导孔直径 23 mm 的组合性能最佳。

参考文献:

[1] Fleeting R B. The effects of flow distribution in parallelchannels of counter-flow heat exchangers [J]. Advances in Cryogenic Engineering, 1967, 12(2): 352 - 362.

[2] Chi C W, Kai S Y, Jhong S T, et al. Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers, part I: Typical inlet header[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 3226 - 3234.

[3] 赵镇南. 集管系统压力与流量分布的研究(I) —— U 型布置时的分析解[J]. 太阳能学报, 1999, 20(4): 377 - 384.

ZHAO Zhen-nan. Investigation on the distribution of pressure and flow rate in a manifold system(I): analytical solution when the Z-shaped arrangement is applied [J]. Acta Energaie Solaris Sinica,

- 1999 20(4): 377-384.
- [4] 赵镇南. 集管系统压力与流量分布的研究(II)——Z型布置时的分析解[J]. 太阳能学报 2001 22(3): 363-366.
ZHAO Zhen-nan. Investigation on the distribution of pressure and flow rate in a manifolds system (II): analytical solution when the Z-shaped arrangement is applied[J]. Acta Energetica Sinica, 2001 22(3): 363-366.
- [5] 赵镇南. 流量分布不均匀对板式换热器传热性能的影响[J]. 化工机械 2003 30(1): 1-4.
ZHAO Zhen-nan. Influence of the non-uniformity of the distribution of flow rate on the heat transfer performance of a plate type heat exchanger[J]. Chemical Machinery 2003 30(1): 1-4.
- [6] 赵镇南. 流量非均匀分布对板式换热器传热性能影响[J]. 石油化工设备 2003 32(3): 18-22.
ZHAO Zhen-nan. Effect of the non-uniform distribution of flow rate on the heat transfer performance of a plate type heat exchanger [J]. Petroleum and Chemical Industry Equipment 2003 32(3): 18-22.
- [7] 曲新鹤, 孙中宁, 丁 铭. 联箱匹配对 U 型布置并联管组换热器流量分配影响研究[J]. 原子能科学技术 2015 49(4): 623-628.
QU Xin-he, SUN Zhong-ming, DING Ming. Study of the effect of the matching of headers on the distribution of flow rate in a U-shape arranged parallel tube group heat exchanger [J]. Atomic Energy Science and Technology 2015 49(4): 623-628.
- [8] 邓先和, 王杨君, 黄德斌 等. 来流不均匀分布对换热器传热的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版) 2004 32(2): 1-3.
DENG Xian-he, WANG Yang-jun, HUANG De-bin, et al. Effect of the non-uniform distribution of the coming flow on the heat exchange of a heat exchanger [J]. Journal of South China University of Science and Technology (Natural Science Edition) 2004 32(2): 1-3.
- [9] 仇 嘉, 魏文建, 张绍志 等. 基于 CFD 数值模拟的板式换热器分配器性能研究[J]. 机械工程学报 2010 46(14): 130-137.
QIU Jia, WEI Wen-jian, ZHANG Shao-zhi, et al. Research on the performance of a distributor for use in plate type heat exchangers based on the CFD numerical simulation [J]. Journal of Mechanical Engineering 2010 46(14): 130-137.
- [10] 何 嘉. 多分支并联管道流量分配机理及算法的数值研究 [D]. 兰州: 兰州交通大学 2014.
HE Jia. Numerical study of the mechanism governing the flow distribution in a multi-branch parallel pipeline [D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University 2014.
- [11] 朱玉琴. 并联管组流量分配规律的研究[J]. 节能 2006 283(2): 5-7.
ZHU Yu-qin. Study of the law governing the distribution of flow rate in a tube group [J]. Energy Conservation 2006 283(2): 5-7.
- [12] Wang J. Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: U-type arrangement [J]. International Journal of Hydrogen Energy. 2008 33(21): 6339-6350.
- [13] 梁 倩. 集箱静压分布与流量分配的仿真研究[D]. 武汉: 华中科技大学 2007.
LIANG Qian. Simulation research of the static pressure and flow distribution of a header [D]. Wuhan: Central China University of Science and Technology 2007.
- [14] Wang J. Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: Z-type arrangement [J]. International Journal of Hydrogen Energy. 2010 35(11): 5498-5509.
- [15] C H Huang, C H Wang. The design of uniform tube flow rates for Z-type compact parallel flow heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2012 57(2): 608-622.
- [16] 刘 巍, 王 娟, 朱春玲. 换热器流量分配不均匀性评价方法的比较[J]. 制冷与空调 2013 13(3): 93-96.
LIU Wei, WANG Juan, ZHU Chun-ling. Comparison of the methods for evaluating the non-uniformity of the flow distribution in a heat exchanger [J]. Refrigeration and Air-conditioning 2013 13(3): 93-96.
- [17] 李 珍. 换热器设备的建模与仿真[D]. 北京: 北京化工大学 2013.
LI Zhen. Modelling and simulation of heat exchanger equipment items [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Engineering 2013.
- [18] 王 江, 厉彦忠, 张 哲 等. 封头结构对板翅式换热器温度分布特性的影响[J]. 化工学报 2005 56(8): 1413-1418.
WANG Jiang, LI Yan-zhong, ZHANG Zhe, et al. Effect of the structure of a header on the temperature distribution characteristics of a plate-fin type heat exchanger [J]. Journal of Chemical Engineering 2005 56(8): 1413-1418.
- [19] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计(第四版) [M]. 南京: 东南大学出版社 2012 130-137.
SHI Mei-zhong, WANG Zhong-zheng. Principles and design of heat exchangers (4th Edition) [M]. Nanjing: Southeast University Press 2012.

(刘 瑶 编辑)

关于汽轮机内湿蒸汽两相凝结流动的研究进展 = **Advances in the Study of the Wet Steam Two-phase Condensation Flow Inside Steam Turbines** [刊 汉] HAN Xu , LI Heng-fan , HAN Zhong-he (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment State Monitoring and Control , North China University of Electric Power , Baoding , China , Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31(5) . - 1 ~ 6

The wet steam non-equilibrium condensation flow inside steam turbines may result in a decline of the efficiency of the units and damage to blades due to water erosion. In view of the fact that a two-phase flow is far more complicated than a single-phase flow , it is difficult to measure its condensation characteristics through various tests. In such a case , the currently available three research methods were summarized through analyzing the latest research findings in the study of the wet steam two-phase flow theory both at home and abroad and its experimental study and the problems existing in the studies above-mentioned were also pointed out. Furthermore , the mechanism governing the condensation of a two-phase flow and the method for seeking its solutions were discussed and the merits and demerits of several wet steam measurement methods were expounded. The research results show that the condensation and phase process is very complicated and the heat and mass transfer occurs at the micrometer level. Therefore , it is necessary to develop a condensation model with the coupling between two phases being taken into consideration. In combination with the status quo of the two-phase flow numerical study , the numerical methods for seeking solutions to two-phase flows inside steam turbines were expounded. The foregoing can offer a theoretical reference for the design and reconstruction of the flow path in steam turbines. **Key words:** wet steam , two-phase flow , spontaneous condensation , turbine

板壳式换热器板程流量分布特性的模拟与优化 = **Simulation and Optimization of the Flow Distribution Characteristics of the Plate Side of a Plate and Shell Type Heat Exchanger** [刊 汉] LIU Jia-rui , ZHAO Wei , ZHANG Hua , YU Xiao-ming (College of Energy Source and Power Engineering , Shanghai University of Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31(5) . - 7 ~ 15

With the plate side of a plate and shell type heat exchanger serving as the object of study , established was a geometrical model and performed also was a numerical simulation. On this basis , the flow distribution characteristics in a U-shaped and Z-shaped inlet and outlet arrangement were analyzed and compared and through calculating the heat transfer efficiency and comparing the pressure drops , the influence of the flow distribution characteristics on the heat transfer efficiency and the pressure drops was analyzed. The simulation and analytic results show that a serious flow

distribution non-uniform phenomenon appears in various flow passages in the plate side and results in a decline of the heat transfer efficiency and at the same time leads to an increase of the pressure drops. In such a case the overall performance of the U-shaped arrangement is better than that of the Z-shaped arrangement. Through comparing the flow distribution in different combinations of various inlet and outlet diameters, the flow distribution of the U-shaped arrangement was optimized, thus improving the uniformity of the flow distribution and enhancing the performance of the heat exchanger. The optimization and analytic results show that when a combination of the inlet diameter of 20 mm and the outlet diameter of 23 mm is adopted, the best comprehensive effectiveness will result, therefore, enhancing the heat transfer efficiency and reducing the pressure drop by a large margin at the same time of improving the uniformity of the flow distribution in the heat exchanger. **Key words:** plate and shell type heat exchanger, flow distribution, numerical simulation, optimization

新型梯级换热有机朗肯循环系统热力性能分析 = **Analysis of the Thermal Performance of a New Type Stepped Heat Exchange Organic Rankine Cycle System** [刊, 汉] YANG Xin-le, HUANG Fei-fei, DAI Wen-zhi, DONG Si-han (College of Mechanical Engineering, Liaoning University of Engineering Technology, Fuxin, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(5). - 16 ~ 21

To fully enhance the recovery and utilization rate in the process of low grade energy source utilization and lower the heat source emission temperature, proposed was a heat-source-flow-division-based new type stepped heat exchange and power generation organic Rankine cycle system. With the geothermal water serving as the heat source by the system, the influence of the evaporation temperature on the system performance was analyzed when the operating conditions of the heat source was constant and under various operating conditions of the heat source, the variation law of the system performance was also analyzed when several kinds of working medium such as R123, R245fa and R152a were mutually combined. It has been found that the stepped ORC cycle has an optimum evaporation temperature and its performance is better than that of a single-stage ORC cycle. When $T_g = 373 \text{ K}$, its output power will increase by 59.12 kW. With changes of the operating conditions of the heat source, the optimum working media in the two-stage cycle will change separately. If any stage in the cycle is working in the subcritical zone, the lower the critical temperature of the working medium in the first stage of the cycle and the higher the critical temperature of the working medium in the second stage of the cycle, the better the system performance. If any stage in the two-stage cycle is operating under an operating condition nearing the critical point, a working medium making the system capable of operating under an operating condition nearing the critical point should be chosen. To rationally choose an optimum working medium according to various operating conditions has an important significance for enhancing the