

DOI: 10.7652/xjtub201702022

轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响

康蕊, 厉彦忠, 杨宇杰, 王哲, 司标, 郑捷宇
(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了降低轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响,利用计算流体力学软件 Fluent,分别计算了考虑轴向导热模型和不考虑轴向导热模型的换热因子,引入无量纲参数传热恶化率(η)来评价轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响程度,讨论了流体工况下翅片类型(平直翅片和锯齿翅片)、翅片结构、流体种类、翅片材料等因素对 η 的影响。计算结果表明,轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响程度较大,流体工况下翅片类型、流体种类、翅片结构、翅片材料等因素对 η 均有所影响。其中,对于不同流体工况,当 Re 小于等于 600 时, η 较大,此时在翅片的设计和选型时需要考虑轴向导热对其传热性能的影响;对于不同的翅片类型,在 Re 小于等于 600 时,锯齿型翅片的 η 低于平直翅片;对于不同翅片结构,无量纲参数 β 为 70、翅片密度为 4.1 的此类平直翅片的 η 最大,在翅片选型时应尽量少选此类平直翅片;对于低温流体, Pr 越大,其 η 越大;对于不同翅片材料,在综合考虑强化换热和减小轴向导热影响两方面因素下,并非高导热系数材料的传热性能最佳,而是在不同 Re 下,最大换热因子均对应一个最佳的导热系数。

关键词: 轴向导热;板翅式换热器;数值模拟

中图分类号: V511 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)02-0140-09

Performance Evaluation of Plate-Fin Heat Exchanger
Considering Effect of Axial Heat Conduction

KANG Rui, LI Yanzhong, YANG Yujie, WANG Zhe, SI Biao, ZHENG Jieyu
(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reduce the influence of axial heat conduction (AHC) on the thermal performance of plate-fin heat exchanger (PFHE), the models with/without consideration of axial heat conduction are analyzed by CFD technique. A dimensionless parameter η is introduced to confirm the influence of AHC on PFHE. The factors influencing dimensionless parameter η , such as type of fin, working condition, structure of fins, cryogenic fluid and material, are evaluated. The results show that the thermal performance of the PFHE is greatly affected by AHC. Type of fin, working condition, structure of fins, kind of fluid and material are the key factors affecting η . Specifically, AHC aggravates the thermal performance of PFHE when the Reynolds number is less than 600, in this case the effect of AHC should be considered for selection of fins. The η of plain fins is higher than that of offset strip fins. Calculating three groups of plain fins, it is also revealed quantitatively that for plain fins the dimensionless parameter η gets the maximum when the dimensionless parameter β is 70 and the fin density γ is 4.1. η increases with Prandlt number

for different cryogenic fluids. Considering enhancing heat transfer and reducing the effect of axial heat conduction, every optimum thermal conductivity corresponds with a best conducting coefficient at different Reynolds number.

Keywords: axial heat conduction; plate-fin heat exchanger; numerical simulation

随着科学技术的发展,作为换热关键设备之一的换热器也越来越倍受人们的关注,各种高效、节能的新型换热器应运而生。板翅式换热器作为一种典型的新型换热器,以其独特的优点,占据了换热设备领域的一席之地,广泛的应用于能源、动力、化工、冶金、机械、交通、原子能、航空和航天等领域。板翅式换热器显著优点是传热效率高,紧凑轻巧,适应性强,可在 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 到接近绝对零度的温度区间内工作。

在低温系统中,板翅式换热器存在较大的进出口换热温差,热量除了通过间壁由热流体传向冷流体外,也必然会从高温端沿着固体壁面向低温端传递,这种轴向导热现象严重影响板翅式换热器的传热性能,成为制约低温换热器性能的3大障碍(流体分配不均匀,温度场不均匀,轴向导热)之一。因此,深入研究轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响具有重要的理论意义与实用价值。

文献[1-2]首次用有限元方法,研究了轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响,发现当流体的热容比等于1或者轴向导热参数 λ 较大时,轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响较大。文献[3-4]指出,轴向导热会恶化低温换热器传热性能,并且换热器传热单元数越多,轴向导热对换热器传热性能的影响越大。文献[5-6]分析了不同通道分配和不同通道排列下,轴向导热对换热器传热性能的影响程度,设计出了一种轴向导热对换热器传热性能影响最小的通道分配和通道排列方式。文献[7]提出并定义了无量纲轴向热扩散系数 ϕ ,用来表示换热器当量轴向热扩散能力的大小,轴向导热对换热器性能的影响随着 ϕ 和传热单元数的增大而加剧换热器传热性能的恶化。文献[8-9]指出,局部轴向导热可以提高换热器的传热系数,并且在局部传热系数较高的区域,轴向导热对换热器的传热性能影响更大。文献[10-11]研究结果表明,当管外为对流换热边界条件时,管内充分发展对流换热的 Nu 依然在 $3.66\sim 4.36$ 之间,但若忽略壁面轴向导热,采用一维热阻模型来计算微细管内对流换热问题,将会得到错误的结论。文献[12]发现,当轴向导热与总加热量比值的变化范围为 $0.106\sim 0.275$ 时,轴向导热对微通道内传热特性的影响更加显著。文献[13]

研究结果表明,轴向导热使得微通道内温度呈非线性分布,而非理论所预测的线性分布,并且使通道内的 Nu 小于其理论值。

目前,在已有文献中,很少有通过使用流体力学软件Fluent建立考虑轴向导热模型和不考虑轴向导热模型,来研究轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响。本文使用流体力学软件Fluent,首先建立了考虑轴向导热的模型和不考虑轴向导热的模型,计算了两种模型的换热因子;其次引入无量纲参数传热恶化率(η)来评价轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响程度;最后讨论了不同翅片类型、不同工况、不同翅片结构、不同低温流体、不同翅片材料等因素对 η 的影响。

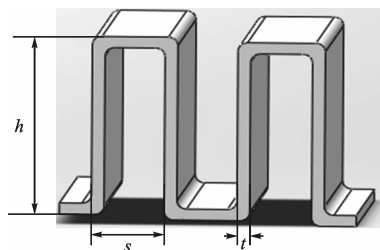
1 几何结构和数值计算模型

1.1 物理模型与计算区域

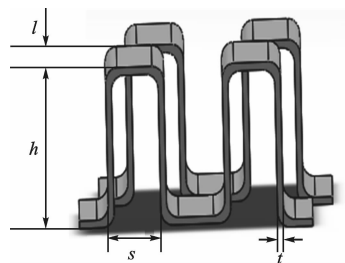
本文分别模拟了平直板翅式换热器和锯齿型板翅式换热器,两种翅片的结构和模型分别如图1和图2所示。其中,平直翅片的水力直径定义为

$$D_h = \frac{2A}{P_c} = \frac{2(s-t)(h-t)}{s+h-2t} \quad (1)$$

式中: A 为总换热面积; P_c 为浸润周边长; h 为翅片



(a) 平直翅片结构



(b) 锯齿型翅片结构

图1 翅片几何参数

高度, t 为翅片厚度, s 为翅片间距, l 为锯齿型翅片节距。

锯齿型翅片的水力直径定义为

$$D_h = 4LA_c/A_f = \frac{4l(h-t)(s-t)}{2(l(h+s-2t)+t(h-t))+t(s-2t)} \quad (2)$$

式中: A_c 为翅片通道的横截面积; A_f 为翅片通道单元的总换热面积。

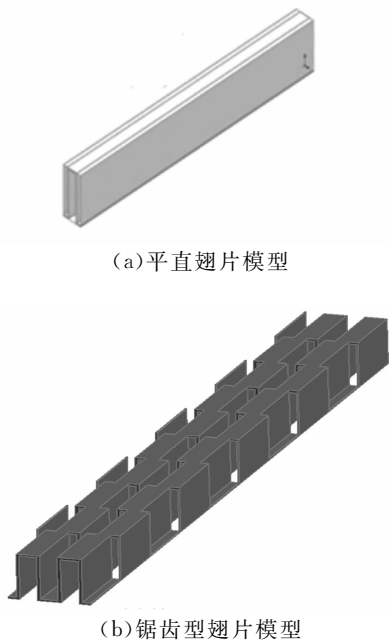


图2 两种翅片的模型

鉴于板翅式换热器隔板和翅片的周期性和对称性,取如图3所示的计算区域。为了使模拟更接近实际测定情况和保证出口无回流,在模型进出口分别建立5 mm的进口段和出口段。

1.2 考虑轴向导热模型和不考虑轴向导热模型

在实际传热过程中,从热流体吸收的热量一部分将会通过隔板和翅片传向冷流体,另一部分将会沿着隔板和翅片从高温端传向低温端。这是因为隔板和翅片属于各向同性材料,轴向和横向都存在导热,如图4所示的考虑轴向导热模型。

为了使隔板和翅片轴向导热等于0,建立了如图5所示的不考虑轴向导热模型。在此模型中,将隔板和翅片轴向的导热系数设置为0,也就相当于隔板和翅片每个无限小单元的侧表面都被定义为绝热条件,即隔板和翅片轴向不存在导热,此时从热流体吸收的热量 Q_1 等于冷流体放出的热量 Q_2 。

1.3 控制方程及边界条件

板翅式换热器流体的动量传递以及流体内部的

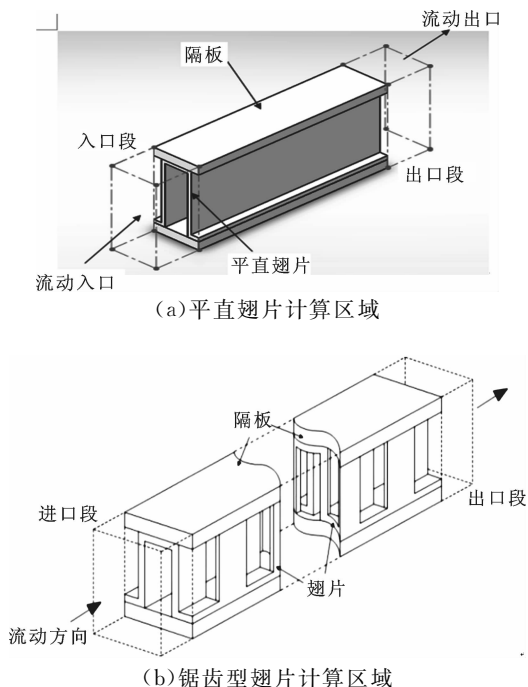


图3 板翅式换热器的计算区域

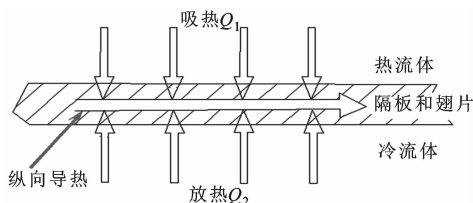


图4 考虑轴向导热模型

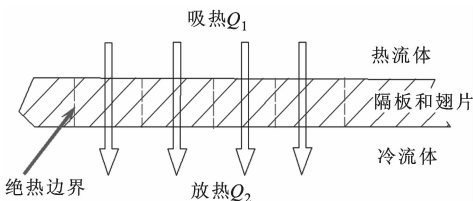


图5 不考虑轴向导热模型

热量传递都遵循基本的控制方程,包括连续性方程、动量方程和能量守恒方程,假设流动过程中流体不可压缩且不发生相变,热物理性为常数,不考虑热辐射和自然对流的影响,则控制方程如下。

连续性方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

式中: u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 方向上流体的速度。

x 向动量方程

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

y 向动量方程

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

z 向动量方程

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

式中: ρ 为流体的密度; p 为流体的压强; μ 为流体的黏度。

流体在对流条件下的传热微分方程为

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

式中: C_p 为流体的比定压热容; λ_f 为流体的导热系数。

对于固体导热材料,无内热源存在的热传导方程为

$$\lambda_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (8)$$

式中: λ_s 为固体材料的导热系数。

在计算时,计算区域中的流动进口为质量流速进口,流动出口为压力出口边界条件;隔板、翅片以及流体的两侧均设置为周期性边界条件;上下壁面为等热流热壁面,对翅片通道内的常温空气进行加热;流动进口与出口的上下两侧设置为对称边界条件;流固接触面为耦合壁面边界。

1.4 网格划分及数值解法

数值模拟时,网格划分质量的好坏直接影响结果的准确性和计算速度。本文采用网格质量好、计算速度快、占用内存小的六面体网格对翅片进行划分。板翅式换热器的网格示意图如图6所示,并对网格无关性进行分析验证发现,当网格数超过 2×10^6 时,网格密度对于计算结果的影响已经可以忽略。后续计算中网格数均在 2×10^6 以上,满足网格无关性要求。

本文采用 Fluent 6.3.26 求解器对计算区域进行数值求解,采用收敛特性较好的 Simplec 算法求解压力与速度的耦合方程。对于层流流动与换热方程的离散,压力采用标准格式离散,动量和能量方程采用二阶迎风格式离散。当 $Re < 2000$ 时,采用层流模型。需要说明的是,本文只涉及 $Re < 2000$ 的层流模型,不涉及湍流模型。这是因为文献[1]和文

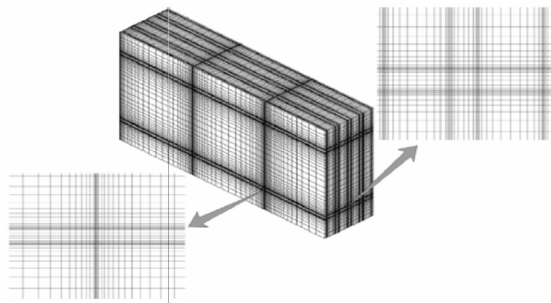


图6 锯齿型板翅式换热器网格示意图

献[12]定性指出,小 Re 时,轴向导热对换热器性能的影响比较严重,而大 Re 时,轴向导热对换热器性能的影响已经可以忽略,所以本文只计算 $Re < 2000$ 的情况。计算中,将各方程的残差与隔板面积的平均温度作为监测变量,并认为在层流模型下,当连续性方程、动量方程和能量方程的变量残差均小于 1×10^{-6} 且不发生变化时,计算收敛。

1.5 换热因子

由实验得到的数据再通过计算得到翅片的换热因子 j 。换热因子 j 的定义式为

$$j = Nu / Re Pr^{1/3} \quad (9)$$

Re 、 Pr 、 Nu 分别定义为

$$Re = GD_h / \mu \quad (10)$$

$$Pr = \mu C_p / \lambda \quad (11)$$

$$Nu = h_c D_h / \lambda_f \quad (12)$$

翅片通道内的换热系数 h_c 的计算式为

$$h_c = \frac{1}{\eta_0} \frac{1}{U^{-1} - 0.5 b \lambda_s^{-1} A A_{w,cp}^{-1}} \quad (13)$$

式中: $A_{w,cp}$ 为隔板壁面面积。

翅片通道的传热系数 U 的计算式为

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (14)$$

对数平均温差为

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{base} - T_{in}) - (T_{base} - T_{out})}{\ln((T_{base} - T_{in}) / (T_{base} - T_{out}))} \quad (15)$$

式中: T_{base} 为基准温度; T_{in} 为流体进口温度; T_{out} 为流体出口温度。

翅片通道的表面效率为

$$\eta_0 = 1 - (A_{sec} / A) (1 - \eta_{f,id}) \quad (16)$$

式中: A_{sec} 为翅片通道内二次表面面积。

理想翅片效率为

$$\eta_{f,id} = \frac{\tanh(0.5mh)}{0.5mh} \quad (17)$$

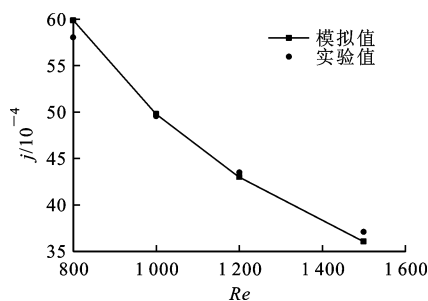
$$m = (2h_c / \lambda_s t)^{1/2} \quad (18)$$

对式(9)~式(18)联立,通过迭代求解得出 j 因子。

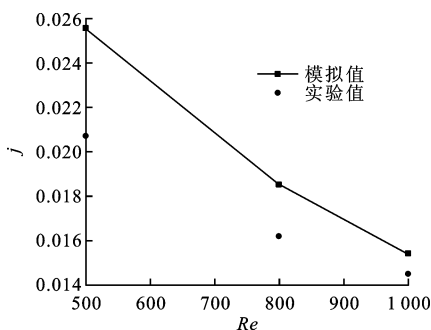
1.6 计算模型验证

为了对计算模型进行验证,将模拟计算值与文献实验值^[14]进行对比。平直翅片 6.2 的参数如下:材料为铝,翅片高度 $h=10.29$ mm,翅片间距 $s=4.1$ mm,翅片厚度 $t=0.254$ mm, Re 为 800~1 500。数值模拟结果与文献实验数据对比如图 7a 所示。

锯齿型翅片 1/9-25.02 的结构参数如下: $h=4.7$ mm, $s=2.0$ mm, $t=0.3$ mm, $l=5$ mm, Re 为 500~1 000。数值模拟结果与文献实验数据对比如图 7b 所示。



(a) 平直翅片模拟值与实验值的对比



(b) 锯齿型翅片模拟值与实验值的对比

图7 两种类型翅片的模拟值与实验值的对比

从图7可以看出:二者换热因子 j 随 Re 的变化趋势相同,在一定 Re 范围内,随 Re 增大 j 递减, j 与实验值偏差在 20% 以内,说明数值模拟方法在研究换热器传热方面上是可靠的。

2 计算结果与分析

2.1 轴向导热影响参数

为了定量分析轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响,提出了传热恶化率 η 。 η 表示轴向导热导致换热因子的降低值与理想情况下换热因子的百分比,其定义为

$$\eta = \frac{j_{\text{noac}} - j_{\text{ac}}}{j_{\text{noac}}} \times 100\% \quad (19)$$

式中: j_{noac} 为不考虑轴向导热模型的换热因子; j_{ac} 为

考虑轴向导热模型的换热因子。 η 的物理意义为轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响程度。 η 越大,表示轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响程度越大,反之亦然。

2.2 轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响

为了探讨轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响程度,分别计算了平直翅片考虑轴向导热和不考虑轴向导热两种模型的换热因子,计算结果如图8所示。从图中可以发现,考虑轴向导热模型的换热因子高于不考虑轴向导热模型的换热因子,特别是当 $Re=100$ 时,两种模型换热因子的差值更加显著,可以达到 38% 左右。由此可见,轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响比较严重,研究其影响程度与影响规律是很有必要的。

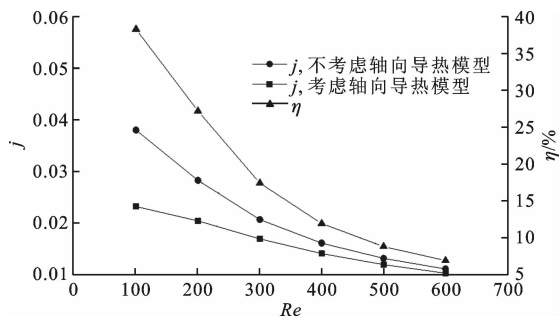


图8 两种模型换热因子的比较

需要说明的是,轴向导热之所以使换热因子降低,是因为轴向导热使热量从温度较高的隔板出口端传向温度较低的隔板进口端,导致隔板进口端壁面温度升高,同时也会导致进入入口区域的热流增加,引起流体温度 T_{fluid} 升高,但是流体温度的升高相对于隔板温度 T_{plate} 的升高并不明显,如图9所示。所以,由式(15)计算的有轴向导热模型的对数平均温差将高于无轴向导热模型的对数平均温差。另外,由式(9)~式(18)的定义可知,当换热量和翅片效率差别较小、且结构相同时,对数平均温度差越高, j 越小。

2.3 不同工况

在其他条件不变的情况下,图10给出了不同 Re 下轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响。从图中可以看出,随着 Re 的减小,两种模型的换热因子之间的差值增大, η 也随之增大,特别是当 $Re < 600$, η 较大,此时有轴向导热对换热器换热因子的影响较大。所以,对于翅片结构为 $h=5$ mm、 $s=1.1$ mm、 $t=0.1$ mm、 $l=200$ mm,流动工质为空气的平直板翅式换热器,当在翅片的设计和选型需要考虑轴向导热对其传热性能的影响。这是因为,随

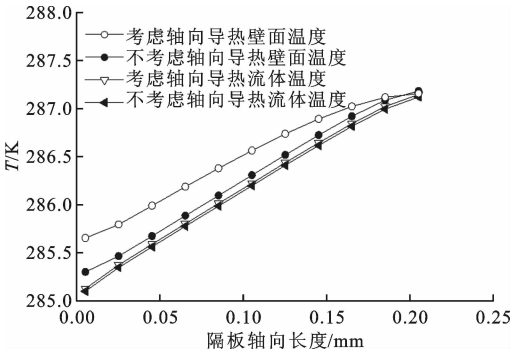


图 9 两种模型隔板和流体温度曲线的比较

着 Re 减小,隔板两端温差增大,导致沿着隔板的轴向导热热量增加,从而使得隔板进口端温度升高较大,与无轴向导热模型的隔板入口端温度差别较大,所以由式(15)计算的两种模型的对数平均温差差别较大,如图 11 所示。另外,由式(9)~式(18)的定义式可知,当换热量和翅片效率差别较大、且结构相同时,对数平均温度差别越大, j 差值较大,所以 η 随着 Re 的减小而增大。

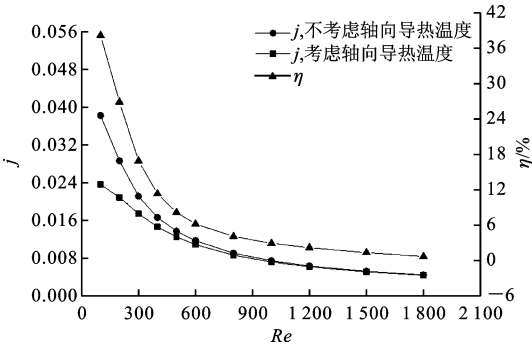


图 10 不同 Re 下轴向导热对换热器传热性能的影响

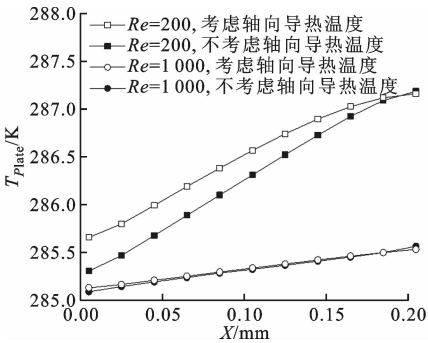


图 11 不同 Re 下两种模型隔板温度场的比较

2.4 不同翅片类型

在结构相同、工况相同的情况下,计算了 $Re \leq 600$ 时两种翅片类型的 η , 计算结果如图 12 所示。由图可知,锯齿型翅片的 η 相对于平直翅片较小,轴向导热对其影响程度较低。这是因为锯齿型翅片为了强化传热过程,将流体的流道冲制成凹凸不平,如

图 2b 所示。这种翅片结构使得沿着翅片一部分的轴向导热热量传给流体,造成翅片的轴向导热热量相对于平直翅片来说较小,同时所受轴向导热的影响也会变小。所以在小 Re 下,如果所使用对象轴向导热对其的影响比较严重,可以在满足换热要求的情况下,选用平直板翅式换热器。

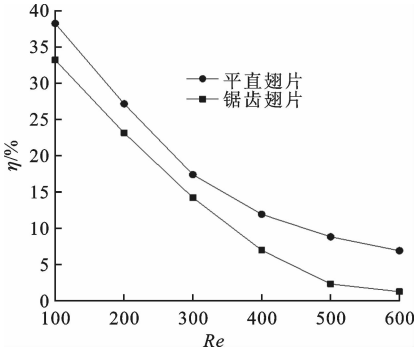


图 12 不同类型翅片的传热恶化率计算结果

2.5 不同翅片结构

为了研究结构参数对 η 的影响,引用文献[15]中的方法,引入无量纲准则数

$$\beta = \frac{A_{fcs}}{t^2} = \frac{t(s+t) + t(h-2t)}{t^2} = \frac{h}{t} + \frac{s}{t} - 1 \quad (20)$$

式中: A_{fcs} 为一个周期性单元一次表面和二次表面面积之和的一半,即图 13 中阴影部分的面积。

由式(20)可知,如果阴影部分面积 A_{fcs} 和翅片厚度 t 保持不变,平直翅片通道形状将会随着翅片高度减小(或者翅片宽度增加)从图 13a 所示的瘦高型变化为图 13b 所示的矮胖型。通过改变阴影部分面积 A_{fcs} 和翅片厚度 t ,所有的翅片结构都会发生变化。

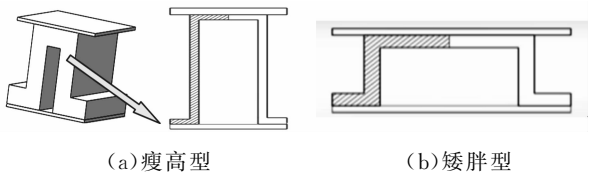


图 13 平直翅片横截面图

基于前述方法,本节选取 3 组不同的平直翅片来分析结构参数对传热恶化率的影响。平直翅片结构参数见表 1,可以看出,表中涵盖了多种平直翅片结构,可以有效地研究翅片结构对传热恶化率的影响。表 1 中的翅片密度 γ 定义为翅片高度 h 与翅片间距 s 之比

$$\gamma = h/s \quad (21)$$

通过对表 1 中所有翅片结构的数值模拟,得出

表 1 3 组平直翅片结构参数

翅片 类型	第 1 组($\beta=70$)			第 2 组($\beta=100$)			第 3 组($\beta=130$)		
	$h/$	$s/$	$\gamma/$	$h/$	$s/$	$\gamma/$	$h/$	$s/$	$\gamma/$
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
1	3.7	3.4	1.1	5.3	4.8	1.1	6.7	6.4	1.0
2	4.9	2.2	2.2	7.1	3.0	2.4	8.3	4.8	1.7
3	5.7	1.4	4.1	8.3	1.8	4.6	9.9	3.2	3.1
4	6.6	0.5	13.2	9.3	0.8	11.6	12.3	0.8	15.4

了 Re 为 300 情况下各种平直翅片结构的 η ,如图 14 所示。从图中可以看出,对于各组平直翅片, η 随着 γ 的增加而先增大后减小,每组均有峰值点出现,且每组峰值点随着 β 的增大而减小。此外,每组峰值点所对应的 γ 也随着 β 的增加而减小。由以上分析可知,3 组结构 η 的最大值出现在 $\beta=70$ 、 $\gamma=4.1$ 处。所以,此类平直板翅式换热器轴向导热对其传热性能的影响是最严重的,在板翅式换热器的选型中要尽量少选此类结构的平直翅片。

表 2 低温流动换热工况及低温流体和翅片材料的热物性

参数	氮气	氢气	液氮	液氢
$(T_{\text{fluid,in}} - T_{\text{plate}})/\text{K}$	80.5	22	77.5	19.7
$p_{\text{ref}}/\text{MPa}$	0.1	0.13	0.3	0.13
$\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	4.35	1.593 4	805.94	71.66
$C_p/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	1 110.3	12 124	2 040	9 389.4
$\lambda/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	0.007 81	0.018 64	0.144 71	0.102 9
$\mu/\text{Pa} \cdot \text{s}$	5.7×10^{-6}	1.2×10^{-6}	1.6×10^{-6}	1.4×10^{-6}
Pr	0.803	0.762	2.259	1.228
$\lambda_s/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	138.347	63.140	137.125	56.411

图 15 显示了两种不同模型下 4 种低温流体的传热性能。从图 15a 中可以看出,对于存在轴向导热模型的 4 种低温流体的传热性能在所研究的 Re 范围内,氢气与氮气的 j 大体相同,液氢和液氮的 j 明显小于氢气与氮气的 j ,当 Re 大于 1 000 时,4 种低温流体的 j 基本相同。对于不存在轴向导热模型的 4 种低温流体的传热性能如图 15b 所示,可以看出,在所研究的 Re 范围内,液氢和液氮的 j 大于氢气和氮气的 j ,氢气和氮气的 j 大体相同。所以,由以上分析及图 16 可知,对于低温流体,在所研究的 Re 范围内,轴向导热对传热性能的影响与 Pr 有关,对于 Pr 较高的流体,轴向导热对传热性能的影响较大,其传热性能将会大幅度的降低,反之亦然。

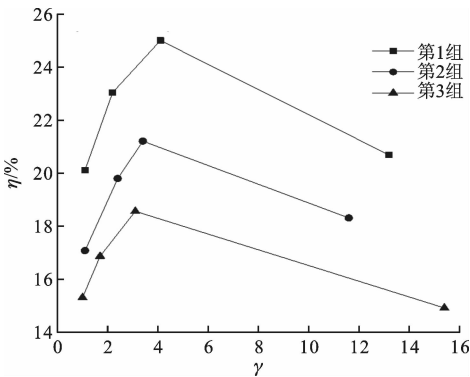


图 14 不同翅片结构下的传热恶化情况比较

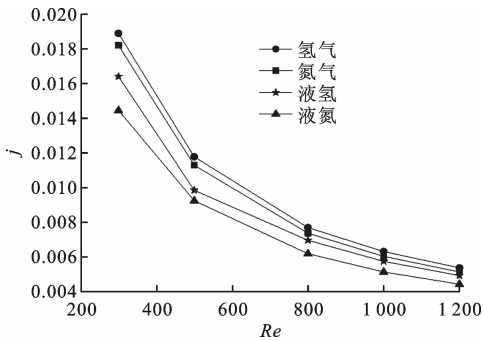
2.6 不同低温流体

根据所验证的数值模型,对于不同翅片材料下平直翅片通道内 4 种不同低温流体的传热性能进行了一系列的数值计算。其中,平直翅片结构参数 $h=5\text{ mm}$, $s=1.1\text{ mm}$, $t=0.1\text{ mm}$, $l=200\text{ mm}$,翅片材料为铝合金 3003F, Re 范围为 300~1 200。计算时 4 种低温流体的换热工况与物性参数见表 2。

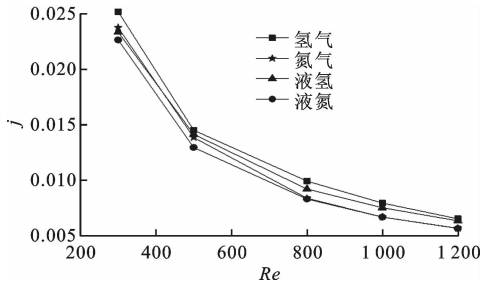
2.7 不同翅片材料

高导热系数材料会使翅片的导热热阻降低,使得通过翅片有效的传热性能增加,引起整个通道的传热性能升高,但是同时高导热系数材料的轴向导热对换热器传热性能的影响也比较严重,会使其传热性能降低。所以,在换热器设计时,不能盲目地选择导热系数较高的材料,一定要综合传热性能和轴向导热两方面的因素,选择导热系数最佳的材料。

本节计算了流动工质为液氢,固体导热系数为 15、56、85、116、166 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 的换热因子,得到了最大换热因子所对应的最佳的导热系数,对于流动工质为液氢的翅片材料的选择做出了指导。计算结果如图 17 所示,可以看出,在不同 Re (300、



(a)考虑轴向导热模型的换热因子



(b)不考虑轴向导热模型的换热因子

图 15 两种模型 4 种低温流体的换热因子计算结果

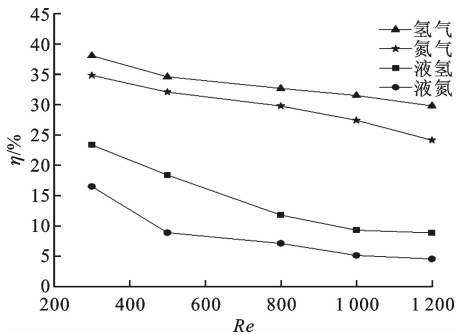


图 16 两种模型 4 种低温流体的传热恶化情况比较

400、500)下,换热因子均随着导热系数的增加而增大,但是当导热系数增加到一定值时,换热因子开始趋于平缓并有所降低,但是降低并不显著。另外,从图 17 中还可以看出,不同 Re 所对应的最佳导热系数也不同,其随着 Re 的增大而有所增加。具体来说,当 $Re=300$ 时,最大换热因子所对应的最佳导

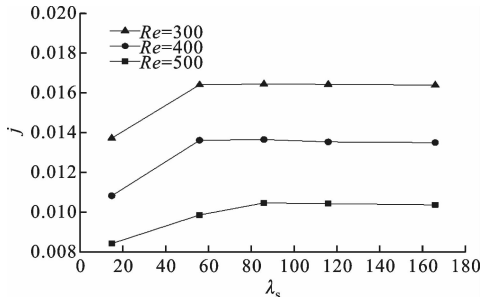


图 17 不同导热系数下换热因子计算结果

热系数大概为 $56 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 左右;当 $Re=500$ 时,最大换热因子所对应的最佳导热系数大概在 $80 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 左右。这是因为小 Re 时轴向导热对其传热性能影响最严重,高导热系数换热因子的降低值较大,所以其最大换热因子所对应的最佳导热系数较小。

3 结 论

(1)通过计算平直翅片考虑轴向导热和不考虑轴向导热两种模型的换热因子发现,不考虑轴向导热模型的换热因子高于考虑轴向导热模型的换热因子。特别是当 $Re=100$ 时,两种模型换热因子之间的差值更加显著,可以使 η 达到 38% 左右,而造成此种结果的原因是轴向导热导致其温度场的变化。

(2)在其他条件不变的情况下,计算了不同 Re 下的 η ,结果显示,随着 Re 的减小,两种模型的换热因子之间的差值增大,同时 η 也随之增大,特别是当 $Re<600$, η 较大,此时轴向导热对换热器换热因子的影响较大。所以,对于翅片结构 $h=5 \text{ mm}$, $s=1.1 \text{ mm}$, $t=0.1 \text{ mm}$, $l=200 \text{ mm}$,流动工质为空气的平直板翅式换热器,当 $Re\leq 600$ 时,在翅片的设计和选型时需要考虑轴向导热对其传热性能的影响。

(3)在结构相同、工况相同的情况下,计算了两种翅片类型的传热恶化率,结果显示,当 $Re\leq 600$ 时,轴向导热对锯齿型翅片传热性能的影响相对于平直翅片较小。

(4)引用文献[15]中的方法研究了翅片几何结构对 η 的影响,结果显示, η 随着 γ 的增加而先增大后减小,每组均有峰值点出现,且每组峰值点也随着 β 的增加而减小,此外每组峰值点所对应的 γ 同时也随着 β 的增加而减小。通过对比 3 组数据发现, η 最大值出现在 $\beta=70$ 、 $\gamma=4.1$ 处,可以达到 24% 左右。所以,在换热器的选型中,要尽量少选此类结构的平直翅片。

(5)在相同翅片结构、相同翅片材料、不同 Re 下,比较了 4 种低温流体的换热因子和传热恶化率。结果显示,对于低温流体,当 $Re\leq 1200$ 时,轴向导热对其传热性能的影响与 Pr 数有关,对于 Pr 较高的流体,轴向导热的影响使传热性能将会有大幅度降低,反之亦然。

(6)高导热系数材料使翅片的导热热阻降低,使通过翅片有效的传热性能增加,引起整个通道的传热性能升高,但是同时高导热系数材料会加重轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响。所以,在设

计换热器时,一定要综合考虑传热性能和轴向导热影响两方面的因素,选择导热系数最佳的材料。本节分别计算了5种导热系数材料的换热因子,探讨了液氢的最大换热因子所对应的最佳导热系数,发现在不同 Re 下液氢的换热因子均随着导热系数的增加而增大,当导热系数增加到一定值时,换热因子开始趋于平缓并有所降低,但降低并不显著。具体来说,当 $Re=300$ 时,最大换热因子所对应的最佳导热系数大概为 $56\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ 左右;当 $Re=500$ 时,最大换热因子所对应的最佳导热系数大概在 $80\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ 左右。

参考文献:

- [1] RANGANAYAKULU C, SEETHARUMU K N. The effects of longitudinal conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, 40(6): 1261-1277.
- [2] RANGANAYAKULU C, SEETHARUMU K N. The combined effects of longitudinal heat conduction flow nonuniformity and temperature nonuniformity in cross flow plate-fin heat exchangers [J]. *International Communication of Heat Mass Transfer*, 1999, 26(5): 669-678.
- [3] PRADEEP N S, VENKATARATHNAME G. Performance of a counter flow heat exchanger with heat loss through the wall at the cold end [J]. *Cryogenics*, 1999, 39: 43-52.
- [4] PRABHAT G, ATREY M D. Performance evaluation of counter flow heat exchangers considering the effect of heat in leak and axial conduction for low-temperature applications [J]. *Cryogenics*, 2000, 40: 469-474.
- [5] PING Yuan, KOU Hongsen. The comparison of axial wall conduction effect on the cross flow heat exchangers including three fluid streams with different arrangements [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(6): 1891-1907.
- [6] PING Yuan, KOU Hongsen. The optimal aspect ratio on the thermal performance in a cross flow heat exchanger with longitudinal wall conduction [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2015, 27(10): 36-43.
- [7] 米廷灿, 厉彦忠. 轴向导热对逆流式板翅换热器传热性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2003, 37(11): 1142-1145.
- MI Tingcan, LI Yanzhong. Influence of longitudinal heat conduction on a counter flow plate-fin heat exchanger [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2003, 37(11): 1142-1145.
- [8] MICHELE C. Local effects of axial heat conduction in plate heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50: 3019-3025.
- [9] DOO J H, HA M Y. Theoretical prediction of axial heat conduction effect in cross-corrugated heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 35(22): 3084-3096.
- [10] GUO Zengyuan, LI Zhixin. Size effect on single-phase channel flow and heat transfer at micro scale [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2003, 24: 284-298.
- [11] 王玮, 葛峰, 过增元. 壁面轴向导热对微细管内对流换热的影响 [J]. *工程热物理学报*, 2003, 24(5): 846-848.
- WANG Wei, GE Feng, GUO Zengyuan. Effects of axial heat conduction in the wall on convective heat transfer in micro tubes [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(5): 846-848.
- [12] 甘云华, 杨泽亮. 轴向导热对微通道内传热特性的影响 [J]. *化工学报*, 2008, 59(10): 2437-2441.
- GAN Yunhua, YANG Zeliang. Effect of axial heat conduction on heat transfer in micro channels [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2008, 59(10): 2437-2441.
- [13] HUANG Chih-Yung, WU Chengmin. The experimental investigation of axial heat conduction effect on the heat transfer analysis in micro channel flow [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 70: 169-173.
- [14] KAYS W M, LONDON A L. Compact heat exchangers [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1984: 168-174.
- [15] YANG Yujie, LI Yanzhong. General prediction of the thermal hydraulic performance for plate-fin heat exchanger with offset strip fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 78: 860-870.

(编辑 杜秀杰)