

折流板对锥螺旋管束振动及强化传热的影响

季家东^{1,2†}, 杨词¹, 卢钰¹, 翟宁¹, 郎明³

(1. 安徽理工大学 机电工程学院, 安徽 淮南 232001;

2. 安徽理工大学 煤炭无人化开采数智技术全国重点实验室, 安徽 淮南 232001;

3. 天津辰力工程设计有限公司, 天津 300010)

摘要:为进一步提升锥形螺旋弹性管束(conical spiral elastic tube bundle, CSETB)换热器的综合传热能力, 基于五种不同锥形折流板(conical baffle, CB)角度(α)对换热器内各 CSETB 的振动和传热特性进行了仿真研究. 研究表明:在 CB 的引流作用下, 流体域截面温度呈梯度分布, 流体流动呈现明显的聚散效果;当 CB 和 CSETB 安装方向相反且具有相同的锥角时, 达到稳定后出口温度最高, 冲击不锈钢质量块的流速最高, 探测点的振幅最高, 换热器内各 CSETB 的振动最为剧烈. 此外, CB 角度的改变对 CSETB 的换热性能具有明显影响, 当 CB 和 CSETB 安装方向相反且具有相同的锥角时, 各 CSETB 振动强化传热效果最好、传热均匀性最高, CSETB 换热器的综合传热能力最强. 本研究对高效 CSETB 换热器的设计具有较好的指导意义.

关键词:锥形折流板;传热性能;振动强化传热;螺旋弹性管束;换热器

中图分类号:TH123;TK172

文献标志码:A

Effect of baffle plate on vibration and enhanced heat transfer of conical spiral tube bundles

Ji Jiadong^{1,2†}, Yang Ci¹, Lu Yu¹, Zhai Ning¹, Lang Ming³

(1. School of Mechatronics Engineering, Anhui University of Science & Technology, Huainan 232001, China;

2. State Key Laboratory of Digital Intelligent Technology for Unmanned Coal Mining, Anhui University of Science & Technology, Huainan 232001, China;

3. Tianjin Chenli Engineering Design Co., Ltd., Tianjin 300010, China)

Abstract: To further enhance the comprehensive heat transfer capacity of conical spiral elastic tube bundle (CSETB) heat exchangers, the vibration and heat transfer characteristics of each CSETB in the heat exchanger were numerically investigated based on five different conical baffle (CB) angles (α). It is shown that, under the diversion effect of the CB, the temperature of the cross-section of the fluid domain is distributed in a gradient, and the fluid flow shows an obvious aggregation and dispersion. When the installation directions of CB and CSETB are opposite

* 收稿日期:2025-09-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52175070), National Natural Science Foundation of China(52175070);安徽高校自然科学研究重大项目(2024AH040068), University Natural Science Research Project of Anhui Province (2024AH040068);安徽理工大学医学专项培育项目重点项目(YZ2023H2B011), Medical Special Cultivation Project of Anhui University of Science and Technology(YZ2023H2B011)

作者简介:季家东(1982—), 男, 山东日照人, 安徽理工大学教授, 博士

† 通信联系人, E-mail: jjd1006@163.com

and have the same cone angle, the outlet temperature is the highest after reaching stability, the flow velocity that impacts the stainless-steel mass block is the highest, the amplitude of the detection point is the highest, and the vibration of each CSETB in the heat exchanger is the most severe. In addition, a change in CB angle has a significant impact on the heat transfer performance of CSETB. When CB and CSETB are installed in opposite directions and have the same cone angle, the vibration-enhanced heat transfer effect and heat transfer uniformity of each CSETB are the best, and the comprehensive heat transfer capacity of the CSETB heat exchanger is the strongest. This study has good guiding significance for the design of efficient CSETB heat exchangers.

Key words: conical baffle; heat transfer performance; vibration-enhanced heat transfer; spiral elastic tube bundles; heat exchanger

流体诱导强化传热^[1-2]是一种无需消耗外加能量的无源强化传热技术^[3-4],是换热设备提升综合传热性能常用手段^[5].锥形螺旋弹性管束(conical spiral elastic tube bundle, CSETB)换热器^[6]是在平面弹性管束换热器^[7-9]的基础上将换热管束改进为锥形螺旋结构的换热装置. CSETB换热器充分利用铜制传热元件在流体冲击下产生的小幅低频振动实现了无源强化传热^[10-11].

围绕弹性传热元件及其在振动强化传热换热器中的应用,JI等^[12]采用双向-流固耦合(fluid structure coupling, FSC)方法,研究了弹性管束换热器中挡板结构对振动特性及综合传热性能的影响.结果表明:增大挡板高度可以抑制管束振动,提升传热系数,综合性能更优.研究揭示了挡板结构优化对振动强化传热的关键作用,为高效换热器设计提供了理论依据.李岳霖等^[13]通过三维双向-FSC数值模拟方法,系统研究了弹性管束在流体激励下的振动特性.研究表明,管束间距增大会削弱管间相互作用,促使Strouhal振动模态在位移曲线上更易显现. SU等^[14]研究流速及中心距对并排双圆管涡激振动传热特性的影响.研究表明:当中心距小于外径时,两管的流场干涉效应更大且振幅较小,反之则出现流体诱导管束振动增强传热.

在折流板对换热器综合传热的影响方面,大量科研人员基于流体诱导振动、振动强化传热、管束及折流板结构改进等角度开展研究,取得了丰硕成果^[15-18]. CHEN等^[19]对一种油-水换热器的性能进行了分析,发现当螺旋折流板倾角为 12° 时,传热系数以及综合指数分别比相同压降的折流板分段高出

47%和51%. LI等^[20]基于百叶窗式折流板对换热器的传热性能进行了实验研究.研究发现,采用百叶窗式折流板可使单位压降传热系数提升20%~125.9%.孙亚茹等^[21]分析了螺旋形折流板安装位置对双层螺旋铜管的振动和传热性能的影响.研究发现:在双层螺旋铜管换热器中加装螺旋形折流板可显著提升传热性能. JI等^[22]设计了一种带扰流装置的锥形折流板(conical baffle, CB),并分析了其安装方式对CSETB换热器综合传热能力的影响.研究表明,这种带扰流装置的CB能够大幅提升CSETB换热器的综合传热性能,且当CB与CSETB反向安装时,换热器的换热性能最高.然而,该研究没有对CB的结构尺寸开展进一步研究,尤其是CB的角度参数, CSETB换热器的综合传热能力有进一步提升的空间.

为此,本文针对基于CB与CSETB反向安装布局的换热器,开展了不同CB角度对CSETB换热器传热性能影响的仿真研究,目的是实现CSETB换热器综合传热性能的进一步提升.

1 模型和方法

1.1 CSETB换热器

图1为CSETB换热器示意图, CSETB由两锥形螺旋铜管和一不锈钢质量块组成.管程流体从左侧管程入口流入,依次经过左封头、管程入口横管、CSETB、管程出口横管和右封头,最后从右侧管程出口流出.壳程流体从右侧的壳程入口流入,依次流经各CB(含两种类型:脉动折流板和引流折流板),最后从左侧的壳程出口流出.锥形螺旋管束在管/壳程冷热流体耦合的作用下振动并实现强化传热.

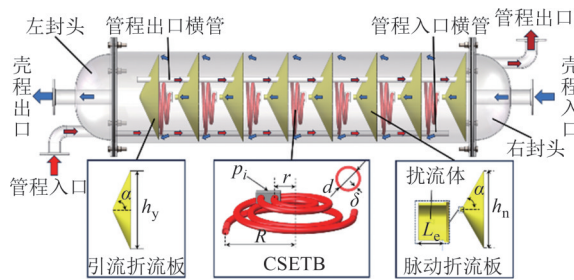


图1 CSETB 换热器示意图

Fig.1 Diagram of the CSETB heat exchanger

为了研究CB角度 α 对CSETB振动及强化传热特性的影响,本研究设置五种折流板角度: $\alpha=60^\circ$ 、 75° 、 90° 、 105° 和 120° .其中,当 $\alpha=60^\circ$ 时,CB和CSETB安装方向相反且具有相同锥角;当 $\alpha=120^\circ$ 时,CB和CSETB安装方向相同且具有相同锥角.

1.2 计算域及网格划分

基于公开文献的研究结论^[7-8,12,17],壳程流体是引起CSETB振动的主要原因,故本文计算域仅保留壳程流体.CSETB材料为紫铜,其余材料为不锈钢,且不锈钢材质振幅可忽略不计,结构域仅由7排CSETB组成.计算域网格划分如图2所示.

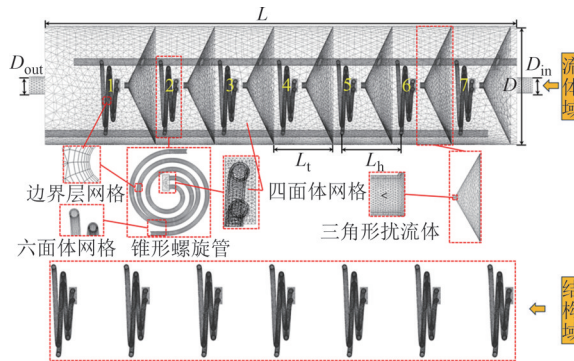


图2 结构域和流体域的网格示意图

Fig.2 Grid schematic diagram of structural and fluid domains

参见图2,壳程流体域采用四面体网格,并且近壁处设置了6层边界层网格.CSETB螺旋铜管采用六面体网格,不锈钢质量块与管程出/入口横管采用四面体网格.

为了便于说明,将7排CSETB由左到右依次编号为 $i=1,2,3,\dots,7$.计算过程中,相关参数取值如表1所示.表1中, P 为CSETB的螺距, R 、 r 、 d 和 δ 分别为锥形螺旋管大段半径、小端半径、管束截面外径和壁厚, L 和 D 分别为流体域长度和直径, D_{in} 和 D_{out} 分别为壳程流体入口直径和出口直径, L_e 、 L_t 和 L_h 分别为脉动折流板圆管直径、折流板间距和管束间距, h_n 和 h_y 分别是引流折流板和脉动折流板直径, l_m 、 w_m 和 h_m

分别为不锈钢质量块的长、宽、高.其中 P_i 是质量块上的数据探测点,其中下标 i 与CSETB编号一致.

表1 结构具体参数取值

Tab.1 Specific parameter values for the structure

参数	数值	参数	数值	参数	数值
P/mm	20	δ/mm	1	$\alpha/(^\circ)$	120~240
R/mm	90	h_n/mm	330	l_m/mm	35
r/mm	20	h_y/mm	285	w_m/mm	16
d/mm	10	L_e/mm	10	h_m/mm	15
L/mm	1 210	D_{out}/mm	45	D_{in}/mm	45
D/mm	300	L_t/mm	150	L_h/mm	150

1.3 计算方法

计算采用粗算-精算策略^[22],流程如图3所示.主要采用流场分析软件ANSYS Workbench中的CFX求解器及瞬态动力学(transient structural)模块联合实现双向-FSC计算.

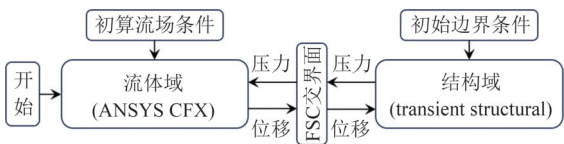


图3 双向-FSC 计算流程

Fig.3 Bidirectional-FSC calculation process

粗算(时间 $t=300\text{ s}$,步长 $\Delta t=0.1\text{ s}$)选用CFX软件对流体域进行计算,直至壳程流场得到充分发展.精算(时间 $t=1.2\text{ s}$,步长 $\Delta t=0.001\text{ s}$)是在粗算的基础上采用双向-FSC计算的顺序求解法,通过流固耦合交界面进行压力和位移的交替传递.此外,基于本文的结构和流动参数,计算采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型.

1.4 数据处理

面均传热系数^[23](surface average heat transfer coefficient, SAHTC)是衡量CSETB传热性能的重要指标,其公式如下:

$$h = q/\Delta T \tag{1}$$

式中: h 表示面均传热系数; q 表示壁面热流密度; ΔT 表示对数平均温差,其计算过程如式(2).

$$\Delta T = \frac{(T_{out} - T_{in})}{\ln [(T_{in} - T_{out})/(T_{out} - T_{wall})]} \tag{2}$$

式中: T_{in} 、 T_{out} 、 T_{wall} 分别表示壳程流体进口温度、壳程流体出口温度和壁面温度.

为了衡量CSETB的平均传热性能引入平均面均传热系数,其表达式如下:

$$h_a = \sum_{i=1}^n h_i/n \tag{3}$$

式中: i 表示管束编号; n 表示管束数目; h_i 表示编号为 i 管束的 SAHTC.

CSETB 换热器的振动强化传热性能通过 H_{PEC} 反映^[20], 表达式如下:

$$H_{PEC} = (Nu_v / Nu) / (F_v / F)^{1/3} \quad (4)$$

式中: Nu_v 和 Nu 分别表示振动和非振动情况下的努塞尔数; F_v 和 F 分别表示振动和非振动情况下的流体阻力系数. Nu 和 F 的表达式如下:

$$Nu = hd/k \quad (5)$$

$$F = 2\Delta P d / (\rho u_m^2 L) \quad (6)$$

式中: d 表示 CSETB 的外径; k 表示导热系数; ρ 和 u_m 分别表示流体密度和平均流速; L 表示流体域长度; ΔP 表示流体出入口之间的压降, ΔP 为多个瞬态时刻压降的平均值, 其表达式如下:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (7)$$

式中: P_{in} 表示入口压力; P_{out} 表示出口压力.

为了探究 CSETB 换热器的综合传热性能, 引用 H_{JF} 进行比较^[24], 表达式如下:

$$H_{JF} = (J_I / J_{II}) / (F_I / F_{II})^{1/3} \quad (8)$$

式中: 下标“ I ”和“ II ”分别表示比对换热器和参考换热器. F 的表达式参见式(6), J 的表达式如下:

$$J = Nu_a / (Re Pr^{1/3}) \quad (9)$$

式中: Re 表示雷诺数; Nu_a 表示平均努塞尔数; Pr 表示普朗特数.

1.5 网格独立性与计算结果验证

基于图2所示的网格(方案 II), 通过增加和减少网格数得到方案 I 和方案 III, 并采用相同计算策略对振动条件下 CSETB 的 h_a 进行了计算. 不同网格方案计算结果对比如表2所示. 计算时, CB 角度 $\alpha = 75^\circ$, 且入口流速 $V_{in} = 0.5$ m/s.

表2 网格收敛性研究结果

Tab.2 Grid convergence study results

方案	计算域	网格数	$h_a / (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	误差/%	时间/h
I	结构域	17 545	1 741.24	19.25	53.83
	流体域	3 065 217			
II	结构域	35 411	2 156.44	—	77.37
	流体域	6 329 826			
III	结构域	56 109	2 242.98	4.01	142.55
	流体域	10 361 482			

注: 方案 II 为图2所示网格.

从表2中可以看出, 方案 I 的相对误差为 19.25%, 方案 III 的相对误差仅为 4.01%, 但计算耗时增加了 1.65 倍. 从误差结果来看, 采用方案 II 的网格划分策略可满足精度要求.

为验证本文传热计算的可靠性, 通过建立与文献[25]相同的模型, 计算了不同雷诺数 Re 下传热元件的努塞尔数 Nu , 并与经验公式进行比较(参见下式), 如表3所示.

$$Nu = 19.64 Re^{0.513} Pr^{0.129} \gamma^{0.938} \quad (10)$$

式中: Pr 为普朗特数; γ 为无量纲螺距.

从表3可以发现最大相对误差仅为 5.5%, 验证了本文计算方法的有效性.

表3 计算结果与经验公式结果比较

Tab.3 Comparison between calculation results and empirical formula results

Re	努塞尔数 Nu		相对误差/%
	计算结果	经验公式结果	
250	25.39	26.87	5.5
300	27.68	28.90	4.2
400	33.48	35.07	4.5

注: 相对误差 = |计算结果 - 经验公式结果| / 经验公式数据 × 100%.

2 结果与讨论

2.1 换热器内温度场分析

图4为不同 α 条件下出口温度随时间变化图. 计算时, $V_{in} = 0.5$ m/s. 后续如果没有特别说明, V_{in} 均为 0.5 m/s.

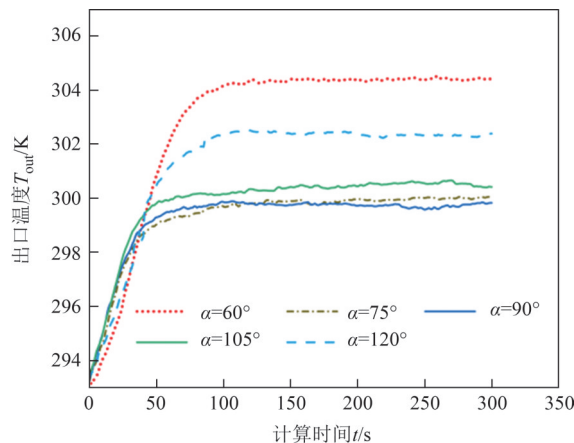


图4 粗算过程出口温度变化情况

Fig.4 Rough calculation of the change in temperature at the outlet of the process

从图4可以看出:

1) 粗算时间设置为 300 s 时, 不同条件下的出口温度均达到稳定, 说明流动均获得充分发展.

2) 当 CB 和 CSETB 安装方向相反且具有相同锥角 ($\alpha = 60^\circ$) 时, 达到稳定后的出口温度最高, 说明此时换热器内 CSETB 的换热效果较好; 当 $\alpha = 90^\circ$ 时, 达

到稳定后的出口温度最低,说明此时换热器内 CSETB 的换热效果较差.

图 5 为粗算结束时五种不同 α 条件下的流体域截面温度分布云图.

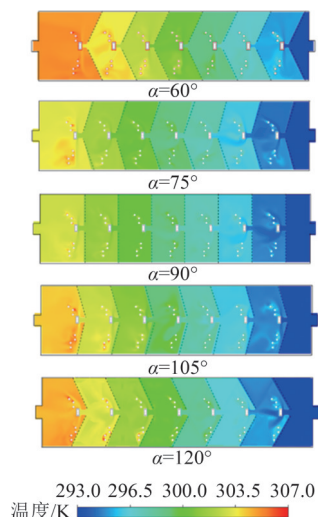


图 5 不同 CB 角度条件下的流体域截面温度分布云图
Fig.5 Diagram of temperature distribution of fluid domain cross-section under different CB angles

从图 5 可以看出:

1) 由于 CB 的导流作用,温度从入口至出口呈阶梯状分块递增特点.

2) 与 $\alpha=60^\circ$ 、 120° 两种情况相比, $\alpha=90^\circ$ 时的出口温度最低,说明此时 CSETB 换热器的换热效果较差,这与前面得到的结论一致.

3) 当 α 的取值不同时,各块状域内温度分布具有明显差别,说明 CB 角度对 CSETB 换热器换热性能的影响明显.

2.2 换热器内流场分析

为了分析出现上述温度分布区别的原因,对不同 CB 角度条件下的截面速度矢量图进行了对比,如图 6 所示.

从图 6 可以看出:

1) 流体流入 CSETB 换热器后,首先冲击距离入口最近的 CB,之后在 CB 引流和扰流体扰流的耦合作用下冲击 CSETB 的不锈钢质量块,最终从壳程出口流出.

2) 换热器内流体流动呈现明显的聚散效果,高流速流体始终迎面冲击 CSETB,且当 CB 和 CSETB 安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时冲击不锈钢质量块的流速最高,这可能是 CSETB 换热器换热效果较好的原因.

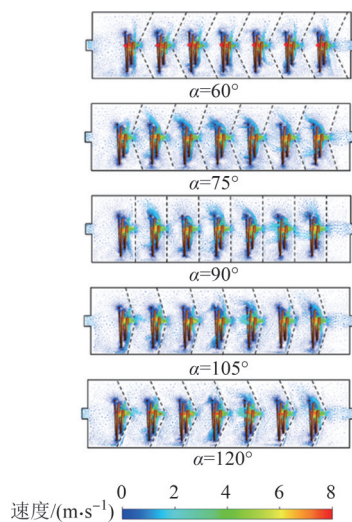


图 6 不同 α 时流体域截面速度矢量图

Fig.6 Vector diagram of cross-section velocity of fluid domain at different α

2.3 CSETB 振动特性分析

为了分析 CSETB 在不同 α 条件下的振动特性,在各不锈钢质量块顶部中心处布置振动信号探测点(探测点编号为 i),通过快速傅里叶变换将探测的时域信号转换为频谱信号,分析了不同条件下探测点的振动特性.

图 7 为 CSETB 的不同编号不锈钢质量块上探测点的振幅分布情况.需要说明的是,计算得到的不同 α 条件下各 CSETB 探测点的振动频率一致,均为 37.04 Hz,说明 CB 角度变化对振动频率没有影响.

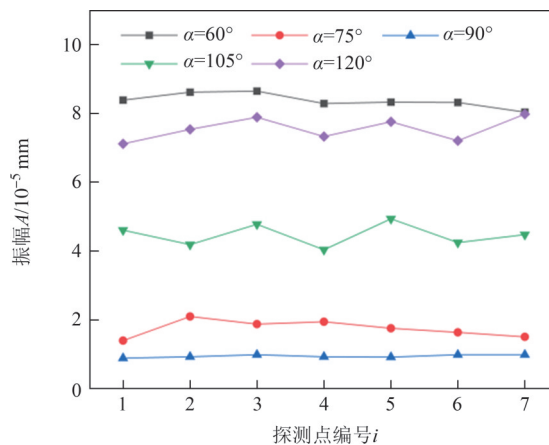


图 7 不锈钢质量块上探测点振幅分布情况

Fig.7 The amplitude distribution of the detection point on the stainless-steel mass

从图 7 可以看出:

1) 不同 CB 角度条件下的振幅有明显差异,其高低变化与图 4 所示的出口温度变化规律完全一致,说明 CB 对换热器换热效果的影响与 CSETB 的振

动特性密切相关.

2) 当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时,探测点振幅最高,说明CSETB的振动最为剧烈,这是由于CB聚流后冲击不锈钢质量块的速度最高.同时,较为剧烈的振动会使CSETB具有较好的振动强化传热性能.

3) 当 $\alpha=90^\circ$ 时,探测点振幅最低,说明CSETB的振动最微弱,这是由于CB聚流后冲击不锈钢质量块的速度较低.同时,较为微弱的振动会使CSETB具有较低的振动强化传热性能.

4) 经过对各监测点振幅均方差的计算发现,当 α 为 60° 、 75° 、 90° 、 105° 和 120° 时,其均方差分别为

0.21、0.25、0.04、0.33和0.34.可见, $\alpha=90^\circ$ 时的均方差最小, $\alpha=60^\circ$ 时次之, $\alpha=120^\circ$ 时最大.说明:当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时,换热器内CSETB的振动强度较高,同时还具有较好的振动均匀性,这有利于各CSETB疲劳寿命的一致性.

2.4 振动强化传热性能分析

为了分析不同条件下CSETB的振动强化传热性能,基于不同CB角度对各CSETB在振动与非振动条件下的SAHTC进行了计算,如表4所示.表4中, h 为非振动条件下的SAHTC, h_v 为振动条件下的SAHTC.

表 4 基于不同 CB 角度的各 CSETB 在振动与非振动条件下的 SAHTC

Tab.4 SAHTC of each CSETB under vibrating and non-vibrating conditions based on different CB angles

$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

CSETB 编号 i	60°		75°		90°		105°		120°	
	h	h_v	h	h_v	h	h_v	h	h_v	h	h_v
1	3 734.86	3 997.76	2 567.89	2 598.45	2 012.34	2 085.34	3 051.21	3 201.40	3 289.76	3 356.45
2	3 834.29	4 068.11	2 534.76	2 582.48	2 056.78	2 098.78	2 946.51	3 015.02	3 344.23	3 386.34
3	3 830.44	3 997.24	2 612.33	2 642.78	2 101.23	2 192.23	2 934.48	2 941.02	3 267.89	3 356.59
4	3 723.90	3 957.42	2 689.45	2 699.41	2 155.67	2 172.67	3 012.49	3 043.25	3 301.45	3 315.25
5	3 847.98	4 003.65	2 543.21	2 558.56	2 090.12	2 146.12	2 879.46	2 915.43	3 422.11	3 448.80
6	3 650.03	3 935.10	2 665.78	2 672.48	2 123.45	2 207.45	2 929.18	3 028.57	3 234.57	3 305.91
7	3 665.84	3 943.42	2 598.12	2 682.41	2 178.90	2 207.90	3 024.73	3 048.49	3 389.33	3 439.34
均值	3 755.33	3 986.10	2 601.65	2 633.80	2 102.64	2 158.64	2 968.29	3 027.60	3 321.33	3 372.67
均方差	82.63	45.71	59.13	54.45	56.97	50.41	61.98	92.31	67.18	55.83

从表4可以得到:

1) CB角度改变对CSETB的 h_v 和 h 有明显影响,其影响规律与图4和图7的变化规律一致.当 $\alpha=60^\circ$ 时CSETB的 h_v 和 h 均为最高,换热器换热效果最好.与 $\alpha=90^\circ$ (h_v 和 h 均最小)相比,7个CSETB在振动与非振动条件下的平均SAHTC分别提高了84.66%和78.60%.

2) 不同条件下的 h_v 均高于 h ,说明CSETB的振动均实现了强化传热.经计算,与非振动工况相比,7个CSETB在不同 α 条件下振动时的平均SAHTC分别提高了6.15%、1.24%、2.66%、2.00%和1.55%.说明当 $\alpha=60^\circ$ 时振动强化传热效果最好, $\alpha=90^\circ$ 时振动强化传热效果最差,这与振动强度的最大、最小值对应的角度一致.部分角度($\alpha=75^\circ$ 和 $\alpha=90^\circ$)对应不一致的原因可能是 α 的改变导致了流场改变,使得流体冲击CSETB的位置和方向发生了变化.

3) 通过对比不同 α 条件下的均方差发现,当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)

时振动条件下的均方差最小,说明此时各CSETB传热的均匀性最好.

2.5 换热器综合传热性能分析

CB角度的改变不仅会影响CSETB的振动和传热性能,还会导致压降发生变化,使得流体流动阻力变化,故有必要基于 ΔP 和 H_{PEC} 对换热器的振动强化传热性能进行进一步分析.表5为在 $V_{in}=0.5$ m/s时,不同 α 条件下 ΔP 的变化情况.

表 5 不同的 α 条件下 ΔP 的变化情况

Tab.5 Changes in ΔP under different α conditions

α	60°	75°	90°	105°	120°
ΔP	7 512	5 014.9	4 102.2	5 722.4	6 367.4

从表5可以看出,随着 α 的增大, ΔP 呈现先减小后增加的趋势,当 $\alpha=60^\circ$ 时, ΔP 最大;当 $\alpha=90^\circ$ 时, ΔP 最小.这与流体冲击不锈钢质量块流速的分布趋势一致,更高冲击速度引起的流动阻力增加是导致这一现象的原因.

图8为不同 α 条件下 H_{PEC} 变化情况.从图8可以看出:

1) 不同 α 条件下 H_{PEC} 均高于1.0,进一步说明不同条件下CSETB的振动均实现了强化传热.

2) H_{PEC} 随 α 的变化规律与前面CSETB振动幅值的变化规律一致,说明CSETB振动强度越高,换热器振动强化传热的能力越强,且 $\alpha=60^\circ$ 时换热器的振动强化传热能力最强.这是因为,当 $\alpha=60^\circ$ 时,冲击不锈钢质量块的聚流速度最高(参见图6),CSETB的振动强度最大(参见图7).

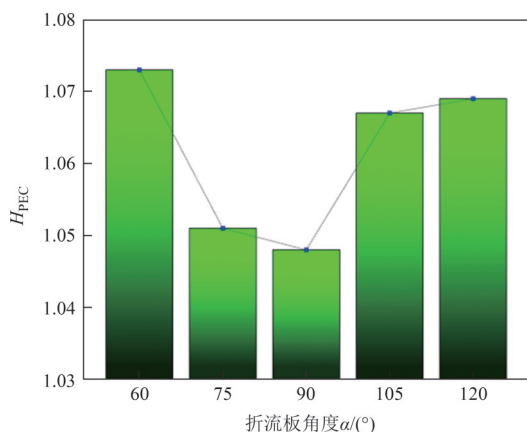


图8 不同 α 条件下 H_{PEC} 的变化

Fig.8 Changes in H_{PEC} under different α conditions

通过上述对CSETB换热器的振动强化传热性能分析可知,当 $\alpha=60^\circ$ 时CSETB的振动强化传热能力最优.计算不同 α 时换热器的 H_{JF} 因子进行计算,从而对比换热器的综合传热性能,结果如图9所示.其中,设置 $\alpha=75^\circ$ 作为对比基准.

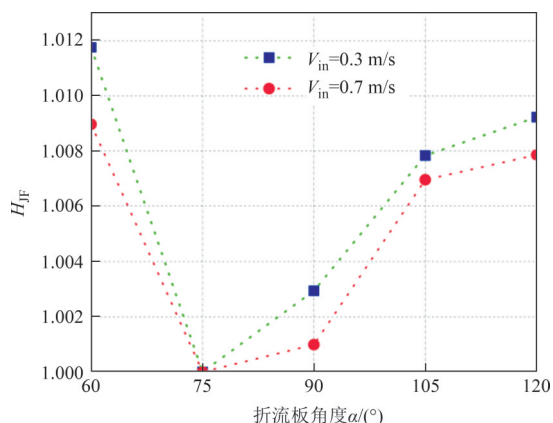


图9 不同 α 时 H_{JF} 因子的变化

Fig.9 Changes in H_{JF} factor at different α

从图9可以得出:

1) 不同 α 条件下 H_{JF} 均高于1.0,说明这些CB角度均使换热器的综合传热性能获得不同程度的提

升,且 $\alpha=60^\circ$ 时换热器综合传热性能最优,这说明当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角时,换热器的综合传热能力最高.

2) 相较于 $V_{\text{in}}=0.7$ m/s,当 $V_{\text{in}}=0.3$ m/s时不同 α 条件下的 H_{JF} 均较高,说明低流速条件下的换热器具有更好的综合传热能力,这与前人的分析结论一致^[8-9,14,21].

综上分析,CB角度变化对CSETB换热器振动和强化传热性能的影响明显.当 $\alpha=60^\circ$ 时(CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角),CSETB换热器内冲击不锈钢质量块的聚流速度最高、CSETB的振动强度最大、各CSETB的振动一致性较好、振动条件下各CSETB传热的均匀性最好、换热器振动强化传热能力和综合传热能力均最好.可见,基于对不同CB角度条件下换热器振动强化传热性能的研究,得到了最佳的CB角度,这对高效CSETB换热器的设计具有较好的指导意义.

3 结论

为了获取更高换热性能的CSETB换热器,基于不同CB角度,系统研究了CSETB换热器的振动强化传热性能.主要结论如下:

1) 在CB的引流作用下,流体域截面温度呈梯度分布,流体流动呈现明显的聚散效果.当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时,达到稳定后出口温度最高,冲击不锈钢质量块的流体流速最高.

2) 当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时,探测点振幅最高,各CSETB的振动均匀性较好,说明换热器内各CSETB的振动最为剧烈,且各CSETB疲劳寿命的一致性较好.

3) CB角度改变对CSETB的 h_v 和 h 具有明显影响,不同条件下的 h_v 均高于 h ,说明振动均实现了强化传热.当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时,换热器换热效果最好、振动强化传热效果最好、各CSETB传热的均匀性最好.

4) 不同 α 条件下的 H_{PEC} 均高于1,且 H_{PEC} 随 α 的变化规律与CSETB振幅的变化规律一致.说明CSETB振动强度越高,换热器振动强化传热的能力越强,当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时换热器的振动强化传热能力最强.

5) CB角度均使换热器的综合传热性能获得不同程度的提升,当CB和CSETB安装方向相反且具有相同的锥角($\alpha=60^\circ$)时,换热器的综合传热能力最高.

参考文献

- [1] SU Y C, GAO L Y, LI L, et al. A study of the vortex-induced lateral vibration and heat transfer characteristics of elastic supported single tubes with different cross-sectional shapes [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, 104: 8–14.
- [2] JI J D, PAN Y L, DENG X, et al. Research on the heat transfer performance of an improved elastic tube bundle heat exchanger under fluid-induced vibration [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 49: 103184.
- [3] BERGLES A E. Recent developments in enhanced heat transfer [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2011, 47(8): 1001–1008.
- [4] DONG W L, ZHANG X L, LIU B L, et al. Research progress on passive enhanced heat transfer technology in microchannel heat sink [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 220: 125001.
- [5] CHENG L, LUAN T, DU W, et al. Heat transfer enhancement by flow-induced vibration in heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(3/4): 1053–1057.
- [6] 闫柯, 葛梦然, 高军, 等. 空间锥螺旋管束流体诱导振动换热器及性能分析[J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(11): 22–26.
- YAN K, GE M R, GAO J, et al. Performance of flow-induced vibration heat exchanger with conical spiral tube bundle [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(11): 22–26. (in Chinese)
- [7] JI J D, SHI B J, DENG H S. Vibration and heat transfer of elastic tube bundles in heat exchangers: a numerical study [M]. Singapore: Springer Nature Singapore, 2024.
- [8] 段德荣, 葛培琪, 毕文波, 等. 平面弹性管束疲劳强度与强化换热的数值分析[J]. *工程热物理学报*, 2016, 37(12): 2631–2637.
- DUAN D R, GE P Q, BI W B, et al. Numerical study on fatigue strength and heat transfer enhancement of planar elastic tube bundle [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2016, 37(12): 2631–2637. (in Chinese)
- [9] 张经纬, 季家东, 潘玉玲, 等. 折流板对改进型平面弹性管束换热器传热特性的影响[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(10): 51–57.
- ZHANG J W, JI J D, PAN Y L, et al. Effect of baffles on heat transfer characteristics of improved plane elastic tube bundle heat exchanger [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(10): 51–57. (in Chinese)
- [10] WANG Q H, TAO J Y, CUI Z, et al. Passive enhanced heat transfer, hotspot management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: a review [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024, 107: 109368.
- [11] ZHANG X Y, DUAN D R, WANG M H, et al. Numerical study on vibration heat transfer enhancement of multi-configured blunt-headed cylinder with fin device [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2025, 210: 109573.
- [12] JI J D, PAN Y L, ZHANG J W, et al. Numerical study on the effect of baffle structure on the heat transfer performance of elastic tube bundle heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 238: 122220.
- [13] 李岳霖, 孙超, 艾诗钦, 等. 考虑双向流固耦合的换热器弹性管束流致振动特性三维数值模拟研究[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(17): 63–72.
- LI Y L, SUN C, AI S Q, et al. 3-D numerical simulation for flow-induced vibration characteristics of heat exchanger elastic tube bundle considering two-way fluid-structure interaction [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(17): 63–72. (in Chinese)
- [14] SU Y C, WANG Y, LI L, et al. Research on heat transfer enhancement of vortex-induced vibration of side-by-side double tubes [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2021, 35(3): 627–633.
- [15] ABBASIAN ARANI A A, UOSOFVAND H. Different tube bundles effect on the shell-and-tube heat exchanger performance [J]. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2021, 31(12): 3661–3688.
- [16] SU Y C, LI M L, MIAO X L, et al. Research on enhancement of heat transfer by vortex-induced vibration of heat exchange tube bundles with elastic joints [J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2022, 82(9): 543–560.
- [17] DUAN D R, GE P Q, BI W B. Numerical investigation of heat transfer characteristic of fixed planar elastic tube bundles [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 103: 859–870.
- [18] 彭德连, 彭文海, 刘长利. 弹性管束及其流致振动特性研究进展[J]. *振动与冲击*, 2025, 44(3): 54–61.
- PENG D L, PENG W H, LIU C L. Advance in study on elastic tube bundles and their flow induced vibration characteristics [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2025, 44(3): 54–61. (in Chinese)
- [19] CHEN Y P, CAO R B, DONG C, et al. Numerical simulation on the performance of trisection helical baffle heat exchangers with small baffle incline angles [J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2016, 69(2): 180–194.
- [20] LI Y Z, LEI Y G, LI J R, et al. Experimental investigation on the thermo-hydraulic performance and entransy analysis of a shell-and-tube heat exchanger with louver baffles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 269: 125928.
- [21] 孙亚茹, 李德权, 季家东, 等. 加装螺旋导流板的双层铜管换热器传热性能分析[J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(8): 114–123.
- SUN Y R, LI D Q, JI J D, et al. Analysis of heat transfer performance of double-layer copper tube heat exchanger equipped with helical deflector [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(8): 114–123. (in Chinese)
- [22] JI J D, LU Y, SHI B J, et al. Numerical research on vibration and heat transfer performance of a conical spiral elastic bundle heat exchanger with baffles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 232: 121036.
- [23] 孙亚茹, 季家东, 华子森, 等. 带螺旋折流板的中空换热器振动和传热特性分析[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(8): 251–258.
- SUN Y R, JI J D, HUA Z S, et al. Vibration and heat transfer performances analysis of a hollow helical baffle heat exchanger [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(8): 251–258. (in Chinese)
- [24] HSIEH C T, JANG J Y. Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 42: 101–110.
- [25] 季家东, 倪旭旺, 张经纬, 等. 导流板旋向对螺旋铜管换热器传热性能的影响[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(23): 151–158.
- JI J D, NI X W, ZHANG J W, et al. Effects of rotating direction of spiral deflector on heat transfer performance of helical copper tube heat exchanger [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(23): 151–158. (in Chinese)