

弹性管束结构改进及折流板对振动与传热性能的影响

王小燕¹, 季家东², 高润淼²

(1. 安徽工贸职业技术学院 实验实训中心, 安徽 淮南 232007; 2. 安徽理工大学 机械工程学院, 安徽 淮南 232001)

摘要:为提高弹性管束换热器的综合传热性能,基于传统弹性管束换热器,在内部增设折流板并对其传热元件进行结构改进。采用双向流固耦合计算法,对不同结构条件下4种弹性管束换热器的振动及传热特性进行了定性和定量对比分析。结果表明:管束结构改进及增设折流板均会增强弹性管束的振动强度,且弹性管束结构改进后各排管束的振动一致性提高;在弹性管束振动条件下,与无折流板的传统弹性管束换热器相比,仅对管束进行结构改进传热性能可提高12.51%,仅增设折流板可使管束传热性能提高25.28%,对管束进行结构改进并增设折流板可使管束传热性能提高28.57%;在弹性管束换热器结构不变的条件下,与非振动条件下的计算结果相比,管束结构改进可使管束传热性能提高6.53%,增设折流板可使管束传热性能提高5.09%,同时进行管束结构改进并增设折流板可使管束传热性能提高7.96%。

关键词:弹性管束;换热器;流固耦合;振动特性;传热特性;折流板

中图分类号:TH123;TK172 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.04.014

[引用本文格式]王小燕,季家东,高润淼.弹性管束结构改进及折流板对振动与传热性能的影响[J].热能动力工程,2023,38(4):102-110. WANG Xiao-yan,JI Jia-dong,GAO Run-miao. Influence of elastic tube bundle structure improvement and baffle plate on vibration and heat transfer performance[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2023,38(4):102-110.

Influence of Elastic Tube Bundle Structure Improvement and Baffle Plate on Vibration and Heat Transfer Performance

WANG Xiao-yan¹,JI Jia-dong²,GAO Run-miao²

(1. Experimental and Training Center, Anhui Vocational & Technical College of Industry & Trade, Huainan, China, Post Code:232007; 2. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science & Technology, Huainan, China, Post Code:232001)

Abstract: In order to improve the comprehensive heat transfer performance of elastic tube bundle heat exchangers, based on the conventional elastic tube bundle heat exchanger, the structure of the heat exchange element was improved and baffle plates were added inside. The vibration and heat transfer characteristics of four elastic tube bundle heat exchangers with different structures were compared qualitatively and quantitatively by using two-way fluid-solid coupling computation method. The results show that both the improvement of the tube bundle structure and the addition of baffle plates can enhance the vibration strength of the elastic tube bundle, and the vibration consistency of each row of tube can be enhanced after the improvement of the tube structure; compared with the conventional elastic tube bundle heat ex-

收稿日期:2022-03-07; 修订日期:2022-05-23

基金项目:国家自然科学基金(52175070);安徽高校自然科学研究重点项目(KJ2021A1343)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (52175070); Key Project of Natural Science Research in Universities of Anhui Province (KJ2021A1343)

作者简介:王小燕(1977-),女,安徽工贸职业技术学院副教授。

通讯作者:季家东(1982-),男,安徽理工大学副教授。

changer without baffle plates, the heat transfer performance of the tube can be enhanced by 12.51% only by improving the tube structure under vibration condition of elastic tube bundle, 25.28% only by adding baffle plates, and 28.57% by both improving the tube structure and adding baffle plates; compared with the calculation results under non-vibration condition, the heat transfer performance of the tube can be improved by 6.53% by improving the tube structure, 5.09% by adding baffle plates, and 7.96% by both improving the tube structure and adding baffle plates.

Key words: elastic tube bundle, heat exchanger, fluid-solid coupling, vibration characteristics, heat transfer characteristics, baffle plate

引 言

管壳式热交换器因其紧凑性、灵活性和高效性,得以在工程实践中获得普遍使用^[1-2]。弹性管束换热器作为管壳式换热器的一类,能够利用壳/管程流体诱导的振动达到无源强化换热目的^[3-4]。然而,现有弹性管束换热器受换热部件构造的影响,其整体换热性能不高^[5-6]。

程林等人^[3]通过实验发现,流体诱导振动下弹性管束的换热性能提高了近 3 倍。Ji 等人^[7-9]通过数值分析发现,换热器内各排弹性管束的振动主要表现为面外振动,且振动频率随管外径的增加而降低。Duan 等人^[10-11]通过对不同弹性管束结构参数下传热性能的研究发现,管束传热性能随壁厚度的增加而减小,在 0.75 ~ 1.50 mm 壁厚范围内传热系数减小 43.40%。Su 等人^[12]对一种平面弯管传热元件的振动强化传热特性进行了研究,结果表明,相较于非振动工况,这种平面弯管传热元件在振动条件下的传热系数提高了约 2.60 倍。上述研究充分表明,换热器内弹性换热部件能有效利用流体的振动来达到强化换热目的。

Chen 等人^[13]通过在管壳式换热器中加装一种单侧梯形螺旋折流板,使换热器壳程换热效果及整体换热效果分别提高了 109.30% ~ 125.50% 和 105.20% ~ 122.50%。Abbasi 等人^[14]研究了分段多孔折流板对一种新型管壳式换热器壳程传热性能的影响,研究表明,这种分段多孔折流板可使换热器的传热性能提高 11.15%,且使压降降低 61.30%。Cao 等人^[15]通过理论分析和数值模拟相结合的方法,分析了连续螺旋折流板和分段折流板对换热器气动噪声及传热性能的影响,结果表明,当雷诺数增加时声压和努塞尔数均增加,连续螺旋折

流板的平均协同角比分段折流板低 11%,声压降低 23% ~ 37%。

相较于壳程流体,管程流体对弹性管束振动具有主导作用^[16]。为此,本文仅开展壳程流体诱导下弹性管束的振动及传热特性分析。为了提高弹性管束换热器的综合传热性能,基于传统弹性管束换热器,对传热元件进行结构改进及加装折流板,采用双向流固耦合(FSC)计算方法对不同结构条件下的 4 种换热器的振动及传热特性进行了定性和定量的对比分析。

1 计算模型

图 1 为传统弹性管束及其结构改进示意图。传统弹性管束由多根铜管(弹性模量 $E = 129 \text{ GPa}$,泊松比 $\nu = 0.33$,密度 $\rho = 8\,900 \text{ kg/m}^3$)和两个大小不同的不锈钢质量块 A、B(弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$,泊松比 $\nu = 0.30$,密度 $\rho = 7\,800 \text{ kg/m}^3$)组成。图中,P 点为设置在不锈钢质量块 A 上的振动响应监测点。

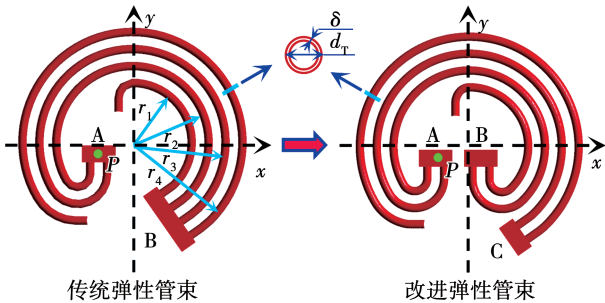


图 1 传统弹性管束及其结构改进

Fig. 1 Traditional elastic tube bundle and its structure improvement

由于传统弹性管束不锈钢质量块 B 同时与 4 根紫铜弯管连接,限制了管束振动的灵活性,使得管

束不易在低流速流体的冲击下实现振动^[8]。为此,将不锈钢质量块 B 拆解成两个与不锈钢质量块 A 尺寸一致的小质量块(B,C),且将与不锈钢质量块 C 连接的 2 根紫铜管延长并弯折,完成弹性管束结构的改进。经验证,这种结构的改进除增加了弹性管束的传热面积外,还能使管束振动的灵活性增强^[17]。对 4 种弹性管束换热器进行了分析,如表 1 所示。壳程流体介质为水。

表 1 4 种类型弹性管束换热器

Tab.1 Four types of heat exchangers with elastic tube bundles

类型	弹性管束	折流板
I	传统	无
II	改进	无
III	传统	有
IV	改进	有

定义各排弹性管束模型为结构域(不包括折流板),壳程内流体工作介质流动区域为流体域。结构域及流体域的主要尺寸及安装参数如表 2 所示。

表 2 结构域及流体域的尺寸及安装参数

Tab.2 Dimensions and installation parameters of structural domain and fluid domain

参数		数值/mm
结构域	外径 d_T	10
	壁厚 δ	1.0
	大质量块	80×20×20
	小质量块	40×20×20
	弯管半径 r_1, r_2, r_3, r_4	70, 90, 110, 130
流体域	长度 L_H	630
	直径 D_H	300
	入口直径 D_{in}	34
	出口直径 D_{out}	34
	管排间距 S	90
	管板高度 H_B	225
	管板间距 S_B	90

图 2 为 4 种弹性管束换热器壳程流体域示意图。弹性管束均匀地布置在换热器内部,折流板上、下交替安装,壳程流体从下侧入口进入,从上侧出口排出。为便于说明,将管束从右至左依次编号为 1~7。

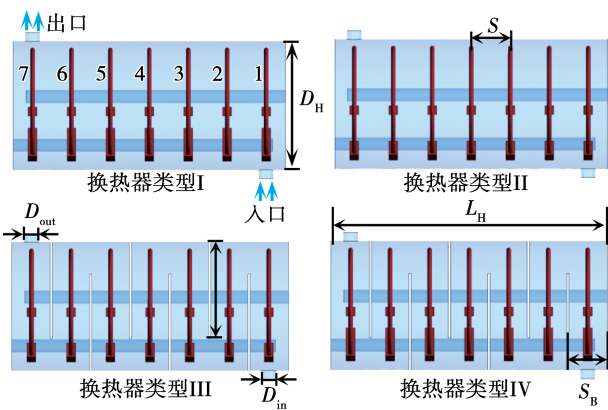


图 2 4 种弹性管束换热器壳程流体域示意图

Fig.2 Schematic diagram of shell side fluid domain of four types of heat exchangers with elastic tube bundles

2 数值方法

2.1 控制方程及计算流程

能量方程:

$$(u_f \cdot \nabla) T = \lambda \nabla^2 T \tag{1}$$

连续性方程:

$$\nabla u_f = 0 \tag{2}$$

动量方程:

$$(u_f \cdot \nabla) u_f = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u_f \tag{3}$$

式中: ∇ —拉普拉斯运算符; u_f —流速, m/s; λ —导热系数, W/(m·K); T —温度, K; ρ —密度, kg/m³; p —压力, Pa; ν —运动粘度, m²/s。

基于流体域结构,选用标准 $k-\varepsilon$ 模型对流场进行模拟,其动能方程:

$$\frac{dk}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu_t \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \frac{\partial u}{\partial y} - \varepsilon \tag{4}$$

耗散率方程:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu_t \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{C_{\varepsilon 1} \mu_t}{\rho} \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \frac{\partial u}{\partial y} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5}$$

式中: $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ —扩散普朗特数分别取 1.00、1.30; $C_{\mu}, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ —湍流模型常数分别取 0.09、1.47、1.92; μ_1, μ_t —为层流、湍流时的动力粘度, N·s/m²。

壳程流体诱导弹性管束振动,实现强化换热的求解控制方程为:

$$\nabla(u_f - u_{mf}) = 0$$

(6)

$$\frac{\partial u_f}{\partial t} + (u_f - u_{mf}) \cdot \nabla u_f = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u_f$$

(7)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla((u_f - u_{mf})(\rho E + p)) = \nabla(\lambda \nabla T)$$

(8)

式中: E —总能量,J; u_{mf} —网格移动速度,m/s。

流体域计算选用 CFX 软件,结构域计算选用 ANSYS Workbench 平台的 Transient Structural 模块,采用双向 FSC 计算方法(计算时长 1.20 s,时间步长 0.001 s),计算流程如图 3 所示。为获取稳定的流场,在进行双向 FSC 计算前,先采用 CFX 软件对壳程进行粗算(总时长 300 s,步长 0.5 s)。

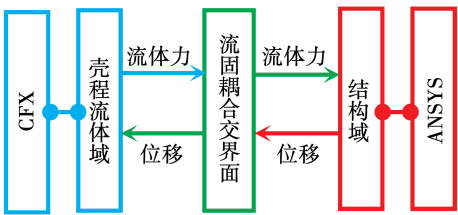


图 3 双向 FSC 计算流程

Fig.3 Calculation flow of two-way FSC

2.2 网格划分及边界条件

图 4 为流体域及结构域网格设置情况。壳程域为四面体网格,在内部管束近壁面处添加 6 层边界层网格,并且网格类型为动网格。不同类型换热器壳程流体域网格的单元数和节点数如表 3 所示。结构域采用混合网格,铜制弯管采用六面体网格,质量块采用四面体网格,结构域网格单元数和节点数如表 4 所示。

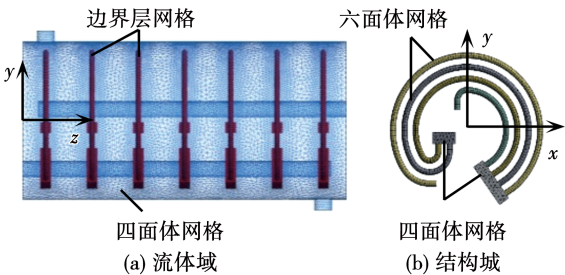


图 4 流体域及结构域网格

Fig.4 Grids of fluid and structural domains

表 3 流体域网格

Tab.3 Grids of fluid domain

换热器类型	单元数	节点数
I	105 263 810	34 222 153
II	107 219 248	34 837 432
III	111 213 759	35 798 927
IV	112 039 487	36 592 391

表 4 结构域网格

Tab.4 Grids of structural domain

管束类型	单元数	节点数
传统弹性管束	2 771	17 779
改进弹性管束	4 257	17 926

壳程流体域边界条件设置:速度入口为壳程流体入口,设置入口流速 u_{in} 为 0.1,0.4,0.7,1.0 m/s;设置入口流体温度 $T_{in} = 293.15$ K;压力出口为壳程流体出口,设置环境压力 $p_0 = 101\,325$ Pa,出口相对压力 $p_{out} = 0$ Pa;流固耦合交界面为流体域内部与弹性管束接触的壁面,设置壁面温度 $T_f = 333.15$ K;除流固耦合交界面的其他壁面为非滑移绝热壁面。

结构域边界条件设置:固定约束为各排弹性管束的两端面;FSC 交界面为各排弹性管束与流体域相接触的外壁面;重力为 y 方向,重力加速度设置为 9.81 m/s^2 。

为了分析网格的独立性,计算了不同网格数条件下监测点 P_1 (1 号管束监测点 P) 的位移振幅,如图 5 所示。

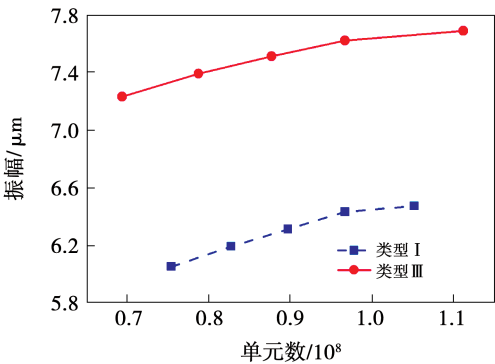


图 5 不同单元数条件下的计算结果对比

Fig.5 Comparison of calculation results under different element numbers

计算中,换热器类型为 I 和 III,入口速度 $u_{in} = 0.1\text{ m/s}$ 。图中单元数指结构域和流体域网格之和。从图 5 可以看出,当网格数大于 1.0×10^8 后,不同类型换热器的计算结果基本趋于稳定。结合表 3、表 4,本文计算用网格满足独立性要求。

2.3 数值计算方法验证

为了验证振动结果的准确性,基于文献[18]的弹性管束振动试验台,建立与之结构尺寸相同的计算模型,对不同入口流速下的振动频率和加速度幅值进行计算。表 5 为计算结果与实验数据的对比。从表 5 可以看出,模拟结果与实验结果基本一致,最大相对误差仅为 5.56%,说明本文的振动计算结果是准确的。

表 5 振动模拟结果与实验结果的比较

Tab.5 Comparison between simulated and experimental results of vibration

速度 $u_{in}/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	频率 f/Hz		幅值 $A/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	
	0.260	0.312	0.260	0.312
计算结果	19.4	19.9	0.093	0.374
实验数据	19.0	19.0	0.098	0.396
相对误差/%	2.11	4.74	5.10	5.56

注:该表采用的加速度幅值与图 5 不同。

为了验证传热结果的准确性,基于文献[19]的管束传热实验台,建立与之结构尺寸相同的计算模型,并采用本文数值方法对不同雷诺数下的努塞尔数 Nu 进行计算。表 6 所示为传热计算结果与实验数据^[9]的对比。从表 6 可以看出,模拟结果与实验结果基本一致,最大相对误差仅为 7.08%,说明本文的传热计算结果是准确的。

表 6 传热模拟结果与实验结果的比较

Tab.6 Comparison between simulated and experimental results of heat transfer

雷诺数 Re	计算结果	实验数据	相对误差/%
248.61	25.43	27.3	6.84
299.63	28.31	20.07	2.62
332.24	30.42	33.25	2.75
380.92	33.78	35.71	5.40
456.42	39.16	36.57	7.08

3 数值方法

3.1 振动响应对比分析

图 6 为 4 种类型换热器内 4 号管束在 x,y 和 z 方向上的振动位移频谱图。其中, $u_{in} = 1.0\text{ m/s}$ 。

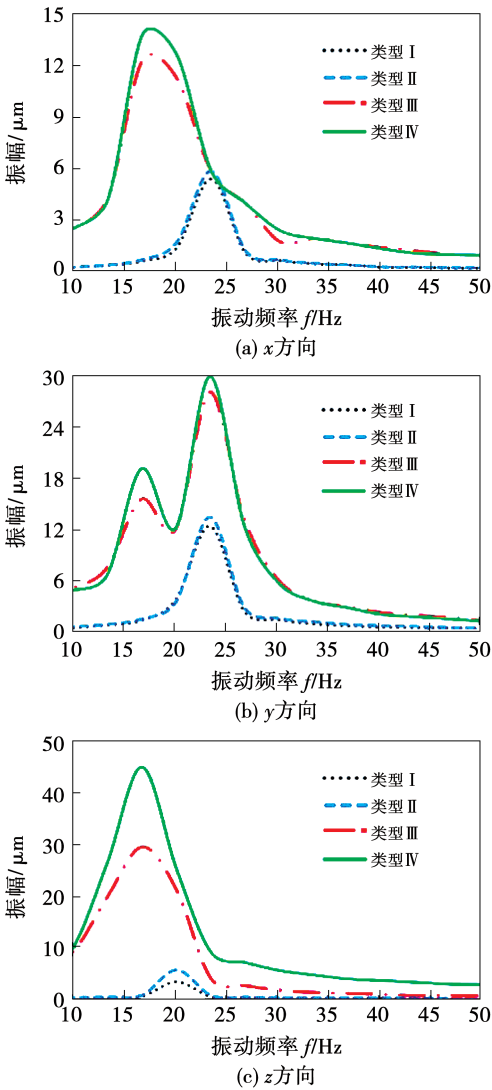


图 6 4 种类型换热器管束在 3 个方向上的振动位移频谱图

Fig.6 Spectrum of vibration displacement of tube bundles in four types of heat exchangers in three directions

从图 6 可以看到:未增设折流板时, y 方向的振幅最大,说明振动主要表现为弹性管束结构面内的振动,而增设折流板后, z 方向的振幅最大,说明振动主要表现为弹性管束结构面外的振动。管束结构改进使弹性管束的振动强度明显提高, x 方向振幅提高了 125.37%, y 方向振幅提高了 126.33%, z 方向振幅提高了 540.30%;增设折流板使弹性管束的

振动强度显著增强, x 方向振幅提高了 8.15%, y 方向振幅提高了 8.56%, z 方向振幅提高了 68.48%。综合来看,管束结构改进及增设折流板均会增强弹性管束的振动响应,且管束结构改进增加更明显。

为分析改进后弹性管束的振动响应,基于换热器类型 I,II 对不同流速下各排管束的振幅进行了分析,如图 7 所示。可以看出,入口流速增大,换热器内管束的振幅均提高;对传统弹性管束结构进行改进后,各排管束振动的一致性有了明显的改善;综合来看,将传统管束的质量块 B 一分为二后,各排弹性管束的振动均匀性更好。

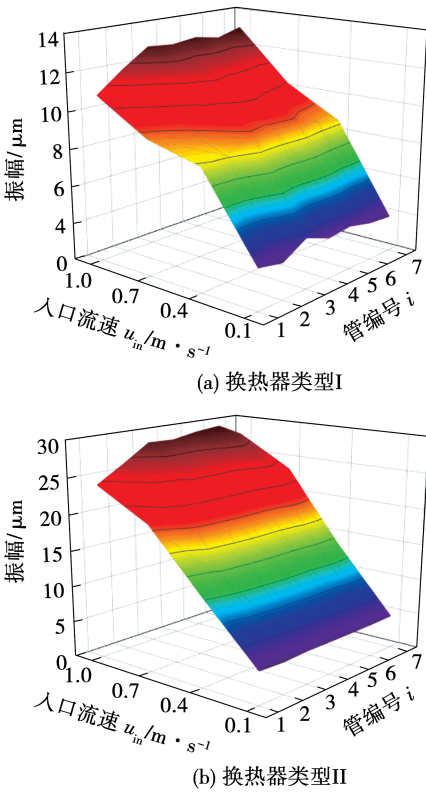


图 7 传统/改进换热器在不同入口流速下的振幅
Fig. 7 Amplitudes of traditional/improved tube bundles at different inlet velocities

为分析折流板对弹性管束振动的影响,基于换热器类型 III,IV,对不同流速下各排管束的振幅进行了分析,如图 8 所示。可以看出,换热器内增设折流板后,入口流速越大换热器内各排管束的振动幅值也越大,这与无折流板时的结论一致;与图 7 对比发现,由于增设折流板后壳程流体路径的改变,使得各排管束的振动均匀性出现一定程度的降低。

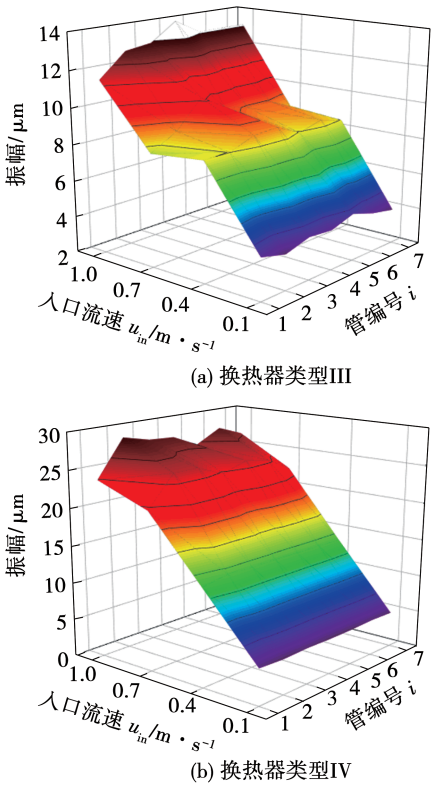


图 8 带折流板时管束在不同入口流速下的振幅
Fig. 8 Amplitudes of tube bundles with baffle plates at different inlet velocities

3.2 传热特性对比分析

传热元件的传热性能一般通过传热系数 h 衡量,其表达式为:

$$h = q/\Delta T \tag{9}$$

式中: q —热流密度, W/m^2 ; ΔT —对数平均温差, K 。

ΔT 的表达式为:

$$\Delta T = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{\ln[(T_{\text{in}} - T_{\text{F}})/(T_{\text{out}} - T_{\text{F}})]} \tag{10}$$

式中: T_{in} —入口流体温度, K ; T_{out} —出口流体温度, K ; T_{F} —壁面温度, K 。

图 9 为 4 种类型换热器内管束附近流场的湍流动能及管束的面换热系数分布。可以看出,相较于换热器类型 I,增设折流板或改进管束结构后,管束周围的湍流动能提高,管束的换热系数增大;相较于改进管束结构,增设折流板使弹性管束换热系数的提高更显著,即增设折流板并改进管束结构时,弹性管束换热性能提高得最为明显。

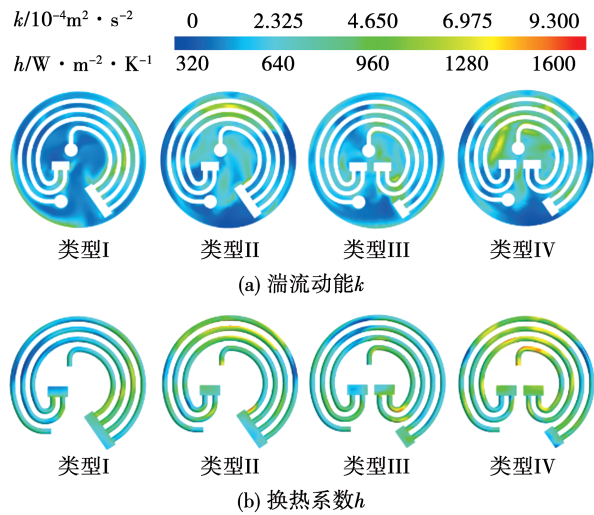


图 9 4 种类型换热器内的湍流动能及换热系数分布
Fig. 9 Distribution of turbulent kinetic energy and heat transfer coefficient in four types of heat exchangers

图 10 为 $u_{in} = 1.0 \text{ m/s}$ 时 4 种类型换热器内各排弹性管束振动下的换热系数对比。可以看出,由于壳程流体的直接冲击,弹性管束 1 的换热系数最高,换热系数随管束编号的增加而降低,并逐渐趋于稳定;管束结构改进或增设折流板均能提高各排弹性管束的换热性能,且相较于改进管束结构,增加折流板的效果更明显。结合对振动特性的分析可知,管束结构改进和/或增设折流板使得弹性管束的振动强度增加、换热性能提高。

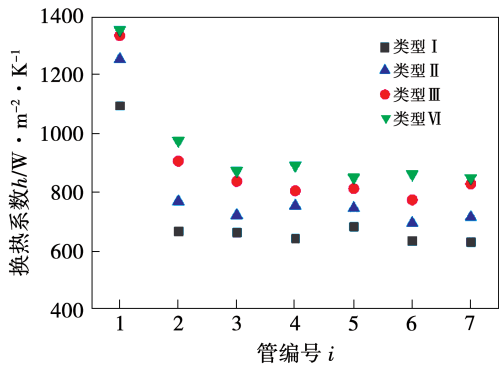


图 10 4 种类型换热器内的各排管束的换热系数
Fig. 10 Heat transfer coefficient of each tube bundle in four types of heat exchangers

图 11 为不同流速条件下 4 种类型换热器内弹性管束振动时的平均换热系数。可以看出,管束结构改进和/或增设折流板均能提高弹性管束的平均换热系数。以 $u_{in} = 1.0 \text{ m/s}$ 为例,相较于换热器类

型 I,管束结构改进(类型 II)使平均换热系数提高 12.51%,增设折流板(类型 III)使平均换热系数提高了 25.28%,既增设折流板又改进管束结构(类型 IV)使平均换热系数提高 28.57%;不同类型换热器内弹性管束的传热系数均随流速的增加而增加。以换热器类型 IV 为例,流速从 0.1 m/s 增加到 1.0 m/s 换热器内各排弹性管束的平均换热系数提高 284.32%。

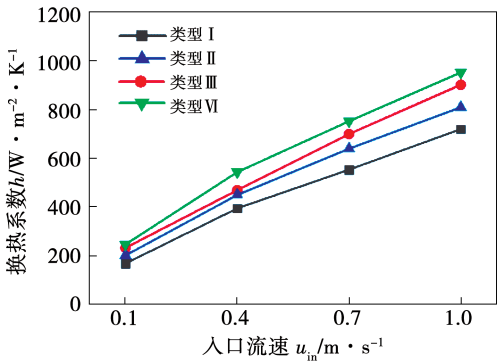


图 11 4 种类型换热器内管束在不同流速下的平均换热系数
Fig. 11 Average heat transfer coefficient of tube bundles in four types of heat exchangers at different inlet velocities

然而,流速增加所引起的换热系数增加并不能很好地解释振动对传热性能的影响。为此,需结合弹性管束在非振动条件下的计算结果进行对比分析。

3.3 换热器综合传热性能分析

图 12 为 $u_{in} = 1.0 \text{ m/s}$ 时 4 种类型换热器内弹性管束振动强化传热及综合强化传热性能对比。

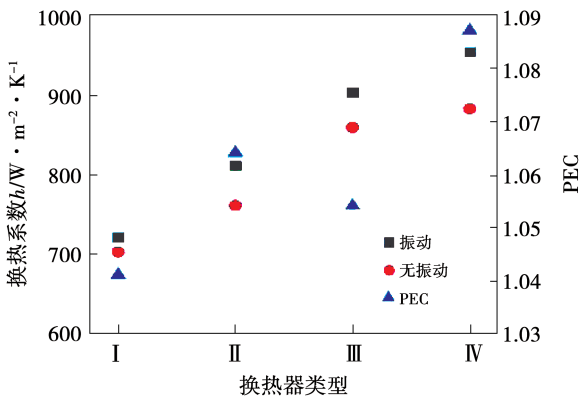


图 12 4 种类型换热器综合振动强化传热性能
Fig. 12 Comprehensive vibration-enhanced heat transfer performance of four types of heat exchangers

图中, PEC 表示换热器的综合强化传热性能^[20],其表达式为:

$$PEC = (Nu_v / Nu) \cdot (f_v / f)^{-1/3} \quad (11)$$

其中,

$$Nu = \frac{hD_T}{\lambda} \quad (12)$$

$$f = \frac{2\Delta p D_T}{H\rho u_m^2} \quad (13)$$

式中: Nu_v , Nu —振动和非振动条件下的努塞尔数; f , f_v —非振动和振动条件下的流动阻力系数; u_m —流体平均流速, m/s。

可以看出,与非振动条件相比,振动条件下弹性管束的传热系数均有一定程度的提高,管束结构改进可使管束传热性能提高 6.53%,增设折流板可使管束传热性能提高 5.09%,同时进行管束结构改进并增设折流板可使管束传热性能提高 7.96%;不同条件下换热器的综合强化传热性能 PEC 均大于 1,说明各换热器的综合强化传热性能均得以提高。与换热器类型 I 相比,换热器类型 II, III, VI 的 PEC 分别提高 2.21%, 1.16%, 4.42%, 这说明管束结构改进及增设折流板均能提高换热器的综合强化传热性能。

综上,管束结构改进和/或增设折流板均能实现振动强化传热,但相较于增设折流板,管束结构改进使得振动强化传热效果更好。

4 结 论

基于传统弹性管束换热器,对其传热元件进行结构改进及在内部增设折流板,采用双向流固耦合算法,对不同结构条件下的 4 种弹性管束换热器的振动及传热特性进行了定性及定量对比分析,得出结论:

(1) 管束结构改进及增设折流板均会增强弹性管束的振动强度,且弹性管束结构改进后各排管束的振动一致性提高。

(2) 在振动条件下,与无折流板的传统弹性管束换热器相比,仅对管束进行结构改进可使管束传热性能提高 12.51%;仅增设折流板可使管束传热性能提高 25.28%;同时对管束进行结构改进并增

设折流板可使管束传热性能提高 28.57%。

(3) 与非振动条件相比,振动条件下管束结构改进可使管束传热性能提高 6.53%,增设折流板可使管束传热性能提高 5.09%,同时进行管束结构改进并增设折流板可使管束传热性能提高 7.96%。

参考文献:

- [1] 陈永东,陈学东.我国大型换热器的技术进展[J].机械工程学报,2013,49(10):134-143.
CHEN Yong-dong, CHNE Xue-dong. Technology development of large-scale heat exchanger in China [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(10): 134-143.
- [2] FARAJOLLAHI B, ETEMAD S G, HOJJAT M. Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(1-3): 12-17.
- [3] 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.
- [4] JI Jia-dong, GE Pei-qi, BI Wen-bo. Design and application of a new distributed pulsating flow generator in elastic tube bundle heat exchanger [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2018, 130: 216-226.
- [5] 季家东,葛培琪,毕文波,等.采用不同管排组合的弹性管束壳程流体诱导振动特性[J].西安交通大学学报,2018,52(3): 69-75.
JI Jia-dong, GE Pei-qi, BI Wen-bo, et al. Shell-side flow-induced vibration responses of elastic tube bundle based on different tube combinations [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(3): 69-75.
- [6] JIANG Bo, HAO Wei-dong, LIU Fu-guo, et al. Experiments on effects of fluid pulsation on heat transfer characteristics of the new type elastic tube bundle [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(10): 59-63.
- [7] JI Jia-dong, GE Pei-qi, BI Wen-bo. Numerical analysis on shell-side flow-induced vibration and heat transfer characteristics of elastic tube bundle in heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 107: 544-551.
- [8] 季家东,葛培琪,毕文波.流体诱导弹性管束振动特性数值分析[J].振动与冲击,2016,35(6): 80-84.
JI Jia-dong, GE Pei-qi, BI Wen-bo. Numerical analysis on flow-induced vibration responses of elastic tube bundle [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(6): 80-84.
- [9] JI Jia-dong, CHEN Wei-qiang, GAO Run-miao, et al. Research on

- vibration and heat transfer in heat exchanger with vortex generator [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2021, 35 (1): 164 – 170.
- [10] DUAN De-rong, GE Pei-qi, BI Wen-bo. Numerical investigation on heat transfer performance of planar elastic tube bundle by flow-induced vibration in heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 103: 868 – 878.
- [11] DUAN De-rong, GE Pei-qi, BI Wen-bo. Numerical study on the heat transfer enhancement and fatigue life by flow-induced vibration [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2018, 132: 652 – 663.
- [12] SU Yan-cai, LI Meng-li, LIU Ming-liang, et al. A study of the enhanced heat transfer of flow-induced vibration of a new type of heat transfer tube bundle—the planar bending elastic tube bundle [J]. Nuclear Engineering and Design, 2016, 309: 294 – 302.
- [13] CHEN Jian, LU Xing, WANG Qiu-wang, et al. Experimental investigation on thermal-hydraulic performance of a novel shell-and-tube heat exchanger with unilateral ladder type helical baffles [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 161: 114099.
- [14] ABBASI H R, SEDEH E S, POURRAHMANI H. Shape optimization of segmental porous baffles for enhanced thermohydraulic performance of shell-and-tube heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 180: 115835.
- [15] CAO Yi-ping, KE Han-bing, KLEMES J J, et al. Comparison of aerodynamic noise and heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with continuous helical and segmental baffles [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 116341.
- [16] JI Jia-dong, GAO Run-miao, CHEN Wei-qiang, et al. Analysis of vortex flow in fluid domain with variable cross-section and design of a new vortex generator [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2020, 116: 104695.
- [17] JI Jia-dong, ZHANG Jing-wei, LI Fei-yang, et al. Numerical research on vibration-enhanced heat transfer of improved elastic tube bundle heat exchanger [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 33: 101936.
- [18] 宿艳彩. 弹性管束流体诱导振动及换热特性研究 [D]. 济南: 山东大学, 2012.
- SU Yan-cai. A study on the flow-induced vibration and heat transfer characteristics of elastic tube bundle [D]. Jinan: Shandong University, 2012.
- [19] SALIMPOUR M R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33 (2): 203 – 207.
- [20] WEBB R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1981, 24 (4): 715 – 726.

(丛 敏 编辑)