

空间锥螺旋管束流体诱导振动换热器及性能分析

闫柯¹, 葛梦然², 高军², 葛培琪¹

(1. 山东大学高效洁净机械制造教育部重点实验室, 250061, 济南;
2. 山东大学威海分校机电与信息工程学院, 264209, 山东威海)

摘要: 基于动态子结构理论、利用固定界面模态坐标变换及超单元技术, 分析了空间锥螺旋管束的振动特性和脉动元件诱发管束振动的频率条件, 计算了 0.1 m/s 壳程流速、横向脉动流激励条件下空间螺旋管束的振动特性, 研究了空间锥螺旋管束管内二次流及其换热特性. 结果表明: 单排空间锥螺旋管束的振动分为横向和纵向振动, 以纵向振动为主; 在横向脉动流激励作用下, 管束的振动与其横向固有振型近似, 空间锥螺旋管束的低阶模态频率较低, 易于诱发振动; 管内截面二次流分为 4 个涡区, 强烈的管内二次流致使管束换热性能提高, 空间锥螺旋管束单位面积的换热量是传统平面管束的 1.4 倍以上.

关键词: 空间锥螺旋管束; 流体诱导振动; 换热特性

中图分类号: TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)11-0022-05

Performance of Flow-Induced Vibration Heat Exchanger with Conical Spiral Tube Bundle

YAN Ke¹, GE Mengran², GAO Jun², GE Peiqi¹

(1. Key Laboratory of High Efficiency and Clean Mechanical Manufacture, Ministry of Education, Shandong University, Jinan 250061, China;
2. School of Mechatronics and Information Engineering, Shandong University at Weihai, Weihai, Shandong 264209, China)

Abstract: From the dynamic substructure theory, the vibration of conical spiral tube bundle and the frequency condition of the pulsation element were analyzed using the component mode synthesis method and the super element method. The vibration characteristics of conical spiral tube bundle driven by the transverse pulsation were calculated at a shellside flow rate of 0.1 m/s. The secondary fluid flow inside the tube and its heat transfer were numerically investigated. The results show that the vibration of the single row spiral tube can be divided into transverse vibration and axial vibration, and the latter is dominant. The vibration of conical spiral tube bundle is easy to be induced due to its small low-order mode frequency. Under the condition of pulsating flow, the tube bundle vibration is similar to its transverse vibration mode. The contours of the fluid flow inside the tube indicate that the secondary fluid flow is complicated. There are four independent parts of the secondary flow in each cross section and the flow directions are different from each other. The heat flux of the conical spiral tube bundle is 1.4 times that of the conventional planar elastic tube bundles.

Keywords: conical spiral tube bundles; flow-induced vibration; heat transfer characteristics

管束振动具有强化传热的作用, 已有研究表明, 管束振动能够提高换热效率, 最大约可以提升 9

倍^[1],其中无源振动强化传热^[2-3]由于不需要消耗高品质能源而受到了广泛研究.文献[4]提出了流体诱导振动强化传热的思想,即用弹性管束替代传统的刚性传热元件.用流体诱发的弹性管束的振动强化换热来设计平面弹性管束换热器,已成为目前无源振动强化传热广泛关注的研究课题.

文献[5]提出了一种弹性管束流体诱导振动的理论计算模型,为复杂结构弹性管束诱导振动分析提供了理论方法.文献[6-7]研究了平面弹性管束的固有振动特性及应力分布特点,结果表明:平面弹性管束的振动分为面内振动和面外振动,由于其为悬臂支撑结构,所以管束固定端应力较大.在脉动流诱导的作用下,平面管束的面内外呈现复杂的三维振动,导致管束的固定端容易发生疲劳破坏.文献[8]研究了螺旋管束的换热与流动特性.文献[9]建立了空间锥螺旋式弹性传热元件,在相同的振动参数下,螺旋管束的最大应力大约是平面管束的 1/4.相对于平面管束,空间锥螺旋管束的优势在于,其改善了应力分布,在利用诱导振动的同时延长了疲劳寿命,另外通过螺旋结构来增强管内二次流可实现复合强化传热.目前,针对螺旋管束的研究主要集中在单排管束的管内外流固耦合振动特性,对多排管束振动、脉动结构、脉动流参数等尚缺乏深入研究.

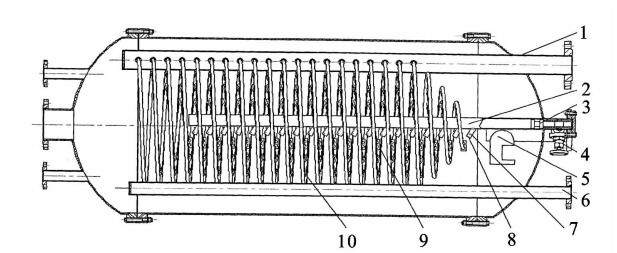
本文基于动态子结构理论,结合固定界面模态综合法和超单元技术,研究了空间锥螺旋管束的固有振动特性,在此基础上分析了脉动流结构的脉动频率,提出了诱导管束振动的合理频率范围,并对壳程在一定流速条件下的管束横向振动频率进行了计算.同时,基于数值模拟技术分析了空间锥螺旋管束的管内流动特性,研究了管束的截面二次流分布,分析了管束的换热特性.

1 换热器结构及尺寸参数

1.1 换热器结构

图 1 为空间锥螺旋管束流体诱导振动的换热器结构示意图,图 2 为空间锥螺旋管束结构示意图.每排管束(如 I、II)由紫铜管并排成锥形螺旋分布,2 个管束的顶部通过一个不锈钢质量块 M 胀接相连,螺旋管束的进出口固定在换热器管程进水管路上.多排螺旋管束之间嵌套连接.脉动管路的出口与螺旋管束自由端的质量块保持有一定的角度和距离,利用脉动流冲击管束来实现诱导振动.

图 3 为空间锥螺旋管束流体诱导振动换热器的脉动管路结构,图中脉动流发生元件(圆柱、三棱柱



1:管程的进水管;2:脉动流管束;3:前端脉动流发生器;4:阀门;5:壳程进水管;6:管程出水管;7:后端脉动流发生器;8:脉动流出水管;9:质量块;10:空间锥螺旋管

图 1 空间锥螺旋管束流体诱导振动换热器

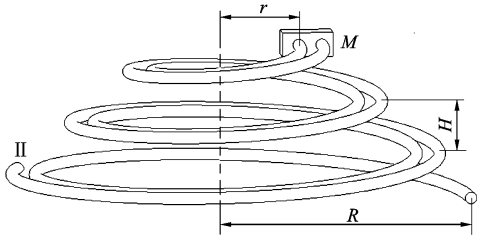
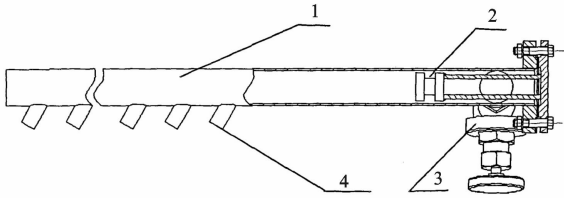


图 2 空间锥螺旋管束结构

等)放置在管路入口(前端)或者每个分支的出口(后端).通过脉动流发生元件产生适当频率的脉动流,由此冲击螺旋管束的自由端质量块 M ,以诱发管束的振动.



1:脉动流管;2:脉动流发生元件;3:阀门;4:出口

图 3 脉动管路结构

1.2 管束尺寸参数

本文对单排空间螺旋管束的固有特性及换热特性进行了分析,具体的结构参数如表 1 所示.

表 1 空间螺旋管束结构参数

结构参数	数值
管束截面直径 d/mm	20
管束壁厚 t/mm	2
螺旋大径 R/mm	300
螺旋小径 r/mm	100
螺距 H/mm	90
质量块大小/ $\text{mm}\times\text{mm}\times\text{mm}$	66×42×30

2 管束振动特性分析

2.1 单排管束固有振动特性

依据模态综合法原理,管束(I、II)及 M 界面处的位移矢量为 $\boldsymbol{u}_1$ 、 $\boldsymbol{u}_2$,相应的界面力为 F_1 、 F_2 . 对于三维振动,每个位移矢量包含 3 个平动分量和 3 个转动分量,即 $\boldsymbol{u}_i = (u_i, v_i, w_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi})$.

利用超单元法可求解单根螺旋管束的质量矩阵 $\boldsymbol{m}$ 和刚度矩阵 $\boldsymbol{k}$,通过静力方程可求解主模态和约束模态. 由主模态和约束模态组成的变换矩阵可完成一次坐标变化,将管束的物理坐标转换为模态坐标,可得到管束在模态坐标下的振动方程

$$\overline{\boldsymbol{m}}_{\text{I}} \begin{bmatrix} \ddot{\boldsymbol{P}}_{\text{I}} \\ \ddot{\boldsymbol{u}}_1 \end{bmatrix} + \overline{\boldsymbol{k}} \begin{bmatrix} \boldsymbol{P}_{\text{I}} \\ \boldsymbol{u}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\overline{\boldsymbol{m}}_{\text{II}} \begin{bmatrix} \ddot{\boldsymbol{P}}_{\text{II}} \\ \ddot{\boldsymbol{u}}_2 \end{bmatrix} + \overline{\boldsymbol{k}} \begin{bmatrix} \boldsymbol{P}_{\text{II}} \\ \boldsymbol{u}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\overline{\boldsymbol{m}}_{\text{M}} \begin{bmatrix} \ddot{\boldsymbol{u}}_1 \\ \ddot{\boldsymbol{u}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $\overline{\boldsymbol{m}}$ 、 $\overline{\boldsymbol{k}}$ 分别为管束子结构在模态坐标下的质量阵和刚度阵.

联立式(1)~(3),可得

$$\overline{\boldsymbol{M}}\ddot{\boldsymbol{P}} + \overline{\boldsymbol{K}}\boldsymbol{P} = \boldsymbol{F} \quad (4)$$

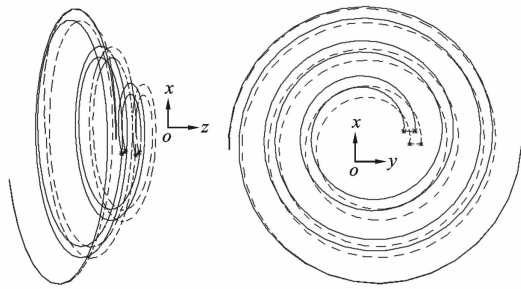
式中: $\overline{\boldsymbol{M}}$ 、 $\overline{\boldsymbol{K}}$ 分别为各子结构质量阵和刚度阵组成的对角阵; $\boldsymbol{P}$ 、 $\boldsymbol{F}$ 分别为广义模态坐标矢量和界面力矢量.

根据界面位移的连续条件可以获取独立的广义坐标矢量,利用数值方法求解方程、再经过 2 次逆向坐标变换可以获得空间锥螺旋管束的频率和振型.

参照文献[7]中的参数范围可以计算螺旋管束的固有频率及振型,图 4 则为管束的固有振型. 在低阶频率范围内,螺旋管振动主要表现为轴向振动,在所分析的前 20 阶固有振型中,只有第 2、第 3 阶振型为横向振动,其余均为轴向振动. 空间螺旋管束前 10 阶的固有频率如表 2 所示.

表 2 空间螺旋管束固有频率

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	3.624 2	6	7.882 1
2	5.079 5	7	9.539 7
3	5.399 3	8	10.325 0
4	5.988 1	9	10.790 0
5	7.700 2	10	11.610 0



(a)纵向振动 (b)横向振动
—:管束的固有振型; - - :管束的原始位置及形状
图 4 空间锥螺旋管束固有振型

2.2 脉动频率分析

在利用脉动流冲击管束时,为了得到较大的管束振幅,要求脉动频率接近管束的固有振动频率,从而形成亚共振^[3]. 通过 St 数可以计算脉动元件及脉动管束的参数,通过模拟可以简单验证之. St 数的表达式为

$$f_v = StU_m/D \quad (5)$$

式中: f_v 为旋涡脱落频率; U_m 为脉动管内流速; D 为脉动流发生元件的特征长度.

在近似尺度下,平面弹性管束的 1 阶频率较高,在 10 Hz 左右^[5],其要求的诱导频率较高. 由式(5)可知,在利用脉动流冲击时,相同结构下要求管内的流速比较大,由此造成泵的功耗较大. 平面管束的应力集中现象比较严重,不易于用脉动结构诱导振动. 空间锥螺旋管束的应力分布比较均匀,在本文研究的参数范围内,螺旋管束的低阶固有频率在 3~7 Hz 之间,考虑流固耦合作用,管束的频率可进一步减小^[5,7],这便于诱导振动. 在空间锥螺旋管束换热器中,脉动结构的频率选为 1 Hz.

2.3 横向脉动流激励下的管束振动特性

采用谐响应来分析空间螺旋管束在横向脉动流激励下的振动特性. 在管束的自由端施加频率为 1 Hz 的激励力,结合实验流体力参数,根据管束单元的振幅可以计算附加质量,分析管束在工作条件下的振动特性.

空间螺旋管束自由端在横向脉动流激励下的振动如图 5 所示. 从图中可以看出,横向脉动流激励下的管束振动与其横向固有振型近似.

在壳层流体的作用下,管束的固有频率有所下降. 根据文献[10]的计算方法,可将作用于管束上的流体力视为管束单元上的附加质量,则有

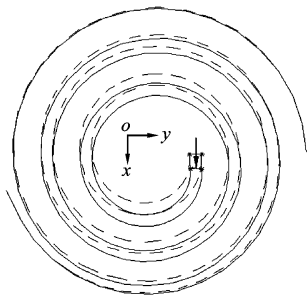


图 5 横向脉动流激励下的管束振型

$$\Delta m = -\frac{1}{2} \frac{C_{La}(x) \rho_f d U_c^2}{\omega^2 A} \tag{6}$$

式中: A 表示单元节点的位移(振幅); d 为管束直径; U_c 为壳程流速; $C_{La}(x)$ 为单元节点的阻力系数. 通过计算管束在脉动流激励下的节点位移,来求解管束单元的阻力系数,计算附加质量,便可获得管束在一定壳程流动作用下的固有频率.

当壳程流速 $U_c=0.1\text{ m/s}$ 时,空间螺旋管束的固有频率如表 3 所示. 从表中可以看出,在壳程流动的作用下,管束的固有频率明显下降.

表 3 壳程流动下管束横向振动的固有频率

阶次	固有频率/Hz	耦合频率/Hz
1	3.624 2	1.565 8
2	5.079 5	3.235 1
3	5.399 3	3.472 3
4	5.988 1	3.359 4
5	7.700 2	4.606 6

3 管内二次流及换热特性

3.1 管内二次流分析

由于空间锥螺旋管束是锥形螺旋结构,所以从理论上计算管束换热特性存在着一定的困难. 本文基于 CFD 数值模拟技术,分析了螺旋管束的换热特性. 考虑到空间锥螺旋管束的结构特点,本文采用柱坐标建立了管束数值分析模型,管束壁面网格采用边界层加密来划分,管束截面网格采用非结构化网格,轴向管束采用映射法进行网格划分,如图 6 所示. 计算模型的结构参数如表 1 所示.

在仿真模拟中,本文忽略了管内流体的振动,并设管束壁温恒定,壁温为 308 K,管束的入口条件为速度边界条件,入口的温度为 298 K,雷诺数 $Re=50\sim2\,000$. 从螺旋管束的入口开始,依次取 3 个截

面(S_1 、 S_2 、 S_3)来监视管内流动特性.

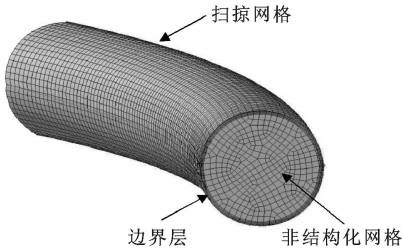
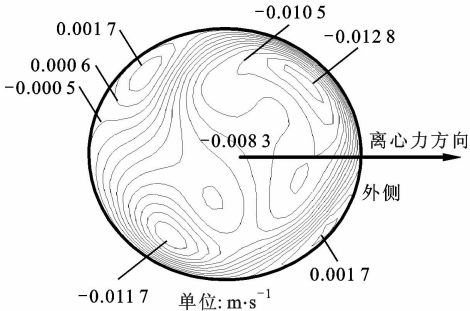
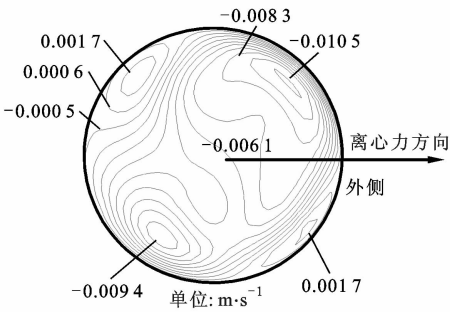


图 6 管束换热特性计算模型

对于锥形螺旋管束,其入口处的曲率较小,离心力作用不明显,所以此处的管内二次流不明显. 当流动发展为稳定流之后,管束截面上的二次流逐渐显现出来,同时该二次流分为 4 个涡区,如图 7a 所示. 二次流的速度为正值表示流体向外侧流动,负值表示流体向内侧流动. 管束曲率增大,管束截面的二次流更加明显,如图 7b 所示. 从图 7 可以看出,截面 S_2 上的最大流速为 $0.010\,5\text{ m/s}$,截面 S_3 上的最大流速为 $0.012\,8\text{ m/s}$,随着管束曲率的增大,正值二次流的涡区随之减小.



(a) S_2 截面



(b) S_3 截面

图 7 管内截面上的二次流分布

3.2 管束换热特性对比

与平面弹性管束相比,锥螺旋管束的二次流有所增强,换热性能得到了改善. 这 2 种管束在相同的

流速和温差下单位面积的换热量及单位长度的压力损失如图8所示。从图8可以看出,随着流速的增大,空间锥螺旋管束单位面积的换热量大约是平面弹性管束的1.4~1.5倍,受管内二次流和管束曲率的影响,空间锥螺旋管束的压力损失比平面管束略有增加。

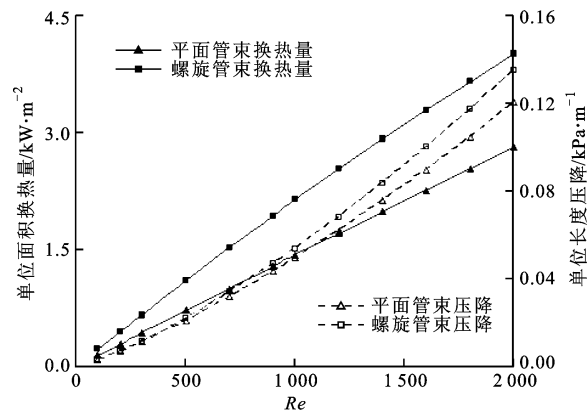


图8 2种管束的换热性能及压力损失

4 结 论

本文基于动态子结构理论和数值模拟技术,分析了空间锥螺旋管束固有振动特性,在此基础上研究了脉动诱导结构的频率条件,计算了管束在一定壳程流速下的横向振动频率,同时利用模拟方法研究了空间锥螺旋管束管内二次流特性,并与传统的平面弹性管束进行了比较,结论如下。

(1)单排空间锥螺旋管束的固有振动分为横向和纵向振动,其中管束的低阶频率中以纵向振动为主,横向振动较少。

(2)空间锥螺旋管束的1阶固有频率较低。在本文的计算参数范围内,考虑到管束与管内外流体的流固耦合作用,脉动结构的频率应在1 Hz左右。

(3)空间锥螺旋管束的管内二次流较为复杂,当流动充分发展时,管内截面二次流包含4个涡区。空间锥螺旋管束单位面积的换热量是平面管束的1.4倍以上,而压力损失相对于平面管束仅略有增加。

参考文献:

- [1] 俞接成,李志信,邢程. 流体低速绕流振动圆柱对流换热数值研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 670-672.
- YU Jiecheng, LI Zhixin, XING Cheng. Numerical

analysis on convection heat transfer of air flow across a vibrating cylinder [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4): 670-672.

- [2] BERGLES A E. Some perspectives on enhanced heat transfer second generation heat transfer technology [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1988, 110: 1082-1096.
- [3] WEBB R L, BERGLES A E. Heat transfer enhancement: second generation technology [J]. Mechanical Engineering, 1983, 115(6): 60-67.
- [4] 程林. 弹性管束换热器原理与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [5] 王泮浩,姜歌东,罗昔联. 一种基于表面涡方法的流体诱导管束振动计算模型[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(9): 1109-1113.
- WANG Fenghao, JIANG Gedong, LUO Xilian. A flow induced vibration model based on grid-free surface vorticity method [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(9): 1109-1113.
- [6] 郑继周,程林,杜文静. 弹性管束动态特性子结构模态综合法 [J]. 机械工程学报, 2007, 43(7): 202-206.
- ZHENG Jizhou, CHENG Lin, DU Wenjing. Dynamic characteristics of elastic tube bundles with component mode synthesis method [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(7): 202-206.
- [7] YAN Ke, GE Peiqi, BI Wenbo. Study on vibration characteristic and stress intensity of planar elastic tube bundles [J]. Material Science Forum, 2009, 628/629: 227-232.
- [8] 白博峰,郭烈锦,王学兴. 螺旋管蒸汽发生器的瞬态流动与传热特性 [J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(9): 925-928.
- BAI Wenfeng, GUO Liejin, WANG Xuexing. Transient flow and heat transfer in helical coil steam generator [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(9): 925-928.
- [9] YAN Ke, GE Peiqi, BI Wenbo, et al. Vibration characteristics of fluid-structure interaction of conical spiral tube bundle with FEM [J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(1): 121-128.
- [10] PAN Zhiyuan, CUI Weicheng, LIU Yingzhong. Prediction model for vortex-induced vibration of circular cylinder with data of forced vibration [J]. China Ocean Engineering, 2007, 21(2): 239-254.

(编辑 苗凌)