

DOI:10.11784/tdxbz202403032

管间两相流场频域相关性及激振力功率谱密度研究

朱国瑞^{1,2,3}, 蔺文静^{1,2,3}, 齐思久^{1,2,3}, 韩佩泽^{1,2,3}, 谭蔚^{1,2,3}

(1. 天津大学化工学院, 天津 300350; 2. 天津大学浙江研究院, 宁波 315000;

3. 物质绿色创造与制造海河实验室, 天津 300192)

摘要: 管壳式换热器内部管束长期受到气-水两相流冲刷容易发生磨损破坏, 影响其使用寿命, 因此准确计算两相流体的功率谱密度对管束的磨损计算至关重要。由于缺乏两相流条件下的管间流场相关性实验数据, 难以用激振力去直接计算其等效功率谱密度。为了探究管间两相流流场相关性, 给出可靠的两相流激振力包络谱, 设计搭建了两相水洞实验装置, 创新性地引入电子压力扫描阀引入两相流环境中, 直接测量管表面的压力。对节径比为 1.41 的正三角形刚性管阵中单根弹性管在环境温度和压力下的横向流致振动进行了全面的实验研究。研究了直径为 0.026 m、长度为 0.237 m 的柔性管在 10%~90%含气率下激振力的频域特征并计算了相关长度, 通过分析压力的变化、激振力自相关功率谱密度以及斯特劳哈尔数确定了周期性漩涡脱落现象的出现, 获得了不同含气率下基于界面流速的激振力无量纲参考等效功率谱密度。结果表明, 压力随界面流速大致呈抛物线形式增加, 但涡流脱落会导致管周的压力骤降; 管束内部激振力的相干函数在大范围内数值较低, 相关长度不到 1 倍管径。使用 1 倍管径为相关长度计算了 3 种不同结构参数弹性管的激振力等效功率谱密度, 采用基于界面流速的归一化因子进行了无量纲处理, 给出了 10%~30%含气率、40%~60%含气率以及 70%~90%含气率时的激振力包络谱, 其中激振力在 40%~60%含气率下能量最高, 70%~90%含气率次之, 10%~30%含气率下能量最低。研究结果给壳程不同位置管束的磨损计算提供了符合工程实践的载荷谱。

关键词: 管壳式换热器; 管束; 两相流; 激振力; 功率谱密度

中图分类号: TK172

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2025)04-0423-11

Frequency Domain Correlation of Two-Phase Flow Field and Power Spectral Density of Excitation Force Inside the Tube Bundle

Zhu Guorui^{1,2,3}, Lin Wenjing^{1,2,3}, Qi Sijiu^{1,2,3}, Han Peize^{1,2,3}, Tan Wei^{1,2,3}

(1. School of Chemical Engineering and Technology, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

2. Zhejiang Institute of Tianjin University, Ningbo 315000, China;

3. Haihe Laboratory of Sustainable Chemical Transformations, Tianjin 300192, China)

Abstract: The inner tube bundle of shell and tube heat exchangers often suffers from wear and damage owing to prolonged exposure to gas-water two-phase flow, which compromises their service life. Therefore, accurately calculating the power spectral density of two-phase flow force is crucial for wear calculation of tube bundle. The lack of experimental data on flow field correlations inside the tube bundle under two-phase flow conditions makes it challenging to directly calculate the equivalent power spectral density alongside the excitation force. To investigate the correlation of the two-phase flow field and develop a reliable envelope spectrum for the excitation force of the two-phase flow, a two-phase water tunnel experimental device was designed and built. This setup incorporated an innovative electronic pressure scanning system, which was introduced into the two-phase flow environment to directly measure pressure on the tube surfaces. The study focused on the transverse flow-induced vibration of a single elastic tube in a normal trian-

收稿日期: 2024-03-31; 修回日期: 2024-04-24.

作者简介: 朱国瑞(1987—), 女, 博士, 副教授.

通信作者: 朱国瑞, zhuguorui@tju.edu.cn.

基金项目: 中央装备发展部预研课题(32102040601).

Supported by the Pre Research Project of the Central Equipment Development Department (No. 32102040601).

gular rigid tube array featuring a pitch-to-diameter ratio of 1.41 under ambient temperature and pressure. We examined the frequency domain characteristics of the exciting force on a flexible tube measuring 0.026 m in diameter and 0.237 m in length across a void fraction range of 10% to 90% and calculated the correlation length. Periodic vortex shedding was determined by analyzing the change in pressure, the autocorrelation power spectral density of the excitation force, and the Strouhal number. The dimensionless reference equivalent power spectral density of the excitation force, calculated based on the interface's flow rate under different void fractions, was determined. The results reveal that pressure tends to increase in a parabolic form with interface flow rate, but vortex shedding can cause significant pressure drops around the tube. The coherence function of the excitation force inside the bundle is low across a wide frequency range, with the correlation length measuring less than the tube diameter. Using the tube diameter as the correlation length, the equivalent power spectral density of the excitation force of the elastic tube was computed for three structural parameters, and dimensionless processing was applied using a normalized factor based on the interface's flow rate. Envelope spectra of the excitation force were provided for void fractions of 10%—30%, 40%—60%, and 70%—90%. The highest excitation force energy was observed at 40%—60% void fraction, followed by 70%—90%, with the lowest energy at 10%—30%. These results offer a practical load spectrum that aligns with engineering practice for calculating tube wear bundles at different positions along the shell path.

Keywords: shell and tube heat exchanger; tube bundle; two-phase flow; excitation force; power spectral density

换热器广泛应用于化工、食品、轻工、核电和制药等领域。据统计,现代化学工业中换热器投资约占设备总投资的 30%^[1]。管壳式换热器由于结构紧凑、操作可靠且耐高温高压,其使用规模约占各类换热器总量的 80% 以上^[2]。高生产效率的需求导致管壳式换热器内部流速高、管束密,流致磨损问题更加凸显。

管壳式换热器中的流致振动机理^[3]主要有湍流抖振、漩涡脱落和流体弹性不稳定性。湍流抖振发生在整个流速范围,是微动磨损的重要诱因。因此,作为管束磨损计算和寿命预测的前提,两相流环境下激振力包络谱的研究十分重要。

目前单相流激振力包络谱的研究较为充分,文献给出了大量的实验数据,涵盖多种管束结构,并且已经出现公认合适的单相流激振力包络谱。但两相流激振力包络谱的研究仍存在一定局限性。首先,两相流激振力功率谱的实验数据不充足。de Langre 等^[4]和姜乃斌等^[5]用不同的归一化因子处理早期公开实验数据,提出了各自的包络谱。近些年 Taylor 等^[6]针对不同流型提出了一组新的包络谱。但是这些两相流激振力包络谱所用数据都来源于早期文献,近些年相关的实验研究^[7-11]较少。其次,两相流激振力功率谱的直接计算方法发展缓慢,应用较少。无论是单相流还是两相流环境,过去的研究大多是间接计算激振力功率谱,即通过实验测量管束响应,用振动理论和传递函数将管束响应转化为激振力等效功率谱密度^[12],而通过压力或激振力直接计算激振力包络谱的研究非常有限。最后,两相流激振力相关性研究不够充分。常用的间接计算方法可以避免使用相关长度参数,但也导致流场相关性研究驱动力不足,仅有些

单相流研究^[13],更符合工程实际的两相流环境下的流场相关性^[14]研究则鲜有报道。因此,关于两相流中激振力相关长度和采用脉动压力直接计算激振力功率谱的实验研究是非常有必要的。

为充分研究管间两相流流场和激振力特征,搭建了两相水洞实验装置,用空气-水作为流动介质,研究 1.41 节径比的正三角形管束排布时的两相流激振力,引入电子压力扫描阀测量两相流压力,通过对轴向和周向压力的采集,分析轴向激振力的频域相干性,计算单位截面上激振力的功率谱并进行无量纲化,为工程设计和磨损预测提供理论支持。

1 理论基础

激振力功率谱密度的计算可以分为间接法和直接法。间接法是利用弹性管湍流抖振状态下的位移数据,通过式(1)得到等效功率谱密度。

$$y_n(s) = \left(\frac{\varphi_n^2(s)L^2 a_n}{64\pi^3 f_n^3 M_n^2 \zeta_n} \Phi_E(f_n) \right)^{1/2} \quad (1)$$

式中: $y_n(s)$ 为管的位移; L 为受到流体激励的管长; $\varphi_n(s)$ 为模态振型; a_n 为模态相关系数; M_n 为模态质量; f_n 为固有频率; ζ_n 为模态阻尼; $\Phi_E(f_n)$ 为激振力的等效功率谱密度; n 为模态阶数; s 为管上位置坐标。

激振力的等效功率谱密度与自相关功率谱密度可利用相关长度实现转化。

$$\Phi_E(f_n) = \frac{\lambda_c}{L} \Phi(f_n) \quad (2)$$

式中: λ_c 为相关长度,可表征空间相关性; $\Phi(f_n)$ 为激振力自相关功率谱密度。

以单位管长上的激振力信号为输入, 计算得到的直接结果是自相关功率谱. 因此要得到等效功率谱密度需要相关长度这个参数. 由于难以测量, 以往的研究中很少关注相关长度, 所以大多都采用间接方法计算激振力的功率谱密度.

基于等效功率谱密度的无量纲谱是当前广泛参考和使用的. 由于各实验使用的测量管尺寸不同, 因此需要选定参考长度将等效功率谱密度转化为一致结构参数下的谱从而进行比较, 如式(3)所示.

$$\Phi_E(f_n) = \frac{L_0 D}{L D_0} \Phi_E^0(f_n) \quad (3)$$

式中: D 为管径; $\Phi_E^0(f_n)$ 为参考等效功率谱密度, 与参考长度 L_0 和参考直径 D_0 有关.

两相流激振力功率谱的归一化关键参数即频率归一化因子 f_0 和压力归一化因子 p_0 目前尚未统一, 本文采用姜乃斌等^[5]提出的基于界面流速的归一化因子对功率谱密度进行缩放, 如式(4)~(8)所示.

$$\bar{\Phi}_E^0(f_R) = \frac{f_0}{(p_0 D)^2} \Phi_E^0(f_n) \quad (4)$$

$$f_R = \frac{f_n}{f_0} \quad (5)$$

$$f_0 = \frac{v_i}{D_w} \quad (6)$$

$$p_0 = \rho_l g D_w \quad (7)$$

$$D_w = \frac{0.1D}{\sqrt{1-\beta}} \quad (8)$$

式中: f_R 为折合频率; v_i 为界面流速; ρ_l 为液体密度; g 为重力加速度; D_w 为长度尺度, 是 Taylor 等^[15]引入的空泡特征长度的一种变形; β 为体积含气率.

$$v_i = 0.73(J_g + J_l) \sqrt{\frac{g D_c (\rho_l - \rho_g)}{\rho_l}} \quad (9)$$

$$D_c = 2(P - D) \quad (10)$$

$$J_g + J_l = \frac{Q_g}{A_c} \frac{P}{P - D} + \frac{Q_l}{A_c} \frac{P}{P - D} = v_p \quad (11)$$

$$\beta = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (12)$$

式中: J_g 为气相表观流速; J_l 为液相表观流速; D_c 为有效管径; ρ_p 为气相的密度; P 为节距; Q_g 和 Q_l 分别为气相和液相的体积流量; A_c 为自由来流处截面积; v_p 为间隙流速.

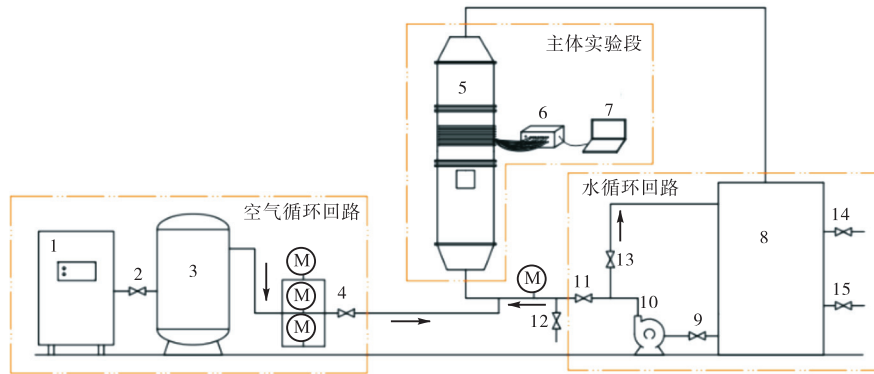
间隙流速是两相流总的表观速度, 即气液相经过截面权重后的平均速度, 实际上是两相混合物的体心平均速度^[16]. 用均相流模型分析流致振动机理时, 应用最广泛的就是间隙流速.

界面流速 v_i 由 Nakamura 等^[17]引入, 根据双头光学探针测量值拟合的相界面速度经验公式计算, 也被用于流体弹性不稳定性分析^[18], 后被发现用于两相流激振力谱的归一化效果优于间隙流速^[5, 19].

2 实验装置

2.1 装置整体回路

两相水洞实验装置由空气循环回路、水循环回路和主体实验段构成, 如图 1 所示. 空气循环回路主要由空气压缩机、气罐、止回阀和 3 个并联的流量计构成, 在不同工况下选择不同量程和精度的仪表, 减少测量误差的同时方便流量的精确控制. 水循环回路主要由储水箱、离心泵、主路电磁调节阀和旁路电磁调节阀构成, 水在经过实验装置主体部分后回到水箱循环利用. 空气管道在进入主体部分前分成周向均匀的 8 个支路与水管相接, 水和空气在此初步混合, 经过缩放段后进入实验主体, 在主体装置的底部由



1—空气压缩机; 2—止回阀; 3—气罐; 4—空气流量调节阀; 5—实验段; 6—压力扫描阀; 7—电脑; 8—储水箱; 9—控制阀; 10—离心泵; 11—主路电磁调节阀; 12—管道排水阀; 13—旁路电磁调节阀; 14—水箱入口阀; 15—水箱排水阀

图 1 两相水洞实验装置

Fig.1 Two-phase water tunnel experimental device

栅格板促使空气和水更均匀的混合. 主体实验段上设置稳流视窗, 中间部分是安装管束的测试段, 顶部是连接到水箱的出口. 稳流视窗可观察流体在进入测试管阵前是否混合均匀、是否满足实验要求. 管阵前安装的是厚玻璃板, 因此可以直接观测管束的振动情况和流场状态. 实验采用的测量仪器为压力扫描阀, 采样频率为 0~500 Hz, 可同时采集 16 个通道的实时压力. 管束直径 0.026 m, 按照节径比 1.41、正三角形排布, 测量管位于来流方向第 3 排中间位置, 使用不同弹性管测试时更换对应弹性管到该位置, 如图 2 所示.

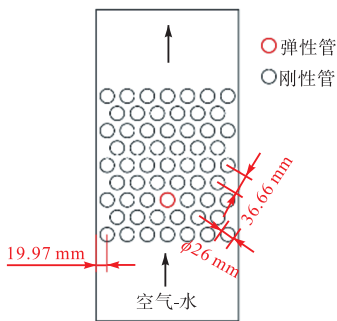


图 2 管束排布和测量管位置

Fig.2 Tube bundle arrangement and measurement tube position

2.2 测量元件

实验所用管束分为弹性管和刚性管, 均为悬臂梁方式安装的短跨直管, 尺寸见图 3. 详细信息见表 1. 弹性管的粗管段是空心的, 也是受到流体激励的



(a) 等刚度弹性管, 固有频率 58.6 Hz



(b) 不等刚度弹性管, 横流向固有频率 30.5 Hz, 顺流向固有频率 23.0 Hz



(c) 等刚度弹性管, 固有频率 23.4 Hz



(d) 轴向压力测量的等刚度弹性管, 固有频率 58.6 Hz



(e) 刚性管

图 3 管结构(单位: mm)

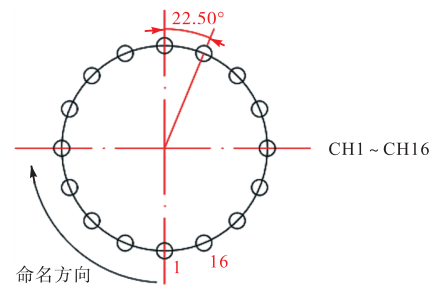
Fig.3 Tube structure (unit: mm)

部位细管段是实心的, 主要用于调节固有频率. 弹性管(图 3(d))为用于测量轴向压力的弹性管, 考虑到弹性管内部需要安装金属引压管, 无法在弹性管的同一轴线上布置多个引压孔, 因此各截面的测压孔间依次存在 22.50°错角, 共有 4 个测量的截面, 每个测量截面上有 4 个均布引压孔, 测量截面 1 和截面 2 相距 26 mm, 截面 2 和截面 3 的间距与截面 3 和截面 4 的间距均为 78 mm. 弹性管周围是刚性管阵. 刚性管整体都是实心的. 测点的具体分布如图 4 所示.

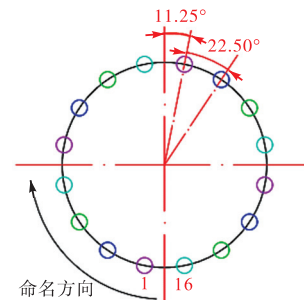
表 1 管尺寸

Tab.1 Tube parameters

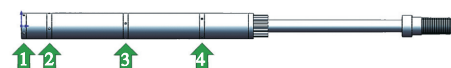
名称	粗管段/ (mm × mm)	细管段	固有频率/ Hz
弹性管(图 3(a))	φ 26 × 237	φ 12 mm × 152 mm	58.6
弹性管(图 3(b))	φ 26 × 237	11 mm × 6.5 mm × 152 mm	30.5, 23.0
弹性管(图 3(c))	φ 26 × 237	φ 7 mm × 152 mm	23.4
弹性管(图 3(d))	φ 26 × 237	φ 12 mm × 152 mm	58.6
刚性管	φ 26 × 405		



(a) 管端周向压力测量位置



(b) 管子轴向压力测量位置



(c) 轴向测量截面示意

图 4 压力测量点布置和命名

Fig.4 Arrangement and naming of measurement points of pressure

3 激振力的频域相关性

本文采用压力扫描阀测量得到压力, 进行线积分

后获得激振力,可以直接计算激振力的自相关功率谱密度.但是自相关功率谱密度和等效功率谱密度的转化必须借助相关长度参数才能完成.因此,有必要对管子轴向流场的相关性进行评价.

3.1 激振力相干函数特征

相干函数为两变量在各频率上分量间的线性相关程度,取值范围为 0~1,相干函数为 1 时表明两个变量的关系是完全确定的线性响应,相干函数为 0 则表明两个变量完全无关.相干函数的定义为

$$C_{xy}(\omega) = \frac{|P_{xy}(\omega)|^2}{P_{xx}(\omega)P_{yy}(\omega)} \quad (13)$$

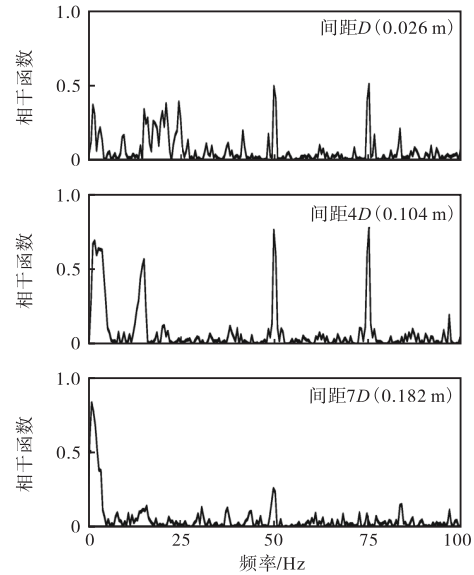
式中: $C_{xy}(\omega)$ 为信号 x 和 y 的相干函数; $P_{xx}(\omega)$ 和 $P_{yy}(\omega)$ 分别为信号 x 和 y 的自功率谱密度; $P_{xy}(\omega)$ 为信号 x 和 y 的互谱密度; ω 为频率.

在 10%~90% 含气率下开展实验,每个含气率下在界面流速 0.9~2.5 m/s 范围内设置 10 个实验工况,测量得到 4 个测量截面上弹性管所受的压力,进行激振力的计算和相干性分析.

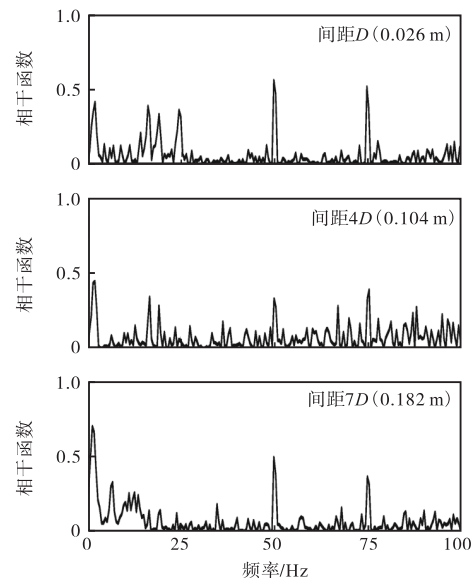
结果表明,在含气率小于等于 50% 时,激振力的相干函数在低频段出现一定量的尖峰,峰值大致在 0~30 Hz,尖峰的出现说明激振力之间在该频率上具有较强的相似性.截面 1 和 2 上的激振力的相干函数尖峰分布范围较宽.随着测量点间隔增大,低频段的尖峰出现次数减少,但峰值逐渐增加,表明距离越远,激振力之间整体上的相关性越弱,但始终存在一个低频使各截面处的力保持一定的相似性.流场的湍动是随机的,随着距离的增加,激振力之间的相关性随着距离呈指数式衰减,但是随机激振力的主频导致相干函数中低频尖峰长期存在.不同界面流速下,激振力间的相干函数走势一致,对应的各位置幅值没有强烈的变化趋势.由于弹性管自身模态和附加水力质量耦合,在湿模态下弹性管的固有频率较空气中有所降低,其模态特征和流场的脉动耦合使激振力大多具有该频率分量,因此在 50 Hz 和 75 Hz 位置的尖峰表现出一定的相干性.此外,在其他频段上激振力之间的相干性较为平稳,测量间距以及流速的变化在这段频带范围上没有导致激振力相干性明显变化,数值大致维持在 0.1 左右,整体上看激振力的相关性很弱,流场随机性显著.典型工况见图 5.

在含气率大于等于 60% 时,激振力相干函数与低含气率的趋势类似,相比之下,低频段尖峰的位置分布变窄,大致在 0~20 Hz,但峰值更高,典型工况见图 6.随着测量点间隔增大,低频段的尖峰出现次数也在减少.在大多数频段上激振力之间的相干性

仍然平稳,测量间距以及流速的变化没有引起激振力相干性发生明显变化,该频段激振力的相关性很弱.由于含气率升高使流场的不均匀程度增加,弹性管的湿模态对激振力的影响减小,激振力的 50 Hz 和 75 Hz 分量减小,该位置尖峰削弱明显.



(a) $v_i = 1.0$ m/s



(b) $v_i = 1.9$ m/s

图 5 10% 含气率实验得到的相干函数

Fig.5 Coherence function of the 10% void fraction experiment

3.2 低频下激振力的相关性

根据不同含气率下相干函数的特征,对小于等于 50% 含气率实验获得的相干函数的 0~30 Hz 频段和大于等于 60% 含气率实验获得的相干函数的 0~20 Hz 频段展开分析,分别绘制出相干系数和测量间距的散点图,并进行 $y = \exp(-Ax)$ 指数拟合,分析衰

减特征.

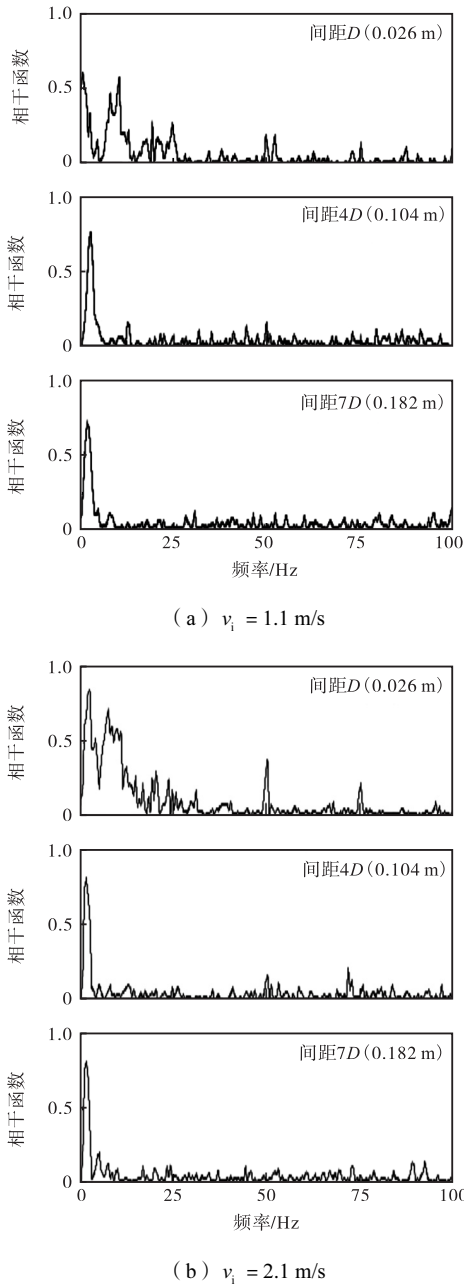


图 6 70% 含气率实验得到的相干函数

Fig.6 Coherence function of the 70% void fraction experiment

图 7~图 9 分别为 10%、30%、50%含气率下得到的相干系数曲线. 散点的横坐标为测量间距与管径之比, 纵坐标相干系数为频带内相干函数的峰值, 拟合的系数 A 分别为 0.144 17、0.226 56、0.117 10, 拟合优度 R^2 分别为 0.988 84、0.989 72、0.992 96. 图中显示, 不同含气率数据分布宽度接近, 拟合得到的系数差别不大. 将不同含气率的数据整合重新进行非线性拟合, 结果如图 10 所示, 整体拟合得到系数 A 为 0.128 74, 对拟合的曲线在管长上积分, 曲线下的面积

积为 $5.36D$.

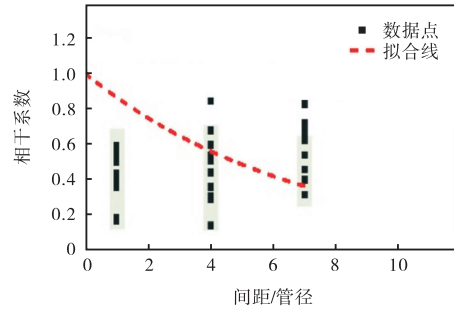


图 7 10%含气率实验得到的 0~30 Hz 相干系数
Fig.7 Coherence coefficient of the 10% void fraction experiment at 0—30 Hz

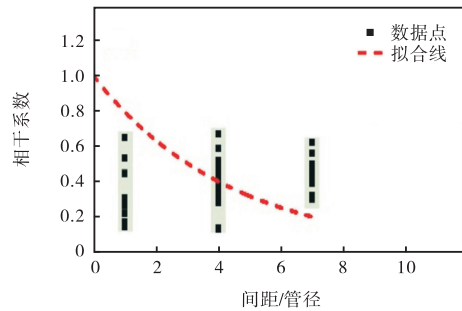


图 8 30%含气率实验得到的 0~30 Hz 相干系数
Fig.8 Coherence coefficient of the 30% void fraction experiment at 0—30 Hz

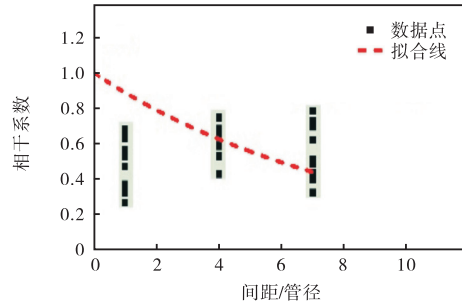


图 9 50%含气率实验得到的 0~30 Hz 相干系数
Fig.9 Coherence coefficient of the 50% void fraction experiment at 0—30 Hz

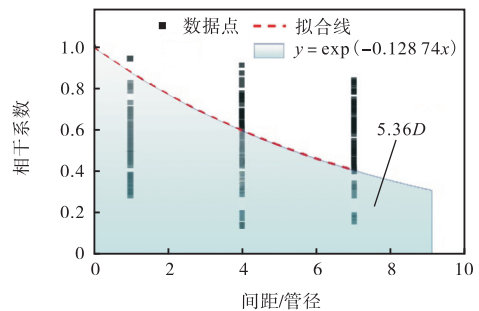


图 10 低含气率实验得到的 0~30 Hz 相干系数
Fig.10 Coherence coefficient of the low void fraction experiment at 0—30 Hz

图 11 为大于等于 60%含气率下低频段的相干系数图. 拟合系数 A 为 0.047 78, 比低含气率的系数小, 曲线下的面积为 $7.38D$.

值得注意的是, 低频段的结果是基于理想情况, 即各截面激振力相干函数均在同一频率上取得最高相干性时, 在该频率下激振力的相关长度为积分所得的曲线下面积数值. 由图 5 和图 6 可知, 相干函数的单峰非常窄, 最宽也不大于 5 Hz, 因此该结果对激振力的整体相关性贡献较小.

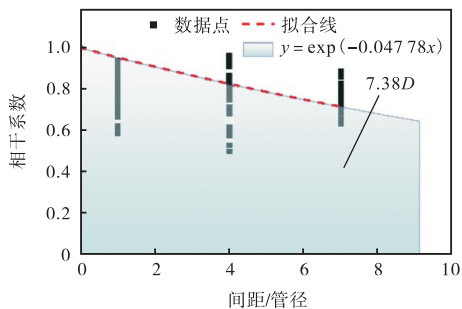


图 11 高含气率实验得到的 0~20 Hz 相干系数

Fig.11 Coherence coefficient of the high void fraction experiment at 0—20 Hz

3.3 相关长度分析

Blevins 等^[13]在风洞中对相关长度进行实验研究, 其相关长度计算是基于频域上力的相干性, 取 0~60 Hz 平稳阶段相干函数均值为相干系数, 做相干系数随测量间距的变化曲线, 通过积分计算得到曲线下的面积, 即激振力的相关长度. 可见相干函数的平稳部分是相关长度分析的重点. 结合实验得到的相干函数的特征, 分别对小于等于 50%含气率实验获得的相干函数的 30~49 Hz 频段和大于等于 60%含气率实验获得的相干函数的 20~49 Hz 进行分析, 计算相关长度. 取平稳部分的均值为相干系数, 以此为纵坐标绘制了散点图并进行 $y = \exp(-Ax)$ 指数拟合.

图 12 为低含气率下相干系数拟合结果, 系数 A 为 3.328 23, 拟合优度 R^2 为 0.999 92, 积分得到曲线

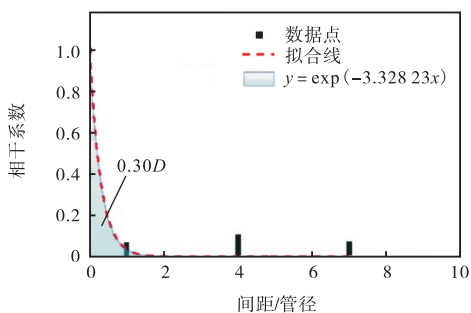


图 12 低含气率实验得到的 30~49 Hz 相干系数

Fig.12 Coherence coefficient of the low void fraction experiment at 30—49 Hz

下的面积为 $0.30D$. 可见在管子轴向上激振力相关性很低, 相关长度不到 1 倍管径.

高含气率下的拟合结果如图 13 所示, 系数 A 为 2.732 18, 积分得到的相关长度为 $0.37D$. 相对而言, 高含气率使激振力的相关性升高, 但结果差别很小, 相关长度数值始终小于管径. 因此后续激振力功率谱无量纲化过程中, 相关长度取 1 倍管径.

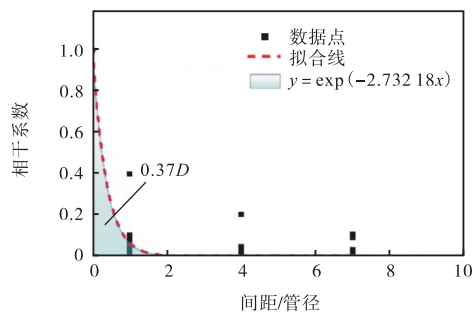


图 13 高含气率实验得到的 20~49 Hz 相干系数

Fig.13 Coherence coefficient of the high void fraction experiment at 20—49 Hz

4 激振力功率谱

4.1 漩涡脱落的判定

实验直接采集到的是管周的压力. 以图 3(a)弹性管为例, 如图 14 所示, 在 10%含气率的实验组中, 均方压力没有随界面流速的增加一直升高, 在界面流速为 1.8~2.0 m/s 时压力骤降, 随后又恢复上升趋势. 结合图 15 和图 16 中激振力功率谱密度曲线, 可观察到在界面流速为 1.81 m/s 和 2.11 m/s 时在 50 Hz 处均有尖峰, 说明存在周期性漩涡脱落^[20], 此时对应的间隙流速为 1.86~2.11 m/s, 用该频率和间隙流速根据式(14)计算得到的斯特劳哈尔数(St)为 0.616~0.699. 依据 Pettigrew 等^[21]的数据, 节径比 1.41 的正三角形排列管束发生漩涡脱落时的斯特劳哈尔数约为 0.6, 与本文结果一致. 因此, 图 14 中是由于不稳

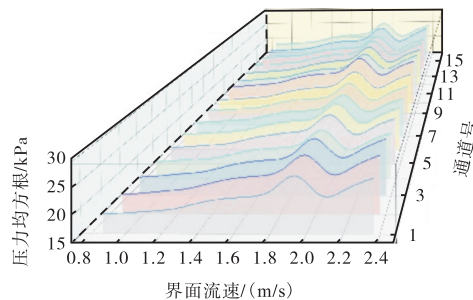


图 14 10%含气率各通道压力的均方根值和界面流速的关系

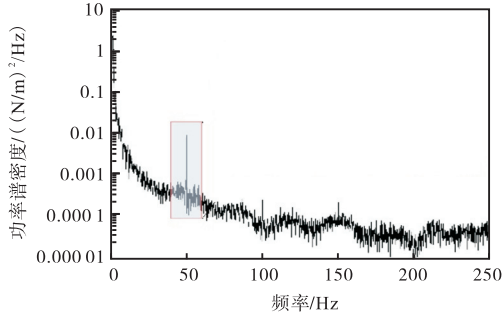
Fig.14 Relationship between RMS pressure and interfacial flow velocity at 10% void fraction

定的边界层分离导致漩涡从弹性管的两侧周期性交替脱落,引起压力分布的变化,使作用在弹性管上的流体压力的大小和方向改变,出现了压力的骤降.因此为保正弹性管处于湍流激振状态中,后续功率谱

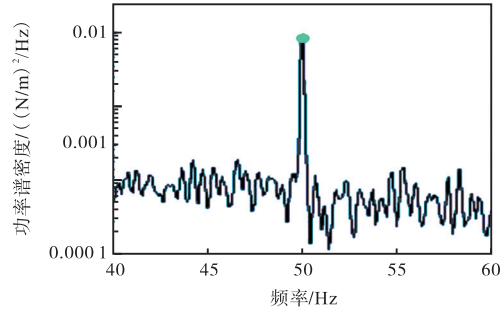
密度分析将界面流速控制在 1.8 m/s 以下.

$$Sr = fD / v_p \tag{14}$$

式中: Sr 为斯特劳哈尔数; f 为漩涡频率.



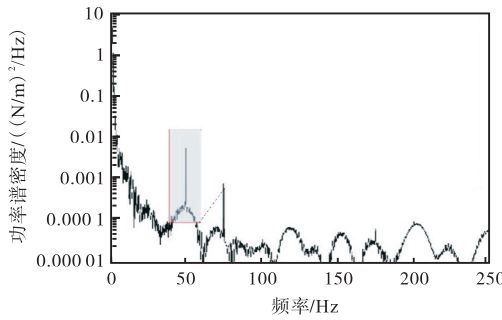
(a) 功率谱密度



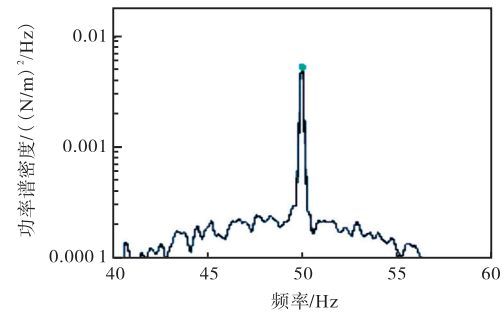
(b) 图(a)局部放大

图 15 激振力功率谱密度 ($\beta=10\%$, $v_i=1.81$ m/s)

Fig.15 Power spectral density of the excitation force ($\beta=10\%$, $v_i=1.81$ m/s)



(a) 功率谱密度



(b) 图(a)局部放大

图 16 激振力功率谱密度 ($\beta=10\%$, $v_i=2.11$ m/s)

Fig.16 Power spectral density of the excitation force ($\beta=10\%$, $v_i=2.11$ m/s)

4.2 界面流速和含气率对激振力功率谱的影响

对激振力信号进行小波去噪处理,使用周期图法进行自功率谱的计算.在双对数坐标系下,整理了固定含气率下不同界面流速时的激振力功率谱,如图 17~图 19 所示.激振力谱线拐点对应的频率为主频率,或称截断频率.3 种含气率下,激振力的主频率落在 1~2 Hz 范围内,随着含气率的升高,主频率逐渐从 1 Hz 过渡到 2 Hz.图 17 表明,在 10%含气率时,激振力谱对流速较为敏感,随着流速增加,激振

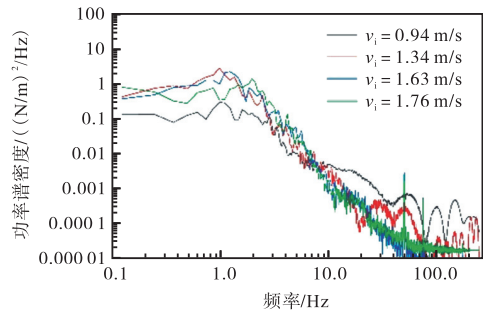


图 18 50%含气率下激振力的功率谱密度

Fig.18 Power spectral density of the excitation force at 50% void fraction

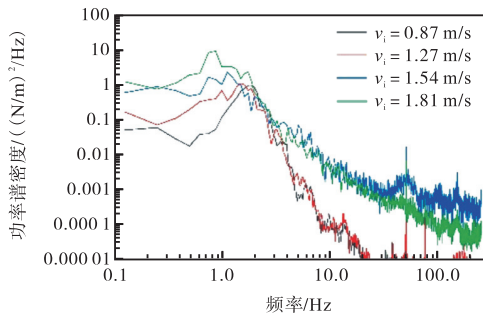


图 17 10%含气率下激振力的功率谱密度

Fig.17 Power spectral density of the excitation force at 10% void fraction

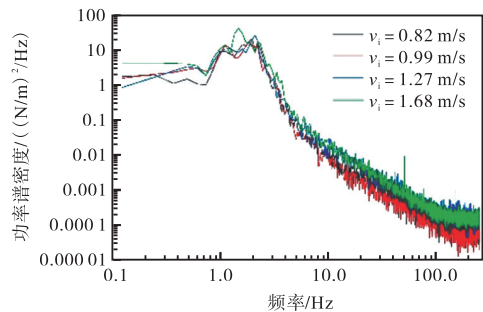


图 19 80%含气率下激振力的功率谱密度

Fig.19 Power spectral density of the excitation force at 80% void fraction

力功率谱密度逐渐增大, 激振力的能量更高. 50%含气率时, 在 2~10 Hz 范围内激振力的自功率谱对流速不敏感, 在其他频带上还是会因为流速而发生变化. 80%含气率时, 高含气率增强了流场的不均匀性和湍动程度, 流速的影响弱化, 在大致同样的流速范围内, 激振力的自功率谱在 200 Hz 频带内均未表现出明显差异.

4.3 两相流激振力实验数据的归一化结果

考虑到换热器壳程不同位置处含气率差异较大, 整个壳程流场的含气率极不均匀, 尤其是出入口位置, 高含气率位置始终在 70%以上, 而低含气率位置始终在 30%以下, 两极分化严重, 因此在对激振力归一化结果进行包络的时候按低 ($10\% \leq \beta \leq 30\%$)、中 ($40\% \leq \beta \leq 60\%$)、高 ($70\% \leq \beta \leq 90\%$) 含气率分别讨论, 给不同位置传热管的磨损计算提供更加精确的数据输入.

采用参考长度 $L_0 = 1 \text{ m}$ 、 $D_0 = 0.02 \text{ m}$ 去除管子几何形状的影响, 使用前文提到的归一化因子 f_0 和 p_0 以及相关长度 0.026 m 进行功率谱密度的无量纲化, 得到如图 20~图 22 所示的低、中、高含气率条件下的两相流激振力包络谱, 以及如式 (15)~(17) 所示的包络线. 每个包络谱都考虑了规定含气率下 3 根不同结构参数弹性管在不同流速下测量的实验结果, 样本量足够丰富. 3 个包络谱的对比如图 23 所示, 中等含气率时包络谱最高, 激振力能量最大, 其次是高含气率情况, 低含气率时激振力能量最小.

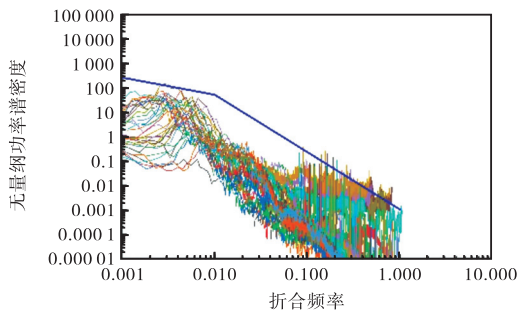


图 20 $10\% \leq \beta \leq 30\%$ 工况下的两相流激振力包络谱

Fig.20 Envelope spectrum of the two-phase flow excitation force when $10\% \leq \beta \leq 30\%$

$$\left[\bar{\Phi}_E^0 \right]_l = \begin{cases} 2f_R^{-0.7} & 0.001 \leq f_R \leq 0.01 \\ 10^{-3} f_R^{-2.5} & 0.01 < f_R \leq 1 \end{cases} \quad (15)$$

$$\left[\bar{\Phi}_E^0 \right]_m = \begin{cases} 5f_R^{-0.7} & 0.001 \leq f_R \leq 0.01 \\ 5 \times 10^{-3} f_R^{-2.2} & 0.01 < f_R \leq 1 \end{cases} \quad (16)$$

$$\left[\bar{\Phi}_E^0 \right]_h = \begin{cases} 5f_R^{-0.6} & 0.001 \leq f_R \leq 0.01 \\ 5 \times 10^{-3} f_R^{-2.1} & 0.01 < f_R \leq 1 \end{cases} \quad (17)$$

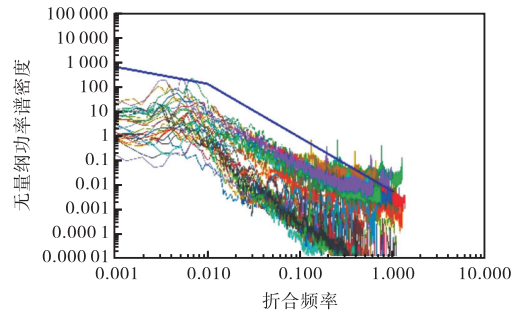


图 21 $40\% \leq \beta \leq 60\%$ 工况下的两相流激振力包络谱

Fig.21 Envelope spectrum of the two-phase flow excitation force when $40\% \leq \beta \leq 60\%$

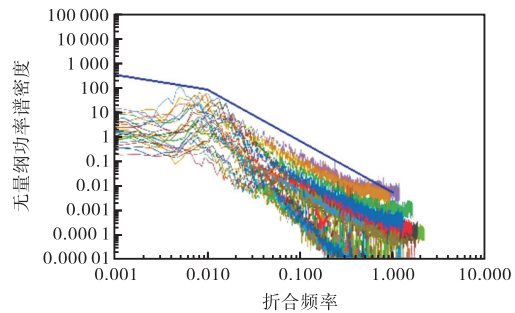


图 22 $70\% \leq \beta \leq 90\%$ 工况下的两相流激振力包络谱

Fig.22 Envelope spectrum of the two-phase flow excitation force when $70\% \leq \beta \leq 90\%$

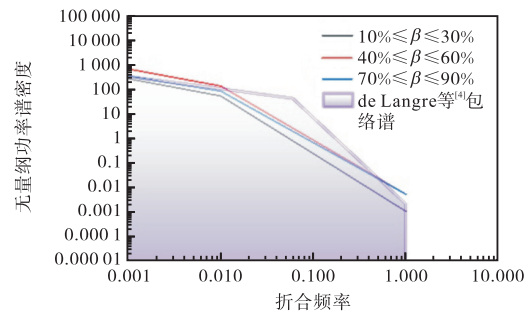


图 23 不同工况下的两相流激振力包络谱对比

Fig.23 Comparison of the envelope spectra of two-phase flow excitation forces under different conditions

5 激振力包络谱应用上的讨论

激振力包络谱在作为磨损输入时需要明确具体流速, 而目前工程应用中能够获得的参数是蒸汽和水的实际流速, 属于非均相理论, 但文献[4-5]中的包络谱大多基于均相流模型的间隙流速或界面流速. 均相流模型和滑速比模型间存在显著差异, 间隙流速和界面流速无法直接和蒸汽与水的实际流速关联起来, 导致针对具体工况确定激振力功率谱密度存在困难. 界面流速和气水两相实际流速的关联可在孔隙率经验模型中找到. Feenstra 等^[22]引入了一个预测水平管束中垂直向上两相流的空隙率的经验模型, 模型

是根据他们的 R-11 数据开发的,并与其他研究人员对垂直两相空气-水和 R-113 流经水平管束的时间平均空隙率的测量结果进行了比较,在大范围的质量通量和阵列几何形状上有良好的一致性.借助该模型经验公式可以将蒸汽-水的实际流速和间隙流速或是界面流速联系起来.在实际工程中已知管束排布、含气率、气相和液相的流速 u_G 和 u_L 、温度、压力以及对应的物性参数,可以根据式(18)计算得到毛管数 n_{cap} ,再将其代入到滑速比公式(式(19))中,求得理查德森数 Ri ,再根据式(20)计算出间隙质量流量 G_p ,从而便可得出间隙流速和界面流速.

$$n_{cap} = \frac{\mu_L u_G}{\sigma} \quad (18)$$

式中: μ_L 为液相绝对黏度; σ 为液体表面张力.

$$S = \frac{u_G}{u_L} = 1 + 25.7(Rin_{cap})^{0.5} \left(\frac{P}{D}\right)^{-1} \quad (19)$$

式中 S 为气液两相速度比.

$$Ri = \frac{\Delta\rho^2 ga}{G_p^2} \quad (20)$$

式中: $\Delta\rho$ 为相间密度差, $\Delta\rho = \rho_l - \rho_a$; a 为管之间的间隙; G_p 为间隙质量流量.

以多种工况下激振力的功率谱密度为依据求得包络谱,能够较为完整地反映激振力的能量限度.结合实际工程中已知的设备运行条件,可以得到对应的激振力上限,从而为磨损深度以及管束寿命的准确预测提供支持.

6 结 语

本文借助空气-水在 10%~90%含气率下的实验数据,分析了管间两相流激振力的频域特征.根据激振力的相干函数,确定了激振力相干系数值,并以测量间距与管径之比为自变量拟合了相干系数的曲线,结果显示,管间激振力相关性很小,相关长度不到 1 倍管径.采用 1 倍管径为相关长度计算了激振力的等效功率谱密度,以参考长度 $L_0 = 1\text{ m}$ 、 $D_0 = 0.02\text{ m}$ 和归一化因子 f_0 和 p_0 对等效功率谱密度进行了无量纲化,提出了低、中、高含气率下的包络谱.结果表明,40%~60%含气率下激振力能量最高,70%~90%含气率下激振力能量次之,10%~30%含气率下激振力能量最低,并且在折合频率大于主频时,包络线方程中折合频率的指数绝对值随含气率呈现递减趋势.

本文采用的测试管位于刚性管阵中,能够为测试管提供与实际换热器一致的周期对称性的流场环境,

两相流横掠管束的情况和换热器入口处和出口处流动相似,是流致振动、磨损较为严重的区域.测量管和周围的刚性管阵以悬臂梁的方式安装,与实际换热器中的管束受到管板和折流板等约束方式不同,主要是考虑到用悬臂梁方式安装柔性管可以充分模拟管子振动响应与流场间的互相作用,流体和固体之间的耦合作用,使得激振力功率谱实验更加严谨.由于随机信号的单次观测只能代表其在变动范围内可能的结果之一,为探索随机激振力的边界,本文用 3 种不同固有频率的柔性管进行了实验,获得的激振力功率谱是基于空气-水两相流环境下的多种含气率、多种界面流速以及多种管子尺寸的,因此选用的数据足够丰富.另外本文在获得激振力等效功率谱之后,用文献中常用的参考尺寸进行了转化,并借助频率归一化因子和压力归一化因子求得了激振力的无量纲参考等效功率谱密度及其包络线,因此本文的结果是普适的,适用于工程实践.

参考文献:

- [1] 矫明,徐宏,程泉,等.新型高效换热器发展现状及研究方向[J].化工装备技术,2007,28(6):41-46.
Jiao Ming, Xu Hong, Cheng Quan, et al. Development status and research of new high-efficiency heat exchangers[J]. Chemical Equipment Technology, 2007, 28(6): 41-46 (in Chinese).
- [2] 张玉福,苏厚德,沈溃领,等.管壳式换热器换热管的泄漏失效原因[J].腐蚀与防护,2023,44(1):97-101.
Zhang Yufu, Su Houde, Shen Kuiling, et al. Failure reason of the tube leakage in shell and tube heat exchanger[J]. Corrosion & Protection, 2023, 44(1): 97-101 (in Chinese).
- [3] Mitra D, Dhir V K, Catton I. Fluid-elastic instability in tube arrays subjected to air-water and steam-water cross-flow[J]. Journal of Fluids and Structures, 2009, 25: 1213-1235.
- [4] de Langre E, Villard B. An upper bound on random buffeting forces caused by two-phase flows across tubes[J]. Journal of Fluids and Structures, 1998, 12(8): 1005-1023.
- [5] 姜乃斌,臧峰刚,张毅雄,等.横掠管束的两相流湍流激振力的包络谱研究[J].原子能科学技术,2016,50(9):1634-1640.
Jiang Naibin, Zang Fenggang, Zhang Yixiong, et al. Research on upper bound of buffeting force caused by

- two-phase flow across tube bundle[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2016, 50: 1634-1640(in Chinese).
- [6] Taylor C, Pettigrew M J. A design guideline for random excitation forces due to two-phase cross flow in tube bundles[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2020, 142: 1-9.
- [7] Huang X A, Liu S, Feng Z P, et al. Study on method of response under turbulence excitation of steam generator heat transfer tube in two-phase flow[C]//Proceedings of the ASME 2021 Pressure Vessels and Piping Conference. 2021: 1-8.
- [8] Álvarez-Briceño R, Kanizawa F T, Ribatski G, et al. Experimental estimation of equivalent loads on upward two-phase crossflow in tube bundles via Kalman filtering[J]. Journal of Fluids and Structures, 2023, 120: 103900.
- [9] Borsoi L, Piteau P, Delaune X, et al. Primitive model for the random excitation of a tube under two-phase cross flow[C]//Proceedings of the ASME 2016 Pressure Vessels and Piping Conference. Vancouver, British Columbia, Canada, 2016: 1-12.
- [10] Chen Y, Ling Z, Bao S, et al. Time and frequency domain analyses of fluid force fluctuations in a normal triangular tube array in forced vibrations[J]. Annals of Nuclear Energy, 2020, 145: 1-14.
- [11] Deri E. Influence of the pitch-to-diameter ratio on two-phase flow-induced forces across a tube bundle[C]//Proceedings of the ASME 2019 Pressure Vessels and Piping Conference. San Antonio, USA, 2019: 1-7.
- [12] Axisa F, Antunes J, Villard B. Random excitation of heat exchanger tubes by cross-flows[J]. Journal of Fluids and Structures, 1990, 4: 321-341.
- [13] Blevins R D, Gibert R, Villard B. Experiment on the vibration of heat exchanger tube arrays in cross-flow [C]//Proceedings of 6th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology. Paris, France, 1981: 1-27.
- [14] Huang X, Liu S, Feng Z P, et al. Study on the calculation method of correlation length of power spectral density function of two-phase flow in heat transfer tube of steam generator[J]. Strength of Materials, 2023, 55: 205-213.
- [15] Taylor C E, Pettigrew M J, Currie I G. Random excitation forces in tube bundles subjected to two-phase cross-flow[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1996, 118: 265-277.
- [16] 陈文振, 匡波, 张志宏, 等. 气液两相流动[M]. 北京: 科学出版社, 2022.
Chen Wenzhen, Kuang Bo, Zhang Zhihong, et al. Gas-Liquid Two-Phase Flow[M]. Beijing: Science Press, 2022(in Chinese).
- [17] Nakamura T, Hirota K, Tomomatsu K. Some problems on the estimation of flow-induced vibration of a tube array subjected to two-phase flow[C]//Proceedings of the JSME Annual Meeting. Nagoya, Japan, 2000: 927-928.
- [18] Jiang N B, Chen B, Zang F G, et al. An unsteady model for fluidelastic instability in an array of flexible tubes in two-phase cross-flow[J]. Nuclear Engineering and Design, 2015, 285: 58-64.
- [19] 姜乃斌, 臧峰刚, 张毅雄, 等. 管束间空气-水两相流激振力特性及归一化方法研究[J]. 原子能科学技术, 2016, 50(6): 1084-1089.
Jiang Naibin, Zang Fenggang, Zhang Yixiong, et al. Research on characteristics and normalization of buffeting force in tube bundles subjected to air-water two-phase flow[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2016, 50(6): 1084-1089(in Chinese).
- [20] Oengoren A, Ziada S. An in-depth study of vortex shedding, acoustic resonance and turbulent forces in normal triangle tube array[J]. Journal of Fluids and Structures, 1998, 12(6): 717-758.
- [21] Pettigrew M J, Taylor C E. Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: An overview—Part 2: Vibration response, fretting-wear, guidelines[J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 18: 485-500.
- [22] Feenstra P, Weaver D, Judd R. Damping and fluidelastic instability of a tube array in two-phase R-11 cross-flow[C]//Proceedings of the ASME 1996 Pressure Vessels and Piping Conference. Montreal, Canada, 1996: 89-102.

(责任编辑: 田军)