

文章编号: 1007-7294(2026)02-0248-12

错列双弹性管涡激振动干涉的仿真研究

贾静梅, 陈正寿

(浙江海洋大学 船舶与海运学院, 浙江 舟山 316022)

摘要: 多立管间的振动干涉现象是海洋工程领域备受关注的热点问题。错列弹性双管作为一种基础模型, 被广泛用于分析多管系统中的涡激振动行为。本文采用双向流-固耦合方法, 对错列弹性双管涡激振动响应特性开展仿真计算研究。计算结果表明, 错列角度的变化对上、下游管横流向和顺流向振动响应的影响各异。受近距离干扰的影响, 下游管的振幅相比上游管普遍较大, 更容易呈现“模态竞争”现象; 由于错列角度和较小间距比的影响, 流体与双管之间的耦合作用非常强烈, 导致无法在双管尾流区形成规则脱落的漩涡。通过对双管均方根振幅包络的峰、谷处的振动响应及相位差分析发现, 当双管错列角度由 15° 增至 60° 时, 尾涡脱落模式由“2P”变为“2S”, 上游管受到的流体激励频率和强度减弱, 同时双管间的振动位移相位差、升力系数相位差均有所减小。

关键词: 振动干涉; 错列; 涡激振动; 流-固耦合; 多模态响应

中图分类号: P752 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2026.02.006

Numerical study on vortex-induced vibration interference of dual staggered flexible pipes

JIA Jing-mei, CHEN Zheng-shou

(School of Naval Architecture and Maritime, Zhejiang Ocean University, Zhoushan 316022, China)

Abstract: The phenomenon of vibration interference among multiple risers is one of the hot topics in ocean engineering. As a basic model of multi-pipe systems, the dual staggered flexible pipe system is widely used to analyze vortex-induced vibration (VIV) behavior. In this paper, the VIV characteristics associated with a dual staggered flexible pipe system is investigated by a two-way fluid-structure interaction method. The results show that the influence of staggered angles on the in-line and cross-flow vibration responses of upstream and downstream pipes is distinctly different. Owing to the short-range interference between dual pipes, the amplitude of downstream pipe is generally larger than that of upstream pipe, more likely to demonstrate "multi-mode competition" phenomenon. Due to the effect of staggered arrangement and small spacing ratio, the interaction between fluid and dual pipes is relatively strong, leading to the failure of forming regular shedding vortex in the wake of the dual pipe system. Through the analysis of vibration response and phase difference at the peaks and valleys of RMS amplitude envelopes, related to the dual staggered flexible-pipe, it is found that when the staggered angle of dual flexible-pipes increases from 15° to 60° , the vortex shedding mode changes from "2P" to "2S", the fluid excitation frequency and intensity of the upstream pipe become weakened, and the vibration displacement phase difference and lift force coefficient phase difference of the upstream and downstream pipes are reduced.

收稿日期: 2025-08-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(41776105); 浙江省自然科学基金资助项目(LY20E090003)

作者简介: 贾静梅(2000-), 女, 硕士研究生, E-mail: 17731051976@163.com;

陈正寿(1979-), 男, 博士, 教授, 通讯作者, E-mail: aaacz@163.com。

Key words: vibration interference; staggered arrangement; vortex-induced vibration; fluid-structure interaction; multi-mode response

0 引言

在深海石油开采系统中, 柔性输油立管通常不是单独设置, 而是以弹性管组的形式存在。双管是众多学者研究多管涡激振动所经常采用的一种基础形式, 除考虑管体材质属性和外流速度等差异外, 双管的空间布置方式通常也是需要考虑的特性因素之一。根据实际工程应用场景的不同, 主要考虑的双管布置范围在 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ 之间, 其中 θ 为“错列角度”, 是两管中心连线和来流方向之间的夹角, 而 $\theta = 0^\circ$ 为双管串联布局方式。由于海流方向的多变, 双管错列排布是常见的情况。

在刚性双圆柱体的涡激振动研究领域, Qin 等^[1] 对具有不同固有频率的弹性支撑双圆柱涡激振动进行了试验研究, 发现圆柱不同的固有频率可以抑制圆柱在不同速度范围内的涡激振动。Zhu 等^[2] 通过数值模拟低雷诺数下不等直径串联刚性双圆柱的涡激振动过程, 发现主模态的竞争与振动位移和升力的相位角以及升力的大小密切相关。冯蕾等^[3] 模拟了不同雷诺数下串联双圆柱的涡激振动过程, 发现增大湍流强度会削弱振动偏移现象, 导致圆柱尾涡拉长。Li 等^[4] 对双自由度交错的弹性支撑刚性圆柱在亚临界雷诺数下的涡激振动进行了研究, 发现当旋涡脱落频率接近结构固有频率时, 下游圆柱由于尾流干扰产生额外的尾迹诱发振动。Huang 等^[5] 对两个弹性支撑的刚性交错圆柱进行了试验, 发现下游圆柱的涡激振动特性与圆柱间距密切相关, 当两圆柱间距大于 3 倍圆柱直径时, 上游圆柱对下游圆柱的干扰减弱。上述有关刚性双圆柱体的研究, 主要集中在不同布置方式下圆柱体的振动响应方面, 而实际工程中, 两个近距离布置的海洋立管通常具有大长径比, 与此相关的多模态振动、管轴波形演变特征等的研究尚不多见。

在大长径比错列弹性双管涡激振动研究领域, 徐万海等^[6] 采用模态分析法, 开展了双弹性圆柱的流激振动模型试验, 结果表明, 当弹性圆柱错列排布时, 下游圆柱在横流向和顺流向的振动频率十分接近, 且顺流向的振动位移较单圆柱工况显著增大。Chen 等^[7] 研究了低雷诺数剪切流作用下弹性双管的尾迹干涉响应和展向波形影响, 发现剪切流和轴间距分别对双管的主振型和次级振型起着重要作用。但关于大长径比错列双弹性管在不同错列角度下的双管之间的升力系数相位差、振动位移相位差变化规律的研究仍相对较少。

在一定间距比和错列角度的共同影响下, 大长径比的弹性双管可表现出更复杂的动力学行为。本文通过双向流-固耦合技术, 基于大长径比弹性双管模型, 研究均匀来流和不同错列角度下弹性双管的多模态振动特性, 对比分析管体振型、沿管轴向的波形演变特征, 还有在波谷和波峰两个特定位置上双管的周期性位移和升力系数变化, 双管之间振动位移相位差和升力系数相位差, 以及四个典型时刻管周围的涡旋脱落的瞬态情况。通过详细阐述不同错列角度工况下交错双管系统的振动响应特性, 以为真实海况中海洋管道的设计和安全评估提供一定的理论参考。

1 数值方法与计算模型

1.1 双向流-固耦合求解

本研究拟采用 STAR-CCM+双向流-固耦合求解方法完成。其双向流-固耦合计算先利用流场求解器确定流体对立管的动力载荷, 再将流体动力载荷传递至固体位移求解器以求解管体变形, 并将变形信息反馈至流体域以更新网格。最后采用任意拉格朗日-欧拉方案和径向基函数插值方法分别处理弹性管体模型边界和内部网格节点的移动。下一时间步则从求解更新后的计算域网格上重新开始计算, 这种交互式过程将迭代重复进行。

Fig.1 Computational domain and boundary conditions

管对下游管的振动响应有不同的影响。当轴间距 $P \leq 3.5D$ 时, 上下游管之间存在紧密的同相顺流向振动状态。当轴间距较大时, 侧倾挠度达到最大值。另一方面, 在 $2D \sim 5D$ 的间距范围内, 上游圆柱对下游圆柱的流体载荷和随之产生的运动响应有强烈的影响。如图 2 所示, P 为两个管体的中心间距, 间距比设为固定值 $P/D = 3$, θ 是流动方向和双管中心连线之间的角度, 本文选取等间隔的五个角度 ($\theta = 0^\circ$ 、 15° 、 30° 、 45° 和 60°) 进行数值仿真计算。在相应的模型试验中, 参考 Chen 等^[7, 13] 的相关试验, 采用质轻且坚硬的玻璃纤维增强塑料 (Fibreglass Reinforced Plastics, FRP) 作为弹性管材料, 具体参数如表 2 所示。

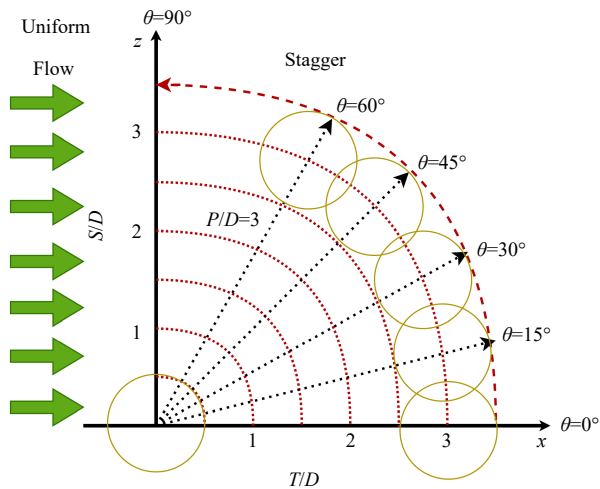


图 2 错列双管剖面

Fig.2 Sectional view of staggered dual pipes

如图 3(a)所示, 流体域的网格拓扑结构采用多面体网格技术。为保证计算精度和减少网格数量, 对靠近管体表面的流体域网格进行局部加密, 而在远离管体结构的其他流体域则采用较粗糙的计算网格。如图 3(b)所示, 对于管体结构的网格划分, 双管横截面采用环形结构, 沿截面圆周方向离散为 80 个单元, 并通过定向网格技术沿管轴向均匀拉伸。

1.4 计算可靠性验证

通过傅里叶功率谱识别主频的方法, 对采用不同度量单位的模型试验和数值模拟数据进行对比验证。图 4 给出了剪切流速下的 FRP 管跨中处振动位移功率谱密度对比结果。线 1 和线 2 分别代表模

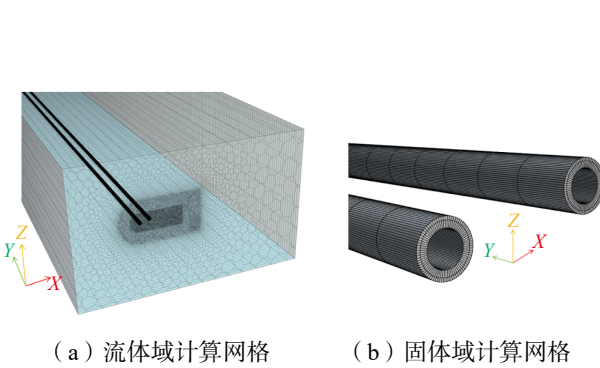


图 3 流体域和固体域网格划分

Fig.3 Meshing of fluid and solid domains

表 2 管模型参数

Tab.2 Parameter of the pipe model

特征元素	数值	单位
管体长度 L	16	m
FRP管外径 D	34.80	mm
弯曲刚度 EI	575.6	$\text{N}\cdot\text{m}^2$
质量比 m^*	0.82	/
结构阻尼 c	2.34%	/

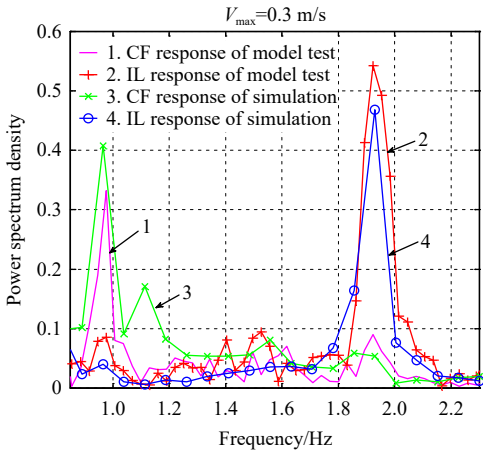


图 4 $V_{\max} = 0.3 \text{ m/s}$ 时, 试验值^[14]和数值模拟结果的频谱对比

Fig.4 Spectral comparison between experimental^[14] and simulated results at $V_{\max} = 0.3 \text{ m/s}$

型试验中测得的横流向和顺流向应变时间历程的功率谱密度,其对应的纵坐标为功率谱密度(模型试验),横坐标为频率单位 Hz;线3和线4分别表示在数值仿真中监测到的横流向和顺流向振动位移时间历程的功率谱密度分布,其对应的纵坐标为功率谱密度(数值仿真),横坐标为频率,单位 Hz。从以上频谱对比分析可以发现,在数值模拟中观察到的主频分布与试验结果^[14]吻合良好。由此证明了本文采用的流-固耦合数值方法的可靠性。

2 结果分析

2.1 均方根振幅响应分析

上、下游弹性管的不同错列角度会显著影响双管的涡激振动响应,本节主要研究两管间距固定为 $3D$ 、错列角不同的情况下的振动响应的幅值差异。在此设定外流场最大速度为 $V=0.4\text{ m/s}$,对应雷诺数 $Re=17\,847$,对比分析五种不同的错列角度 $\theta=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 的计算结果。在所有算例中,沿双管轴线方向固定间隔均匀布设多个监测点,可分别获得每个监测点的顺流向和横流向的时域位移数据。在仿真计算中,随着外流场流速从零逐步增至最大,双管从初始平直状态开始发生变形,并表现出顺流和横流方向的振动,这些振动随流速增加而逐步加剧,最终趋于稳定。这里在处理立管振动位移信号时,采用了一种针对非平稳随机振动过程的经验模态分解方法^[15]:首先去除其顺流向的时均静态变形(即非模态项),剩余信号组分可以看作是瞬变涡激振动部分,接着计算其瞬态振幅;然后将这些瞬态振幅除以管径 D 进行无量纲化处理,得到新的时间序列 A/D ;最后,获得 A/D 序列均方根值,即 $\text{RMS } A/D$ 。此外,采用三次样条插值法,将监测点及其边界端点进行平滑连接,得到错列角度工况下双管横流向和顺流向沿管轴向的时均 $\text{RMS } A/D$ 值形成的包络图,以此表示沿管轴振动能量的强弱。图5为 $V=0.4\text{ m/s}$ 时,五种不同的错列角度 $\theta=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 下弹性双管在横流向和顺流向上沿管轴向的时均 $\text{RMS } A/D$ 值形成的包络图,用于表示上、下游管在横流向和顺流向上的振动响应,图中纵坐标 y/L 表示无因次化的管跨位置,us代表上游管,ds代表下游管。

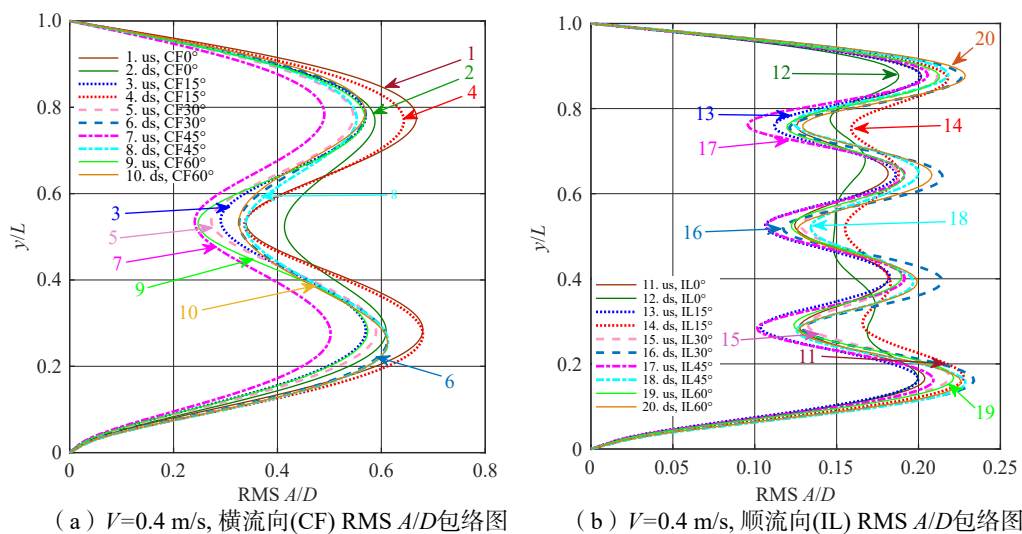


图5 不同错列角度所对应的沿管道跨度时均 $\text{RMS } A/D$ 值包络图

Fig.5 Envelope diagrams of time-averaged $\text{RMS } A/D$ along the pipeline span corresponding to different staggered angles

图5(a)中1~10号曲线分别表示上、下游管在横流向上对应的 $\text{RMS } A/D$ 包络。在各错列角度下,上、下游管的横流向振动响应其显性振动模态均为二阶,其中当 $\theta=0^\circ$ 时,上、下游管的 $\text{RMS } A/D$ 最大值分别为0.680、0.609;当 $\theta=15^\circ$ 时,上、下游管的 $\text{RMS } A/D$ 最大值分别为0.570、0.679; $\theta=30^\circ$ 时,上、下游管的 $\text{RMS } A/D$ 最大值分别为0.589、0.613;当 θ 增大至 45° 时,上、下游管的 $\text{RMS } A/D$ 最大值

有所减少,其值分别为 0.502、0.612;当 θ 进一步增大至 60° 时,下游管的 RMS A/D 最大值再次减少,此时上、下游管的 RMS A/D 最大值分别为 0.573、0.611。总体而言,在横流向上 θ 的变化对下游管的影响非常明显,下游管的 RMS A/D 最大值随着错列角度的增加呈减小趋势。这是因为较大的错列角度使得上游管脱落的涡流更广泛地分散在流体中,进而减少涡流对下游管的集中冲击。另一方面错列角度的增加导致上、下游管之间的相位差异发生变化,这种变化增强两者之间的“反相同步”振动,进而下游管的 RMS A/D 最大值呈减小趋势。

图 5(b)中 11~20 号曲线表示上、下游管在顺流向上对应的 RMS A/D 包络。当 $\theta = 0^\circ$ 时,上、下游管在顺流向上对应的 RMS A/D 最大值分别为 0.203、0.199。下游管出现不明显的四阶振动模态,这是由于尾迹“遮蔽”效应^[16]和上游管涡脱落效应共同作用,产生的多模态现象。当 $\theta = 15^\circ$ 时,上、下游管的 RMS A/D 最大值分别为 0.201、0.228; $\theta = 30^\circ$ 时,上、下游管的 RMS A/D 最大值分别为 0.219、0.233;而当 θ 增大至 45° 时,上、下游管对应的 RMS A/D 最大值分别为 0.209、0.228;当 θ 进一步增大到 60° 时,其在顺流向上对应的 RMS A/D 最大值分别为 0.221、0.229。对于 $\theta = 15^\circ$ 、 30° 、 45° 、 60° 这四种错列工况,表现出了相对明显的四阶振动模态,且上游管的 RMS A/D 最大值随 θ 增大也呈现增大趋势。从图 5(b)的 5 个特征工况下的结果可看出,在错列角度较小($0^\circ < \theta \leq 45^\circ$)时,下游管在顺流向上的振动响应大体都比上游管剧烈;错列角度较大($\theta > 45^\circ$)时,双管在顺流向上的振动响应值相差较小,这与 Prasanth 等^[17]研究的结论基本一致。

综上所述,当 $\theta = 0^\circ$ 时,由于上游管对下游管产生“遮蔽”效应,减少了直接作用于下游管的涡流数量和强度。这种效应导致流体流动特性的变化,进而使得下游管处的流致振动(WIV)能量降低,因此下游管在横流向上的 RMS A/D 最大值明显小于上游管。随错列角度的增大,上游管对下游管“遮蔽”作用逐渐减弱,在 $\theta = 15^\circ$ 、 30° 、 45° 、 60° 的不同工况下,错列布置使得流体在两管之间的流动路径发生变化,导致下游管受到的流体激励增大,特别是当 $\theta = 15^\circ$ 时,下游管处于上游管尾流的高能量区域,这种位置的流致振动有利于下游管高阶模态的激发,因此导致下游管 RMS A/D 值增大。另一方面, RMS A/D 值沿管跨的空间分布不对称,从每个工况的 RMS A/D 包络图可以看出,弹性管在顺流向和横流向 RMS A/D 包络图的波谷(振动响应包络的极小值点,不包括两端的节点)均不等于零,该现象说明存在三种可能:一是沿管轴的振动模态并不单一,存在振动模态共存的现象;二是在较大外流场流速下,沿管轴的单一的振动波形出现驻波主导、行波偶发的现象^[13];三是以上两种现象同时存在。

2.2 管轴波形演变特征

当管体的振型发生变化时,沿管轴向的振动能量传递也会随之改变。一般情况下,可通过双管中的驻波和行波来描述振动能量的传输情况。本节对不同工况下双管瞬态振动能量沿轴向的传播和演变特征展开研究,以阐述多模态现象的时间演变,并为 2.1 节中基于时均 RMS A/D 包络图得出的结论提供进一步验证。图 6、图 7 分别展示了双管外流场速度为 $V = 0.4$ m/s、五种不同的错列角度 $\theta = 0^\circ$ 、 15° 、 30° 、 45° 、 60° 的工况下顺流向上归一化振动位移 dx/D 的瞬时局部振动强度。其中,横坐标的变量 t/T 表示归一化时间,它的形式是测量时间 t 被整个采样周期 T 归一化;纵坐标 y/L 表示测量位置在管体上的归一化轴向位置。右侧的比色刻度尺代表正负方向上位移值的大小,深红、深蓝色区域表示在该时刻管体振动位置偏离初始位置较大。

在 $\theta = 0^\circ$ 的工况下,如图 6(a)、(d)所示,上、下游管主导振模态为四阶;且观察到上、下游管沿管轴方向位置分别在 $y/L \in (0.06, 0.69)$ 、 $(0.06, 0.44)$ 、 $(0.47, 0.97)$ 、 $(0.09, 0.53)$, 以及 $y/L \in (0.38, 0.97)$ 空间上出现短暂波形特征,在时间上间断但沿轴向空间上连续的带状区域,即瞬态局部行波。驻波代表能量在局部管段上的维持,行波则代表振动能量沿不同管段轴向传递^[13]。由于 $V = 0.4$ m/s 速度较小,无法在短时间内实现从流体到结构物持续的能量传递,难以形成可以不间断传递的行波;另外由于弹性管不够长,也会导致行波持续的时间也比较短,因此行波或混合波形较少,大多以驻波形式存在。下游管在 $t/T \in (0.00, 0.73)$ 时段内出现混合模态现象,其后在 $t/T \in (0.73, 1.00)$ 时段内以四阶振动模态为主。这

是由于在模态切换的过程中, 涡流脱落模式的变化会引起不同模态的激励, 下游管整体呈较弱的四阶模态。当 $\theta = 0^\circ$ 时, 由于此时的串列排布方式使得下游管受到上游管的遮蔽效应, 下游管在顺流向上的混合模态现象与 2.1 节中的图 4(b) 观察到的结果完全一致。

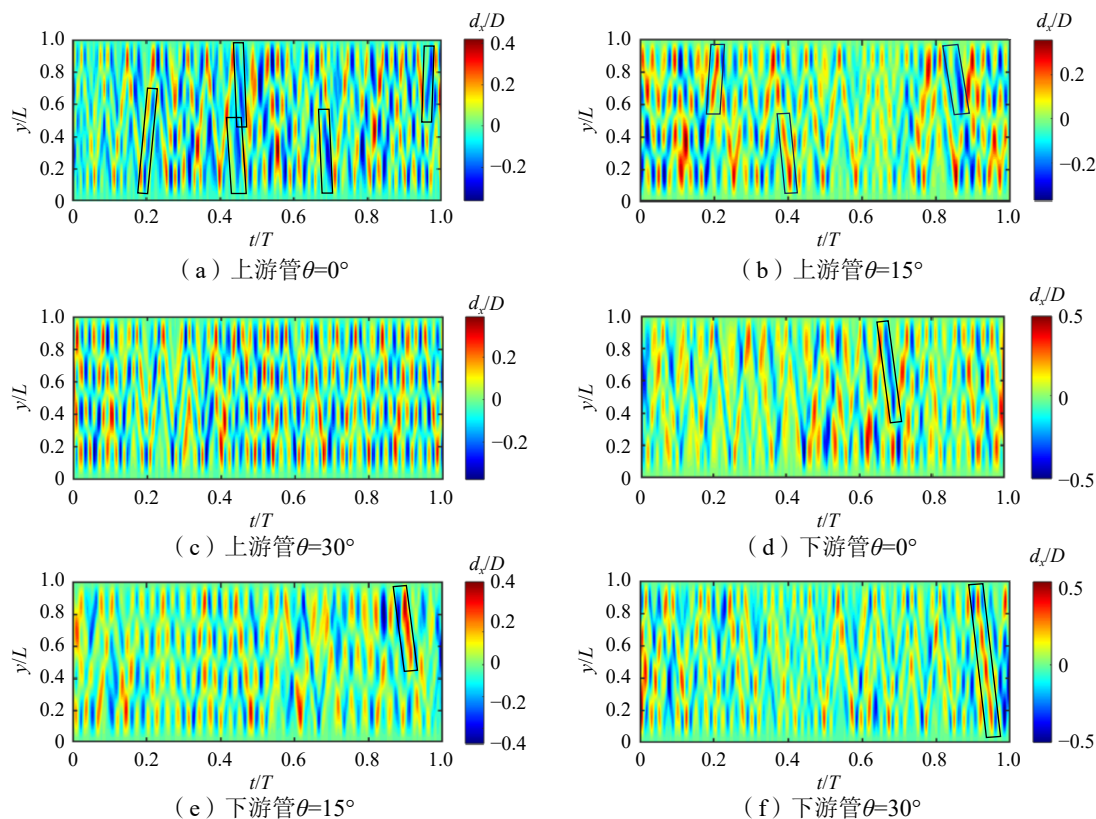


图 6 $V = 0.4 \text{ m/s}$ 时, 不同错列角度下顺流向无量纲振动位移时程空间演化

Fig. 6 Temporal-spatial evolution of normalized in-line vibration displacement in the case of different angles when $V = 0.4 \text{ m/s}$

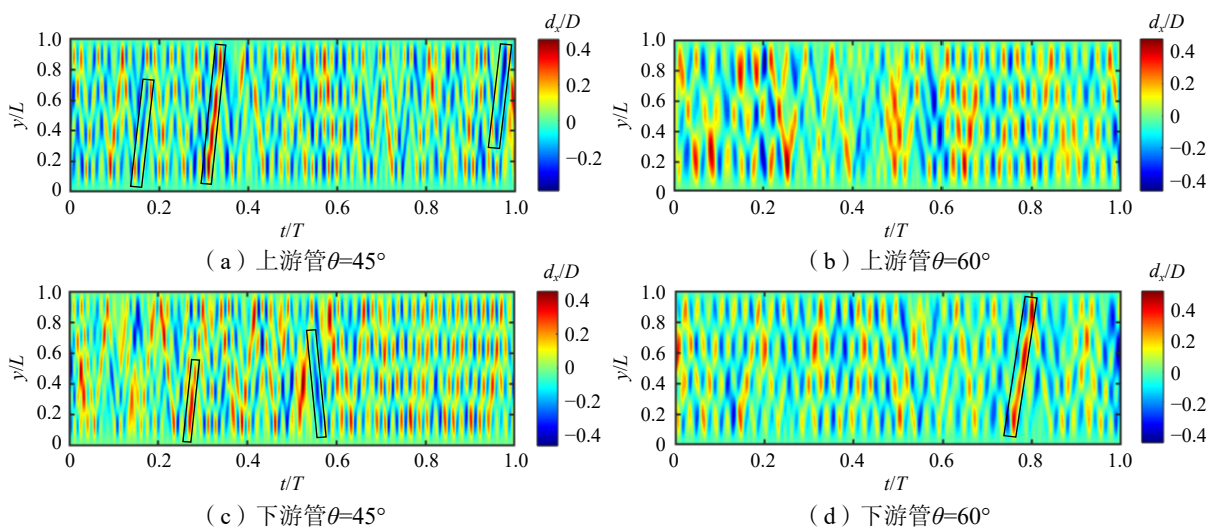


图 7 $V = 0.4 \text{ m/s}$ 时, 不同错列角度下顺流向无量纲振动位移时程空间演化

Fig. 7 Temporal-spatial evolution of normalized in-line vibration displacement in the case of different angles when $V = 0.4 \text{ m/s}$

在 $\theta = 15^\circ$ 工况下, 如图 6(b) 所示, 上游管在 $t/T \in (0.00, 0.55)$ 时间段内以四阶振动模态为主, 而在 $t/T \in (0.55, 0.71)$ 时间段内由四阶振动模态切换到微弱的五阶振动模态, 在 $t/T \in (0.71, 1.00)$ 时段内又切换回四阶主振模态; 且在 $y/L \in (0.56, 0.97)$ 、 $(0.06, 0.53)$ 、 $(0.53, 0.86)$ 黑色方框所标区域, 观察

到瞬态局部行波。如图 6(e)所示,下游管在 $y/L \in (0.56, 0.97)$ 、 $(0.44, 0.97)$ 黑色方框所标区域也出现瞬态局部行波;在 $t/T \in (0.00, 0.58)$ 时段内以四阶振动模式为主, $t/T \in (0.58, 1.00)$ 时段内出现短暂三阶振动模式。这里双管振动响应表现为驻波主导和间歇性瞬态局部行波交替出现的情形,这是因为错列角度较小时,会在局部区域造成流场扰动,这些扰动可以引起局部的流体动力变化,导致瞬态局部行波的产生。流体与双管的相互作用在不同模式下表现出不同的动力学特性,使得上、下游管会满足不同的共振条件,触发振动模式转换。

在 $\theta = 30^\circ$ 工况下,如图 6(c)所示,上游管在整个时段内呈现出相对较稳定的驻波形式的四阶振动模式,振动能量自始至终无明显变化。而如图 6(e)所示,下游管在 $t/T \in (0.00, 0.34)$ 时段内主要以四阶振动模式为主;在 $t/T \in (0.34, 0.53)$ 时段内,可以明显地观察到从四阶主振模式到五阶振动模式的转换,其后 $t/T \in (0.53, 1.00)$ 时段内切换回四阶主振动模式,且在 $y/L \in (0.06, 0.97)$ 空间上出现行波。此时下游管相对于上游管整体振动偏强,不同模式的振动能量以行波的形式沿着管体传播,这种传播可以导致振动模式的切换,因此出现明显的驻-行波耦合的混合模式。

如图 7(a)所示,在 $\theta = 45^\circ$ 时,上游管相关的顺流向振动以四阶振型的驻波为主,并伴随着短时的局部行波;与 $\theta = 0^\circ$ 、 15° 、 30° 较小错列角度相比,此时瞬态局部行波在轴向的长度 $y/L \in (0.06, 0.75)$ 、 $(0.06, 0.97)$ 、 $(0.25, 0.98)$ 范围明显增大。这是因为随着错列角度的增大,流体在两管之间形成不同的流动模式,这种模式的变化有助于局部行波的稳定传播。下游管如图 7(c)所示,沿管轴在 $y/L \in (0.06, 0.53)$ 、 $(0.06, 0.72)$ 空间上出现瞬态局部行波,整个时段内表现出驻波和行波耦合的混合模式,在 $t/T \in (0.00, 0.31)$ 时段内呈现较弱的五阶振动模式,后续在 $t/T \in (0.31, 1.00)$ 时段内由五阶振动模式切换回四阶主振模式。

图 7(b)所示,在 $\theta = 60^\circ$ 工况中,上游管在 $t/T \in (0.00, 0.26)$ 时段内以三阶振动模式为主,在 $t/T \in (0.26, 0.48)$ 时段内观察到不明显的五阶振动模式,并在该时段内又切换回四阶主振模式。这是一个典型的相邻模式之间的振动模式竞争的过程,是模式与流体结构之间振动能量传递的结果。如图 7(d)所示,下游管顺流向呈现相对较稳定的四阶振动模式,在 $t/T \in (0.76, 0.80)$ 时间段内、 $y/L \in (0.06, 0.97)$ 空间上出现行波,这是由于错列角度的相对增大导致流体与下游管之间的相互作用增强,尤其是当流体的冲击作用变得更加显著时,这种增强的相互作用会激发行波。

通过系统地比较图 6~7 的结果,发现沿着双管波形具有两个典型特征。首先,波腹位置的振动强度随时间变化出现明显的交替波峰-波谷现象,即使驻波占主导地位,上波腹和下波腹的振动强度差异也很大。其次,当 θ 从 0° 上升到 60° 时,可以观察到其主振型保持不变,而瞬态局部行波在轴向上长度有所增加。总的来说,当流速较小时,流体向结构体的能量传递不会沿双管轴向永久保持一个显著的行波,这也是在这些情况下没有发现连续显著行波区域的主要原因。

2.3 相位差及尾涡模式

双管沿轴向的主要振动模式通常在瞬态振幅最大的区域被触发,而非主要的或随机激活的振动模式则多出现在振幅较小的区域。为了进一步探究尾流湍流强度兴衰的内在机制,本节选取了 $V = 0.4 \text{ m/s}$, $\theta = 15^\circ$ 、 60° 两个代表性工况,并在波谷($y/L = 8.5/16$)、波峰($y/L = 12.5/16$)处进行了研究。图 8、图 9 的(a)~(b)、(c)~(d)、(e)~(l)分别展示了在波谷和波峰两个特定位置,错列弹性双管的周期性位移和升力系数变化曲线,以及双管之间位移、升力系数相位差^[18],连同四个典型时刻管周围的涡旋脱落的瞬态情况。在此,选取了一个稳定的振动响应周期进行展示,而非振动的加速或减速阶段,以揭示在特定振动阶段,尾流特性是如何影响双管的动态响应。其中,横坐标的变量 t/T 表示归一化时间,它的形式是测量时间 t 被整个采样周期 T 归一化。图例中的 $us, d_{CF}/D$ 、 $ds, d_{CF}/D$ 分别表示上、下游管横流向的归一化位移, us, C_L 、 ds, C_L 分别表示上、下游管归一化升力系数, $us|ds, d_{CF} \text{ phase}$ 、 $us|ds, C_L \text{ phase}$ 分别表示上、下游管之间的横流向位移相位差和升力系数相位差。

尾流中周期性脱落的涡旋导致双管受到周期性的升力和变化的拖曳力的影响,这种力的作用使得

双管产生明显的周期性振动,而这种振动又反过来影响尾流结构,导致双管的振动响应呈现出一定程度的无序性和不确定性。在单个振动周期内,管的上下方均会出现单个或成对的涡旋脱落现象,其中蓝色系和红色系分别表示两个不同方向的涡流。如图8所示, $\theta = 15^\circ$ 时,双管的振动位移和升力系数的相位差区间在波谷、波峰处分别为 $us|ds\ d_{CF}phase \in (-8^\circ, 4^\circ)$ 、 $us|ds\ C_L phase \in (-6^\circ, 0^\circ)$; $us|ds\ d_{CF}phase \in (-8^\circ, 0^\circ)$ 、 $us|ds\ C_L phase \in (0^\circ, 13^\circ)$ 。双管在横流向的振动位移差允许上游管在较小的错列角度下仍有足够的空间产生涡旋脱落,这一现象导致上游管的尾涡边界会重新附着到下游管,进而促进下游管自身的涡旋脱落。在波谷处,上游管和下游管的间隙区域以及下游管近尾迹处形成了所谓的“2P”型涡脱落模式,即每一个运动周期泻放出两对逆向旋转的泻涡。在波峰处,双管间流态呈现明显的剪切层再次附着^[19],轨迹相对于波谷处显得更加杂乱无序,此时下游管经历了大振幅的流致振动。此外,在这些“2P”型涡胞的周围,可以观察到一些微小涡旋。这是因为在波峰处,结构处于一个更有利于流体激励的位置,这种位置导致流固耦合效应变得更加显著,从而增加轨迹的无序性。值得注意的是,上游管分离的剪切层在脱落到下游管后方时会变得杂乱无章,这导致下游管周围的涡强度明显增大。因此,下游管的涡流脱落受到干扰,其振动被激发,这也是导致下游管振动强度相对较大的原因。与2.1节的图4(a)中 $\theta = 15^\circ$ 时观察到的结果一致。管间流动和下游管的大振幅运动是一个相互调节的过程,上游管的尾涡从两管之间的间隙通过,增大了下游管一侧的涡量,提供维持下游管的大振幅振动的动力。反过来,下游管的大振幅振动又给予了间隙流足够大的通过空间。因此,这可以看作是管间流动和下游管之间的一种“相互调节”,正是这种“相互调节”实现了下游管的大振幅振动。

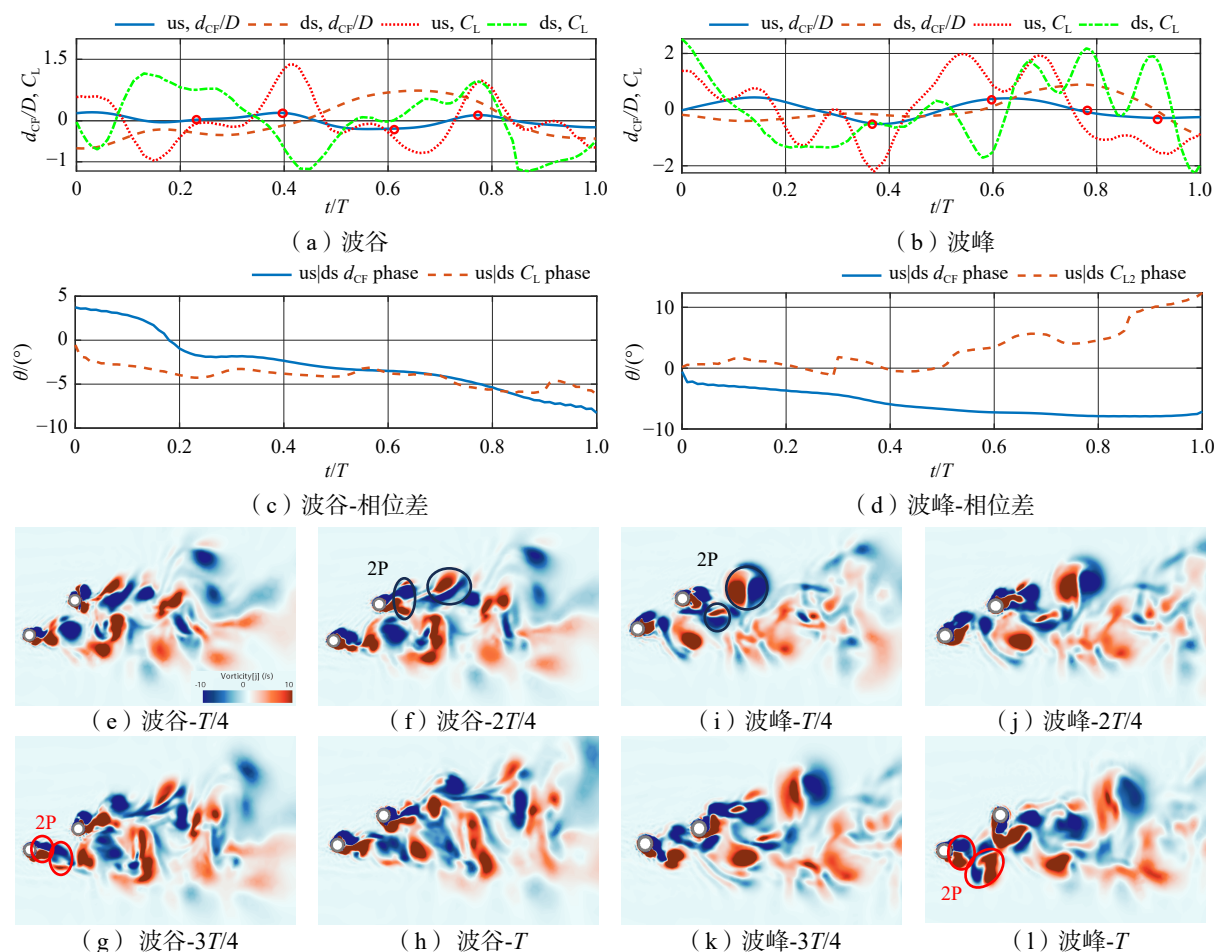
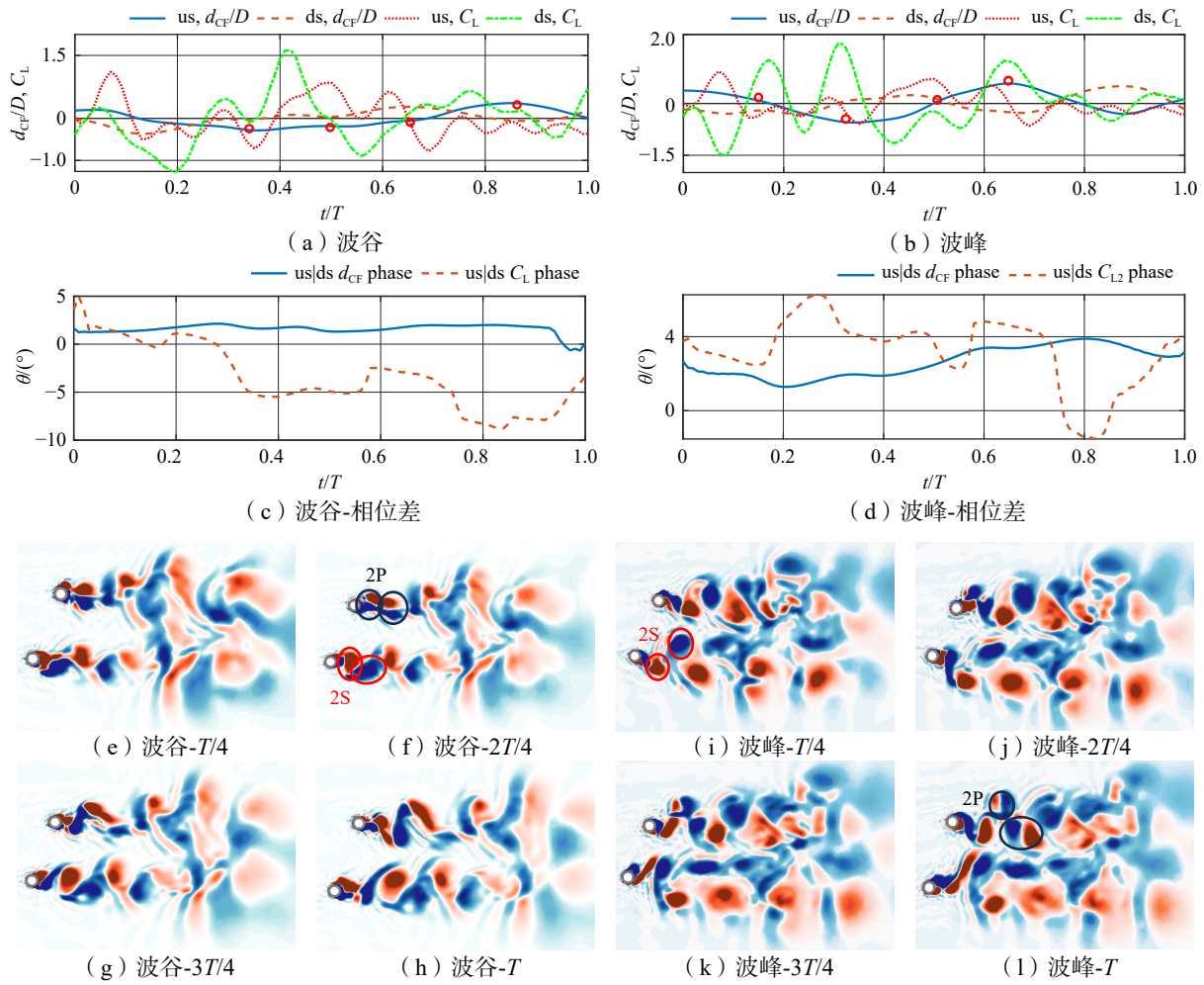


图8 $\theta = 15^\circ$ 时沿双管跨的相位差时程曲线和漩涡脱落模式

Fig.8 Phase difference time history curve and vortex shedding pattern along dual-pipe span at $\theta = 15^\circ$

图9 $\theta = 60^\circ$ 时沿双管跨的相位差时程曲线和漩涡脱落模式Fig.9 Phase difference time history curve and vortex shedding pattern along dual-pipe span at $\theta = 60^\circ$

如图9所示, $\theta = 60^\circ$ 时, 双管的位移和升力系数相位差区间在波谷、波峰处分别为 $us|ds d_{CF} phase \in (-1^\circ, 2^\circ)$ 、 $us|ds C_L phase \in (-8^\circ, 5^\circ)$; $us|ds d_{CF} phase \in (1^\circ, 4^\circ)$ 、 $us|ds C_L phase \in (-1^\circ, 6^\circ)$, 与 $\theta = 15^\circ$ 时相比, 振动位移和升力系数相位差呈现减少趋势, 特别是在波峰处的对比会更加明显。随着错列角度的增大, 激发高振幅振动的流致振动变得越来越弱, 双管间的横流向间距变大, 导致上、下游管内侧的涡旋在振动周期内发生融汇现象, 这种现象使得内侧脱落的涡旋断裂成杂乱的涡流, 随后向下游运动。同时, 双管间顺流向距离的减小使得尾涡部分出现“同相同步”和“反相同步”两种现象^[20], 这些现象导致上、下游管之间的振动位移相位差、升力系数相位差区间逐渐减小。此外, 相对于 $\theta = 15^\circ$, $\theta = 60^\circ$ 上、下游管横流向的 RMS A/D 最大值差异减小, 且 $\theta = 60^\circ$ 时上游管后方的涡街数量增加, 这使得上、下游管的旋涡脱落过程变得更加有规律性。在波谷处, 上游管旋涡脱落表现为“2P”模式; 而在其下游管近尾迹处, 主要表现为“2S”型涡脱落模式, 即每一个运动周期交替泻放两个独立的泻涡。在波峰处, 上游管旋涡脱落表现为“2P”模式, 下游管近尾迹区旋涡脱落表现为模糊的“2S”模式。当 θ 增至 60° 时, 与 $\theta = 15^\circ$ 时相比, 错列角度的增大导致双管周围的流场分布发生变化, 这种变化使得上游管受到的流体激励频率和强度减弱, 其升力系数频率的两个局部峰值由 2.491 Hz、5.665 Hz 分别下降为 2.418 Hz、5.617 Hz, 总体下降率分别为 2.93%、0.85%。进而导致上游管的旋涡脱落模式由“2P”模式转变为“2S”模式。在“2P”模式下, 旋涡脱落具有相对较强的涡强度, 这更有助于维持和加剧涡激振荡过程。

随着错列角度的增加, 下游管慢慢远离上游管的尾流干扰区, 使得上、下游管尾部的尾迹模式逐渐

变得规则;而在错列角度较小的工况下,由于双管具有较大顺流向间距比和较小横流向间距比,容易发生涡流冲击,这种冲击导致下游管经历更严重的疲劳损伤^[21-22]。此外,在双管系统的稳定“锁振”状态下,如果错列角度、速度等控制因素保持不变,泻涡的发放类型也是基本趋于稳定;但当错列角度变得非常小,那么泻涡的发放形态的稳定性会相应地变得脆弱,非常容易变成一种无序振动过程。当 $\theta = 15^\circ$ 时,上、下游管的涡激振动形态表现出不规则的变化。这种不规则性源于外剪切层和泻涡结构在转变为规则、周期性的形状之前,由于下游管在顺流向和横流向的往复运动和阻滞作用而遭到破坏,且距离越近,这种破坏作用越显著^[23]。

3 结 论

本文基于双向流-固耦合方法,研究了均匀流中大长径比、错列弹性双管在不同的错列角度 $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 工况下的涡激振动多模态振动响应,分析这些工况下错列弹性双管的均方根振幅包络差异、沿管轴方向波形演变特征、以及在波谷和波峰两个特定位置处双管的周期性位移和升力系数变化情况,还有双管之间振动位移相位差、升力系数相位差和周围涡旋脱落的瞬态情况,从而得出以下结论:

(1)双管的振动模式显著地受错列角度的影响。 $\theta = 0^\circ$ 时,上游管对下游管产生遮蔽作用,减少涡流数量和强度,改变了流体流动特性,导致下游管的RMS A/D 最大值明显小于上游管;而对于 $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 的工况,下游管的RMS A/D 最大值则明显大于上游管,随着错列角度的增加,双管在横流向和顺流向上表现出不同的变化,特别是在 $\theta = 15^\circ$ 时,下游管因处于上游管尾流的高能量区域,从而更有利于下游管高阶模态的激发,导致RMS A/D 最大值增大。

(2)由于长径比和较小流速的局限性,流体与结构之间的能量传递并不能沿弹性管持续保持,导致沿弹性管的轴向波形主要表现为驻波主导和驻波-行波的混合模式。不同错列角度工况的上、下游管在顺流向上均呈现出多模态振动特性,并且下游管存在明显的模态间相互转换现象。随着错列角度的增大,瞬态局部行波在轴向的长度也随之增大,这是由于错列角度的增大导致双管的模态特性发生变化,能量在不同模态间的转换使得瞬态局部行波在轴向上的传播距离变长。

(3)当 $\theta = 15^\circ$ 时,上游管的尾涡边界会重新附着到下游管,在下游管形成一个更大的尾涡区域,这促进了下游管自身的涡旋脱落,进而形成复杂的涡流结构,此时双管的流动干涉作用较为强烈,主要以“2P”型涡脱落模式为主; $\theta = 60^\circ$ 时,上、下游管内侧的涡旋在振动周期内发生融汇现象,与 $\theta = 15^\circ$ 时相比,上游管后方涡街数量有所增大,导致上、下游管的振动位移相位差、升力系数相位差均有所减少,这使得上、下游管的旋涡脱落变得相对有规律性,尾涡脱落的频率更加稳定,此时上游管出现“2S”型涡脱落模式。

仿真研究中,观察到双管错列角度越小,错列双管之间的振动响应越剧烈,邻近干扰和尾流干扰被认为是控制错列弹性双管疲劳损伤特性的主要机制,这为错列双管的典型疲劳损伤问题提供了指导。然而,错列双管的涡激振动特性还与管体直径的大小、长细比、顶张力等因素密切相关,因此,在接下来的工作中,我们将对此展开更为深入的研究。

参 考 文 献:

- [1] Qin B, Alam M M, Ji C N, et al. Flow-induced vibrations of two cylinders of different natural frequencies[J]. Ocean Engineering, 2018, 155: 189-200.
- [2] Zhu H J, Tan X N, Gao Y, et al. Two-degree-of-freedom flow-induced vibration of two rigidly coupled tandem cylinders of unequal diameters[J]. Ocean Engineering, 2020, 216: 108142.
- [3] 冯 蕾,章大海,王文颖,等. 湍流强度对非对称粗糙带圆柱流致振动影响的研究[J]. 船舶力学, 2022, 26: 67-80.

- Feng L, Zhang D H, Wang W Y, et al. Study on the effect of turbulence intensity on the flow-induced vibration of cylinder with asymmetric roughness[J]. Journal of Ship Mechanics, 2022, 26: 67–80. (in Chinese)
- [4] Li T, Ishihara T, Yang Q S, et al. Numerical study on flow-induced vibration of two-degree-of-freedom staggered circular cylinders at subcritical Reynolds numbers[J]. Ocean Engineering, 2023, 273: 113908.
- [5] Huang S, Herfjord K. Experimental investigation of the forces and motion responses of two interfering VIV circular cylinders at various tandem and staggered positions[J]. Applied Ocean Research, 2013, 43: 264–273.
- [6] 徐万海, 李宇寒, 闫术明, 等. 海洋工程中双柔性圆柱流激振动响应特性[J]. 海洋工程, 2020, 38(2): 8–16.
Xu W H, Li Y H, Yan S M, et al. Flow-induced vibration response of two flexible cylinders in ocean engineering[J]. The Ocean Engineering, 2020, 38(2): 8–16. (in Chinese)
- [7] Chen Z S, Wang S, Jiang X. Effect of wake interference on vibration response of dual tandem flexible pipe[J]. Ocean Engineering, 2023, 269: 113497.
- [8] Wang B, Xu J. Application of different sub-grid models used in large-eddy simulation of flow around a cylinder at $Re=3900$ [J]. Experimental Techniques, 2023, 47(1): 187–195.
- [9] Dong S, Karniadakis G, Ekmekci A, et al. A combined direct numerical simulation–particle image velocimetry study of the turbulent near wake[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 569: 185–207.
- [10] Norberg C. Fluctuating lift on a circular cylinder: Review and new measurements[J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 17(1): 57–96.
- [11] Wornom S, Ouvrard H, Salvetti M V, et al. Variational multiscale large-eddy simulations of the flow past a circular cylinder: Reynolds number effects[J]. Computers Fluids, 2011, 47(1): 44–50.
- [12] Chen Z S, Rhee S H. Instantaneous multi-mode identification and analysis of vortex-induced vibration via a mode decomposition method[J]. Applied Ocean Research, 2019, 93: 101962.
- [13] Chen Z S, Rhee S H. Effect of traveling wave on the vortex-induced vibration of a long flexible pipe[J]. Applied Ocean Research, 2019, 84: 122–132.
- [14] 鲍健, 陈正寿. 细长输流管内外流耦合振动特性研究[J]. 海洋工程, 2022, 40: 78–87.
Bao J, Chen Z S. Study on the vibration characteristics of a slender fluid-conveying pipe subject to internal flow and external current[J]. The Ocean Engineering, 2022, 40: 78–87. (in Chinese)
- [15] Chen Z S, Liu F S, Wang L P, et al. Empirical modeless decomposition and modal identification method for nonstationary vibration processes[J]. Ocean Engineering, 2016, 123: 291–302.
- [16] 王浩杰, 陈正寿, 鲍健, 等. 串列弹性双管涡激振动干涉的仿真研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41: 210–218.
Wang H J, Chen Z S, Bao J, et al. Simulation study on the vortex-induced vibration interference of two tandem flexible pipes[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41: 210–218. (in Chinese)
- [17] Prasanth T, Mittal S. Vortex-induced vibration of two circular cylinders at low Reynolds number[J]. Journal of Fluids and Structures, 2009, 25(4): 731–741.
- [18] Ping H, Cao Y, Zhang K, et al. Vortex-induced vibrations of two rigidly coupled circular cylinders in tandem arrangement[J]. Ocean Engineering, 2022, 263: 112316.
- [19] Zravkovich M M. The effects of flow interference between two circular cylinders in various arrangements[J]. Journal of Fluids and Structures, 1987, 1(2): 239–261.
- [20] 段松长, 赵西增, 叶洲腾, 等. 错列角度对双圆柱涡激振动影响的数值模拟研究[J]. 力学学报, 2018, 50: 244–253.
Duan S Z, Zhao X Z, Ye Z T, et al. Numerical study of staggered angle on the vortex-induced vibration of two cylinders[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2018, 50: 244–253. (in Chinese)
- [21] Sumner D, Price S, Paidoussis M. Flow-pattern identification for two staggered circular cylinders in cross-flow[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2000, 411: 263–303.
- [22] Sumner D, Richards M, Akosile O. Two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow[J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20(2): 255–276.
- [23] 陈正寿. 柔性管涡激振动的模型实验及数值模拟研究[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2009.
Chen Z S. Modal test and numerical simulation about flexible pipe system subject to vortex-induced vibration[D]. Qingdao: Ocean University of China, 2009. (in Chinese)