

细长圆柱体涡激振动行波动力学特征的实验研究^{*}

隋国策^{1†} 段梦兰^{1,2} 武晓东³

(1.复旦大学 航空航天系, 上海 200433) (2.中国石油大学(北京) 海洋工程研究院, 北京 102249)

(3.太原理工大学 力学学院, 太原 030024)

摘要 通过实验研究给出了细长圆柱体涡激振动行波的动力学特征.实验是在拖曳水池中进行.为了能在拖曳水池宽度有限的情况下出现行波,采用实验模型为 0.006m 直径、3.31m 长度的铝管,模型长径比超过了 500.拖车拖动模型以最高 1.5m/s 的速度在水槽中行进.模型一端采用 2.5kg 的砝码来提供端部张力.给出了评估行波在整个振动波中所占比例的方法.该方法采用行波圆来拟合模型空间振幅的分布.实验结果显示,在给定的拖车速度范围内,出现了行波振动,并且当拖曳速度达到 0.9m/s 时,行波现象非常显著.实验结果给出了振动波随拖曳速度变化的规律,得到了行波比随流速的变化规律.实验中观察到了低阶模态下的行波传播,这超出了已有行波判据限定的范围.通过实验数据的观察和理论分析,给出一种新的行波产生方式.

关键词 涡激振动, 行波, 行波比, 实验研究, 动力学特性

DOI: 10.6052/1672-6553-2019-016

引言

漩涡脱落诱发的涡激振动是一个经典的流固耦合问题^[1-3],对其研究的兴趣,除了本身科学问题的探索之外,还在于它有着广泛的工程应用背景.近年来,由于世界各国对油气资源的大量需求,离岸的油气开发已经逐渐从近海迈向深海区域.在深海区域内服役的海洋结构物如海洋立管和输油管面临较为突出的涡激振动问题,这些结构物的长度与直径比达到 10^2 到 10^3 量级,属于大长径比结构物.目前,大长径比结构物的涡激振动已成为海洋工程界的研究热点^[4-8].与过去大量研究的小长径比结构物相比,大长径比结构物的涡激振动有着鲜明的不同,其中行波振动是其最显著特征之一.

行波和驻波振动在涡激振动中扮演着重要的角色.当行波传播到结构物的两端周围时,会发生发射,发射波与入射波叠加形成一个局部的驻波.驻波沿着结构物长度方向衰减.总体上,结构物响应中行波和驻波并存.对于小长径比结构物,由于传播距离短,驻波在整个模型衰减很小,驻波主导了整个结构物的振动形态,对于大长径比结构物而

言,由于从结构物两端反射波衰减非常显著,从而导致迭加出来的驻波很弱,因此,结构物振动响应呈现行波主导的形态.在现场试验和大水池中的试验中,也观察到了行波振动.在 Vandiver 等^[9]的现场试验中,行波主导了整个模型的动力学响应,驻波区的能量非常弱.并且在实验中观察到,响应峰值没有位于驻波区,而是位于行波区.这与小长径比刚性柱体响应峰值的分布是不同的.

然而,到目前为止,人们对行波和驻波各自发挥的作用缺乏认识.为了研究这一问题,首先,第一步应确定行波和驻波在振动波中各自所占的比例.目前存在两种确定振动波中行波所占比例的方法:一种为基于希尔伯特的非参数化方法^[10],另一种为将模型空间振幅拟合为椭圆的参数化方法^[11,12].非参数化方法可以分离振动波中的行波和驻波,而参数化的拟合椭圆方法可用来确定振动波中行波所占的比例.本论文采用参数化拟合行波椭圆的方法确定行波在整个振动波中所占的比例.

关于行波什么时候在振动波中出现, Vandiver^[13]曾给出一个粗略的判据.他指出:行波的发生与模态阶数和水动力学阻尼有关.当这两个参数的

乘积小于 0.2 时,响应呈完全的驻波状态;当这两个参数的乘积大于 2.0 时,驻波完全主导了振动响应;当这两个参数乘积在 0.2 和 2 之间时,振动波为行波和驻波的迭加.根据此判据,在拖曳试验中,拖曳速度越快,模态阶数越大,就越容易产生行波.基于此,为了观察到行波,在高拖曳速度下布置了一系列实验.此外,作者还将注意力集中到了低拖曳速度下的振动波传播情况.低拖曳速度下振动模态较低,如果此种情况下发生行波振动,则可作为 Vandiver^[13] 的判据的补充.

为理解振动波中行波和驻波的行为,我们进行了实验研究.本文进行实验的水槽宽度仅为 4m,除去拖车边界,有效宽度仅为 3.3m,而要想在这样的实验条件下观察到行波现象,必须选择直径非常小的模型,这样才能保证模型长径比足够大,模型才能尽可能发生高阶振动.本实验选择 0.006m 直径的铝管.

本论文内容组织如下:首先介绍涡激振动行波实验装置和实验模型,随后给出实验结果,接着采用基于行波圆拟合方法计算出行波比随流速的变化规律,最后讨论了行波产生方法,给出一种新的行波产生方式.

1 实验装置及模型

1.1 实例装置

实验是在拖曳水池中进行.拖曳水池长 29m,宽 4.5m,深 4m.实验过程中水深超过 2m.拖曳水池上方装有拖车,拖车以给定速度拖动模型前后行进.图 1 给出实验装置的示意图.如图 1 所示,模型位于安装板正下方,模型两端装有万向节,万向节限制模型的扭转,但不限制模型的转动.图 2 给出了模型万向节的结构图.左端万向节连接到车厢侧板上,右端万向节通过三个滑轮连到上方安装板的砝码上.砝码提供模型的初始张力.本实验采用 2.5kg 的砝码.设计了砝码筒来限制砝码在拖车加速减速阶段的晃动,如图 3 所示.

1.2 实验模型

实验模型的设计目的是为了在给定拖曳速度内展现出更多行波特性.根据 vandiver^[13] 给出的行波出现准则,采用波动参数 $n\varepsilon_n$ 来预测行波是否出现.参数 $n\varepsilon_n$ 是水动力学阻尼, $n\varepsilon_n$ 是模态阶数.波动参数越大,越容易产生行波.因此,模态阶数越

高,越容易产生行波,具有较大长径比的模型容易发生高阶振动,从而容易产生行波振动.本实验中,实验模型为 0.006m 直径、3.31m 长度的铝管,模型长径比为 552.表 1 给出了实验模型的力学参数.通过水下自由振动实验得到了模型的固有频率,表 2 给出了模型的固有频率.

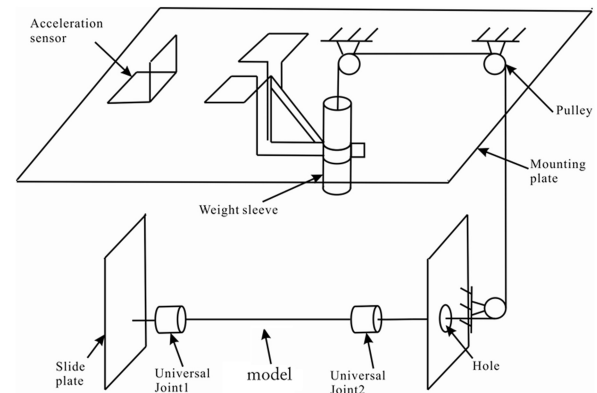


图 1 实验装置示意图

Fig.1 Schematic diagram of the experiment

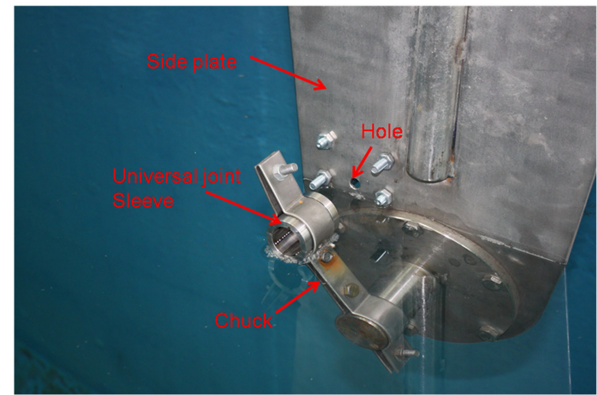


图 2 模型万向节图

Fig.2 Picture of the universal joint

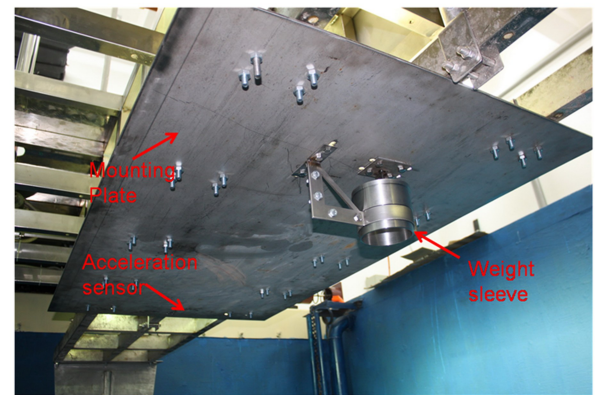


图 3 砝码套筒图

Fig.3 Picture of the weight sleeve

表 1 模型特征参数
Table 1 Model properties

Parameter	Symbol	Dimension	Value
External diameter	D	m	0.006
Length	L	m	3.31
Aspect ratio	L/D	—	552
Flexural stiffness	EI	Nm ²	4.2
Initial tension	T	N	25
Wall thickness	Wt	m	0.0015
Reynolds number	Re	—	4200~63000

表 2 模型固有频率
Table 2 Natural frequencies

Tension(N)	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)	f_3 (Hz)	f_4 (Hz)	f_5 (Hz)	f_6 (Hz)	f_7 (Hz)	f_8 (Hz)	f_9 (Hz)	f_{10} (Hz)
25	2.78	6.47	11.62	18.49	27.17	37.72	50.14	64.4	80.6	98.7

2 算例与讨论

实验的目的是为了观察涡激振动的行波现象. 首先给出一个实例结果,接着给出行波现象随流速的变化规律.

2.1 实例结果

图 4 到图 5 给出张力为 25N,拖曳速度 0.85m/s 的情况下的实例.

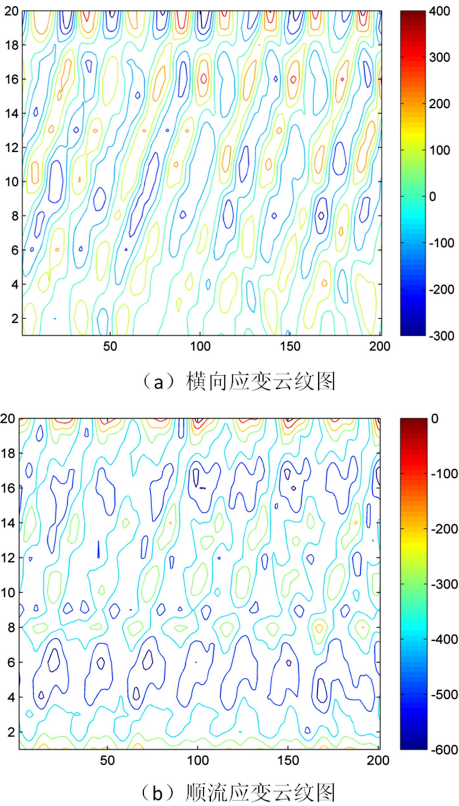


图 4 涡激振动应变云纹图
Fig.4 Contour plots of the time series of
(a) cross-flow and (b) in-line strain responses

一般地,为避免空间混频,应变传感器数量应大于振动模态的二倍.本实验中,试验中最大流速为 1.5m/s,可得横向和顺流向最大涡脱频率分别为 42.5Hz 和 85Hz^[5].对照表 2 固有频率表,可推测:横向和顺流向振动模态最高有可能达到 6 阶和 9 阶,因此,传感器数量应大于 18,本实验选取光纤应变传感器为应变传感器,横向和顺流向应变传感器数量均选为 20.

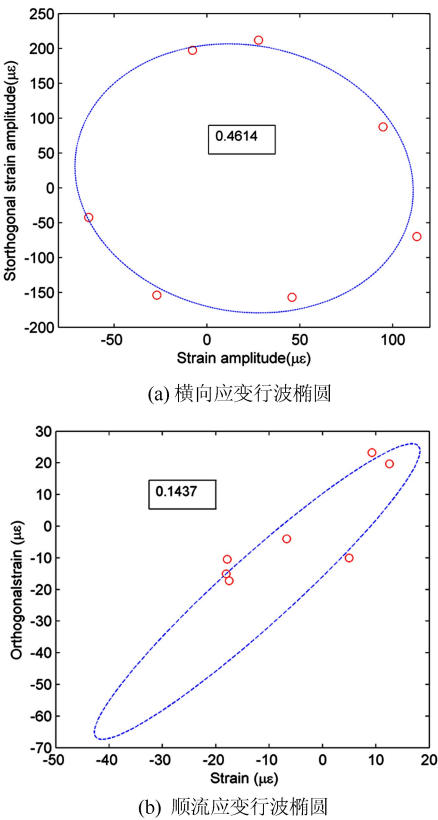


图 5 涡激振动应变行波频垣
Fig.5 The traveling wave ellipses of the time series of
(a) cross-flow and (b) in-line strain responses

图 4 给出了 0.85m/s 下,25N 拉力下的横向及顺流向应变云图.横坐标是采样点,采样间隔为 1ms,纵坐标为传感器编号,试验中横向及顺流向位置均安装有 20 个光栅应变传感器.实验的目的是为了观察到行波,在图中横向及顺流向应变云图中均可以观察到行波,因此,初步达到了实验的目的.横向应变云纹图中,波数为 4,可以判断模型横向

振动处在四阶模态,顺流向振动频率大于横向振动频率,在顺流向应变云纹图中,波数为 5,可以判断模型顺流向振动处在五阶模态中。

图 5 给出横向及顺流向应变行波椭圆。武晓东等^[12]给出了行波圆的画法,行波圆横坐标为沿模型长度的应变幅值分布,纵坐标为沿模型长度的正交变换幅值分布,行波圆图中,短半轴与长半轴之比即为行波所占的比例,行波比越大,行波在整个振动波中所占比例越大。从图 5 中可以看出:横向行波比大于 0.4,说明行波所占比例比较可观。

2.2 行波现象随流速的变化规律

本实验的目的是为了研究大长径比结构物涡激振动的行波现象,如前所述,本文作者在实验中已经观察到了行波现象,本文将进一步研究行波随流速的变化趋势。

图 6(a) 和 (b) 分别给出 25N 张力条件下,横向及顺流向应变云纹图随流速的变化。在给定的流速范围内,均可以观察到行波,特别是当流速等于 0.9m/s 时,横向振动波中,行波现象比较明显。从图中可以看出,随着流速的增加,振动波长越来越短,模态阶数越来越大,当流速为 1.5m/s 时,横向和顺流向振动模态均达到了五阶。

为了研究振动波中行波和驻波的变化,使用基于行波圆的计算出了 25N 情况下,横向行波比随流速的变化,如图 7 所示。需要指出的是这里行波

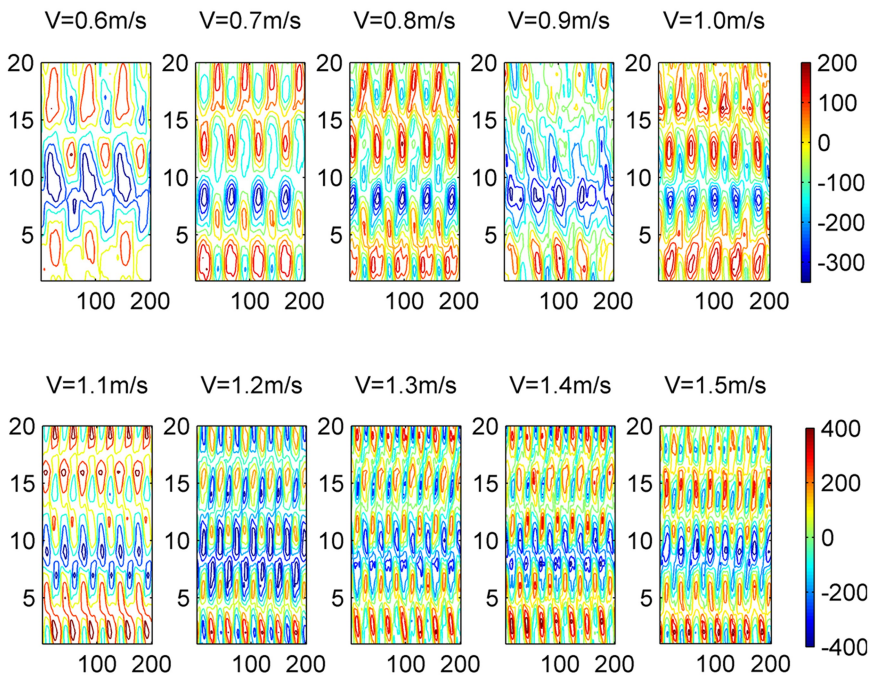
比是对主模态为输入所做的计算。图 7 指出,行波比并没有随流速的增加而增加,基本上在 0.2 附近震荡。流速 0.9m/s 是个例外,在此流速下,行波比为大于 0.6,远大于其他流速下的行波比。

2.3 0.9m/s 流速下的行波现象

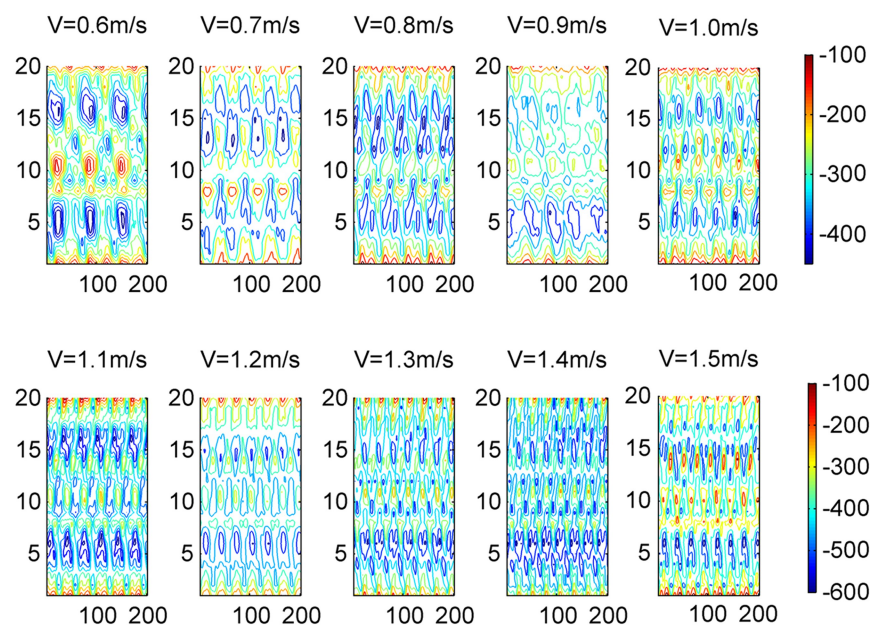
图 7 指出,当流速为 0.9m/s 时,行波振动情况比较明显。本节将对这一实例做详细研究。图 8 给出了 0.9m/s 流速下,包括几个周期的应变云图。如图 8 所示,在此流速下,振动波的传播呈现出不稳定状态,从 10s 开始,呈现出清晰的向下传播的行波,20s 开始,行波逐渐消失,驻波开始出现,然而,到 25s 时,又开始出现清晰的、向下传播的行波。基于以上观察,作者推测,当流速为 0.9m/s 时,出现明显行波的原因可能与由结构物-流体系统处在不稳定状态有关。

2.4 关于行波产生情况的讨论

如本文 1.2 节所述,行波能否产生取决于波动参数 $n\varepsilon_n$,当流速为 0.9m/s 时,本文使用 Vandvier^[14]作为水动力学阻尼模型,得到水动力学阻尼比为 0.0104。根据横向应变云纹图可得到横向模态阶数为 4,因此波动参数为 0.04。Vandvier^[14]指出,当波动参数小于 0.2 时,结构物只能发生驻波振动,然而当流速为 0.9m/s 时,结构物发生了明显的行波振动,如图 8 所示,判据与实际振动情况出现了矛盾。



(a) 横向应变云纹图随流速的变化



(b) 顺流应变云纹图随流速的变化

图 6 涡激振动位移随流速的变化

Fig.6 (a) cross-flow and (b) in-line strain contour plots varying with the velocity

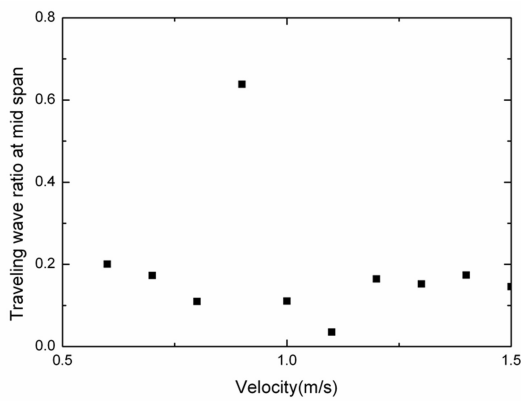
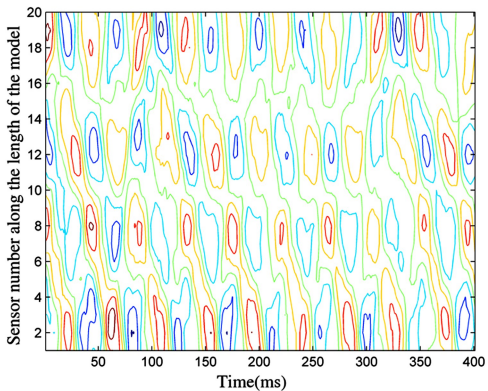
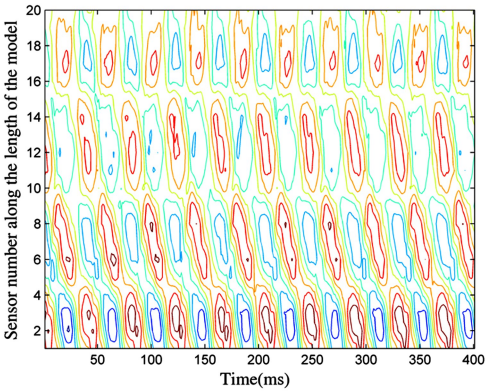


图 7 横向行波比随流速的变化

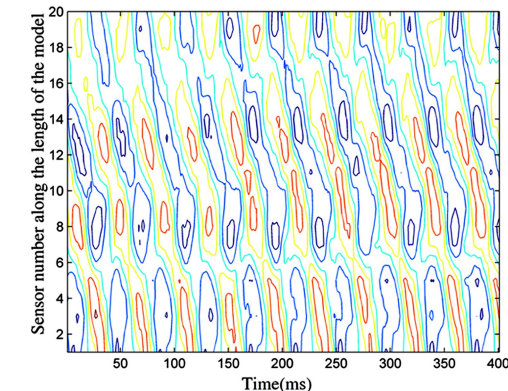
Fig.7 The variation of cross-flow traveling wave ratio values with the velocity



(b) 从20s开始的横向应变云纹图随流速的变化



(c) 从25s开始的横向应变云纹图随流速的变化



(a) 从10s开始的横向应变云纹图随流速的变化

图 8 25N 张力条件下, 流速 0.9m/s 时几个时间段内的应变云图
Fig.8 Contour plots of the time series of cross-flow strain responses from (a) 10s, (b) 20s and (c) 25s

接下来本文对这一矛盾进行简单探讨.如图 9 所示,一般地,对于两端具有边界的结构物,行波向两端传播,遇到边界后反射回来与入射波进行迭加,在边界处产生驻波.根据迭加原理,驻波区能量的大小取决于反射波的衰减程度,衰减越小,驻波区能量就越大.而入射波的衰减又与阻尼比及模态阶数相关,Vandiver 等^[13]的波传播类型判据就是根据上述情况得出.

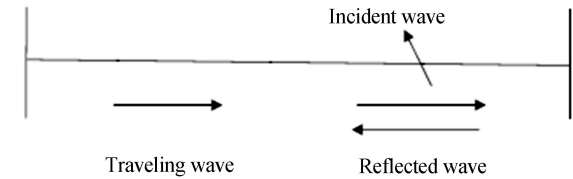


图 9 振动波形成示意图

Fig.9 Schematic diagram of the formation of traveling wave

然而该判据仅适用于稳态波,即波在传播过程中,波长或振幅不发生变化.对于非稳态波,波在传播过程中,波长或振幅很可能发生改变.当波长或振幅发生改变时,即使反射波衰减程度低,入射波和反射波也不会迭加出驻波.如图 10 所示,0.9m/s 流速下,波传播情况非常不稳定.波传播过程中,振幅非常不稳定,在 0.2s,0.4s 附近传感器下测得的应变幅值突然变小.作者推测 0.9m/s 流速下出现较大比例行波的原因可能为波传播不稳定引起的振幅变化所致.

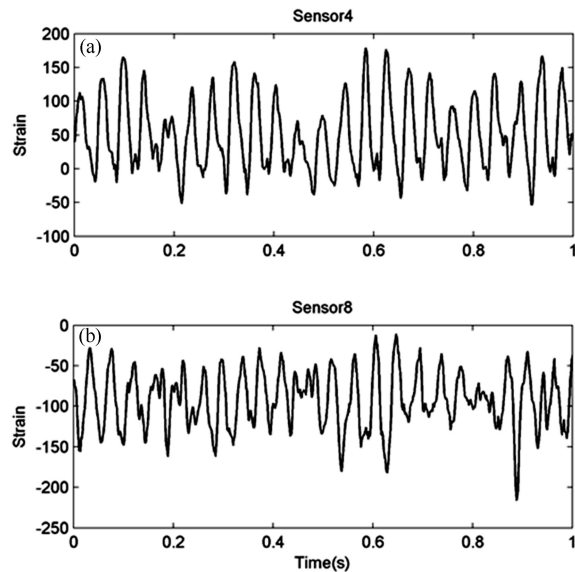


图 10 流速 0.9m/s 下,0~1s 之间的横向应变时程曲线
Fig.10 Time history of the cross-flow strain responses of
(a) sensor 4 and (b) sensor 8 of 0~1s interval
when the velocity is 0.9m/s

3 小结

本论文开展了大长径比结构物涡激振动波的实验研究.采用拟合行波圆的方法确定了行波在振动波中所占的比例,得到了行波振动情况随拖曳速度变化的规律.通过实验数据的分析探讨了细长圆柱体结构物涡激振动行波产生的规律.主要结论如下:

(1)在给定的流速范围内,均可以观察到涡激振动行波振动.当拖曳速度等于 0.9m/s 时,横向振动波中行波现象比较明显.随着流速的增加,波长越来越短,模态阶数逐渐递增,但行波传播方向没有一定规律,表现出一定随机性.当拖曳速度为 1.5m/s 时,横向和顺流向振动模态均达到了五阶.

(2)基于行波圆拟合的算法能有效确定行波所占的比例.计算结果显示,在流速范围内,行波比并没有随流速的增加而增加,基本上在 0.2 附近震荡,但当拖曳速度为 0.9m/s 时,行波比值为 0.6,远大于其他拖曳速度下的行波比.

(3)使用波传播类型判据对 0.9m/s 流速下的振动情况进行判断,判断结果显示,模型振动呈完全的驻波状态,而实际情况却是出现较明显的行波,判断情况与实际情况相悖.

(4)通过对实验数据的分析,给出了一种波传播类型判据没有包括的行波产生情况,即对于非稳态波,由于波长或振幅的变化,在模型两端没有迭加出驻波,从而产生了相当显著的行波.

参 考 文 献

1 Gabbai R D, Benaroya H. An overview of modeling and experiments of vortex-induced vibration of circular cylinders. *Journal of Sound and Vibration*, 2005,282(3-5):575~616

2 Sarpkaya T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 2004,19(4):389~447

3 Williamson C H K, Govardhan R. Vortex-induced vibrations. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2004,36(1):413~455

4 Chaplin J R, Bearman P W, Huera-Huarte F J H, et al. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current. *Journal of Fluids and Structures*, 2005,21(1):3~24

5 Ge F, Long X, Wang L, et al. Flow-induced vibrations of long circular cylinders modeled by coupled nonlinear oscillators. *Science in China, Series G: Physics, Mechanics and Astronomy*, 2009,52(7):120~127

- 6 Wu X D, Ge F, Hong Y S. A review of recent studies on vortex-induced vibrations of long slender cylinders. *Journal of Fluids and Structures*, 2012,28:292~308
- 7 Wu X D, Ge F, Hong Y S. An experimental investigation of dual-resonant and non-resonant responses for vortex-induced vibration of a long slender cylinder. *Science in China, Series G: Physics, Mechanics and Astronomy*, 2014, 57(2):321~329
- 8 Trim A D, Braaten H, Lie H, et al. Experimental investigation of vortex-induced vibration of long marine risers. *Journal of Fluids and Structures*, 2005,21(3):335~361
- 9 Vandiver J K, Jaiswal V, Jhingran V. Insights on vortex-induced, travelling waves on long risers. *Journal of Fluids and Structures*, 2009,25(4):641~653
- 10 Feldman M. Time-varying vibration decomposition and analysis based on the Hilbert transform. *Journal of Sound and Vibration*, 2006,95(3-5):518~530
- 11 Bucher I. Estimating the ratio between travelling and standing vibration waves under non-stationary condition. *Journal of Sound and Vibration*, 2004,270(1-2):341~359
- 12 武晓东,张煜航,葛斐,等. 涡激振动行波动力学特征的数值模拟. 动力学与控制学报, 2018,16(3):265~271 (Wu X D, Zhang Y H, Ge F, et al. Numerical simulation of traveling wave dynamic features of vortex induced vibration. *Journal of Dynamics and Control*, 2018,16(3):265~271 (in Chinese))
- 13 Vandiver J K. Dimensionless parameters important to the prediction of vortex-induced vibration of long, flexible cylinders in ocean currents. *Journal of Fluids and Structures*, 1993,7(5):423~455
- 14 Vandiver J K. Damping Parameters for flow-induced vibration. *Journal of Fluids and Structures*, 2012,35:105~119

EXPERIMENTAL STUDY ON THE DYNAMIC FEATURES OF TRAVELING WAVE OF VORTEX-INDUCED VIBRATION OF A LONG SLENDER CYLINDER^{*}

Sui Guoce^{1†} Duan Menglan^{1,2} Wu Xiaodong³

(1. Department of Aeronautics and Astronautics, Fudan University, Shanghai 200433, China)

(2. Institute for Ocean Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China)

(3. College of Mechanics, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract Experimental results of dynamic features of traveling wave of vortex-induced vibration (VIV) of a long slender cylindrical structure were given. The experiments were carried out in a water tank. In order to observe the occurrence of travelling wave in the tank of limited width, the aluminum pipe of 0.006 m in diameter and 3.31 m in length was used, so the aspect ratio of model is over 500. The structure was dragged by a trailer whose velocity can reach 1.5m/s. The weight of 2.5kg was employed to provide the end tension. A method that was used to assess the contribution of traveling in whole vibration waves was introduced. The traveling wave ellipse was employed to fit the distribution of the amplitudes of vortex-induced vibrations along the length of the model. The experimental results show that, the traveling wave appeared over a given velocity range and when the velocity was 0.9m/s, the traveling wave was notable. Except the velocity is 0.9m/s, the traveling wave ratio is around 0.2. Result showed the travelling wave under low mode was observed, this is beyond the limit defined by travelling wave criterion. Finally based on observation of experimental data and theoretical analysis, a new traveling wave formation phenomenon was given.

Key words vortex-induced vibrations, traveling wave, traveling wave ratio, experimental study, dynamic features

Received 19 June 2018, revised 27 October 2018.

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China(11702185) and the Technological Innovation Programs of Higher Education Institutions in Shanxi Province(173230113-S).

† Corresponding author E-mail:14210290005@fudan.edu.cn