

文章编号: 1001-4888(2017)02-0216-07

T 形截面振子的流致振动特性试验研究^{*}

练继建, 任泉超, 刘昉, 燕翔, 张军

(天津大学 水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津 300072)

摘要: 近年来人们将流致振动(FIV)作为一种新的能源利用手段, 针对圆柱型振子开展了较多的研究。随着研究的深入, 发现异型截面振子因振动特性不同于圆柱型振子而具有更好的能量汲取特性。本文利用自循环水槽进行 T 形截面振子流致振动特性试验研究, 对比研究 T 形振子与圆柱振子的流致振动响应差异, 分析其能量捕获能力的优劣及适用范围, 以期揭示阻尼比对 T 形振子的振动特性的影响。结果表明: 不同于圆形截面振子, T 形截面振子的振动表现为“非自限制”特性, 出现驰振分支; 增大阻尼会抑制 T 形截面振子的振动与驰振发生的可能性; 相对于圆柱型振子而言, T 形振子更适用于大流速下的能量汲取。

关键词: 流致振动; T 形截面; 阻尼

中图分类号: TV131.2⁺9; P743.1 **文献标识码:** A **DOI:** 10.7520/1001-4888-16-114

0 引言

涡激振动和驰振为典型的流致振动(Flow-induced Vibration, FIV)现象^[1]。其研究广泛分布于各类工程领域^[2-5], 如海洋立管、大跨桥梁、高耸烟囱等长细结构体在不同流态下的结构安全与破坏机制研究。但随着研究的深入以及新型能源的不断开发, 人们发现流致振动也可作为一种开发新能源的手段。

1984 年 Bearman^[6]首次在水中完成了单一圆柱振子试验, 并提出了一套用于描述单一圆柱振子涡激振动的数学模型与分析方法。传统的单圆柱流致振动具有“自限制”特点, 即振子只在一定的流速范围内维持强烈的振动。这一特性在某种程度上降低了其能量转化效率且适用流速范围有限。如果考虑其他存在对称尖角的非流线型截面振子, 其流致振动很可能会出现有别于圆柱振子的“非自限制”特性, 例如驰振^[7]。该类型振子很可能具有更高的发电潜能及更大的流速适用范围。燕翔等^[8,9]通过试验方式比较了正三角、圆形、正方形及正六边形的流致振动特性, 试验研究表明正三角形截面振子存在“非自限制性”, 振动效果优于圆柱振子, 而 T 形截面振子的尖角突出更加明显, 可能会具有很好的振动特性。

为更好地研究 T 形截面振子的流致振动特性, 本文进行了弹性支撑下的 T 形截面振子在不同阻尼工况下的流致振动试验研究, 指出了 T 形截面振子在不同阻尼工况下的振幅、频率及稳定性方面的反应特点及其与传统圆形截面振子的基本响应的差异, 本研究旨在解释 T 形截面振子的流致振动特性。

^{*} 收稿日期: 2016-06-23; 修回日期: 2016-08-18

基金项目: 国家自然科学基金(51579173); 国家自然科学基金(51379140)

通讯作者: 刘昉(1979—), 男, 博士, 副教授。研究方向为工程水力学和海上工程水动力学。Email: fangliu@tju.edu.cn

1 试验参数及设备说明

1.1 参数说明

为保证数据分析与规律阐述的准确性与统一性,文中所涉及到的有关参数及其相关说明、定义以及具体表达式如表 1 所示。

表 1 参数说明
Tab. 1 Introduction of parameters

符号	名称与定义	表达式	符号	名称与定义	表达式
D	振子垂直水流宽度	—		振动质量,为振子质量	
L	振子长度	—	m_{osc}	m_{cyl} 、传动质量 m_{tra} 及 1/3 弹簧质量 m_{spr} 之和	$m_{cyl} + m_{tra} + \frac{1}{3} m_{spr}$
H	振子沿水流方向宽度	—	m_d	代替水的质量	$\rho(D + H - d)L$
d	振子材料厚度	—	m^*	质量比	m_{osc} / m_d
K	系统刚度	—	U	流速	—
U_r	折合流速	$U / (f_{n, water} \cdot D)$	$f_{n, water}$	系统水中的自振频率	$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{(m_{osc} + m_d)}}$
A	最大振幅	—	f_{osc}	振动频率	—
A^*	振幅比	y_{max} / D	f^*	频率比	$f_{osc} / f_{n, water}$
m_d	附加质量	—	ζ	系统阻尼比	$\frac{c}{2 \sqrt{K(m_{osc} + m_d)}}$

1.2 试验装置及设备

试验在自循环水槽中进行。水槽试验段宽度 1m,最大水深 1.5m,最大流速 1.6m/s。试验装置由固定支撑部和滑动体系两部分组成。振子两端设置端板,以起到减小边界条件影响的作用^[10]。端板上部连接传力装置,传力装置通过滑块限于线性导轨之上以保证振子做垂直于水流方向的单自由度运动;线性导轨固定于钢架之上;弹簧的上下两端分别固定于传力装置与钢架之上,最终形成竖直线性的振动系统,如图 1(a)(b)所示。

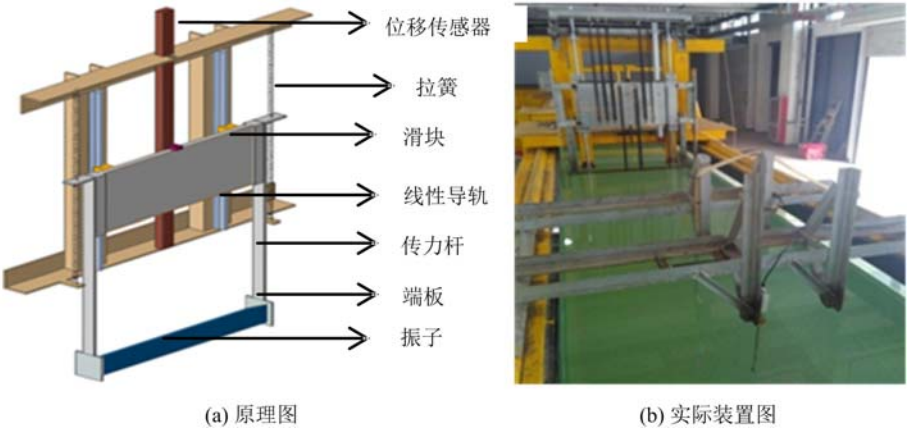


图 1 试验装置图

Fig. 1 The illustration of apparatus

采用磁致伸缩位移传感器测量振幅,传感器固定在固定支撑部,感应探头位于传力装置之上以保证与振子协同振动。传感器量程 0~800mm,精度误差±0.05%。采用毕托管联合压差计测试来流流速,压差计量程 0~6kPa,精度误差±0.1%,毕托管置于振子上游 1m 处。位移传感器如图 2(a)所示,毕托管压差计如图 2(b)所示。

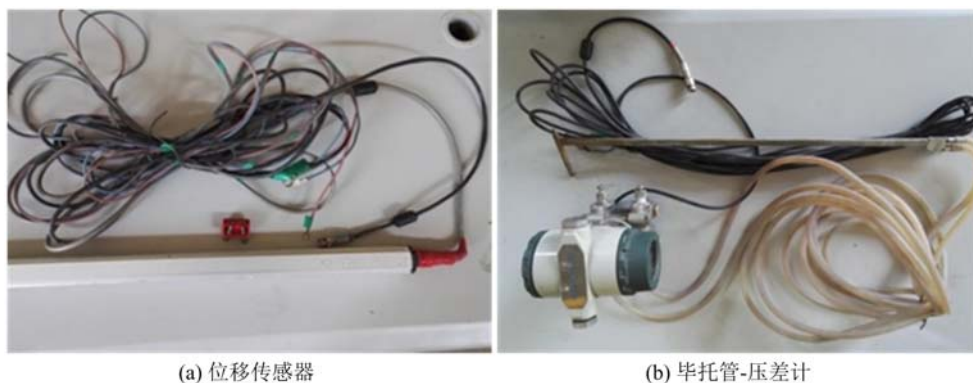


图 2 测量仪器示意图

Fig. 2 The illustration for measuring instrument

2 试验方法

2.1 振子模型及参数

振子模型采用 1cm 厚的有机玻璃板制作而成,有机玻璃板采用固接方式,如图 3 所示。本文并不讨论来流角度差异对 T 形截面振子的影响,故只选取一种摆放形式,如图 4 所示。该摆放形式中,T 形截面的底边垂直于来流方向,从而保证了振子所受升力的均衡性(振子不会向一侧偏斜过大)。振子在垂直于来流方向的投影特征宽度 D 为 0.1m。试验振子的各物理参量如表 2 所示。



图 3 T 形试验振子

Fig. 3 Oscillators of T cross section

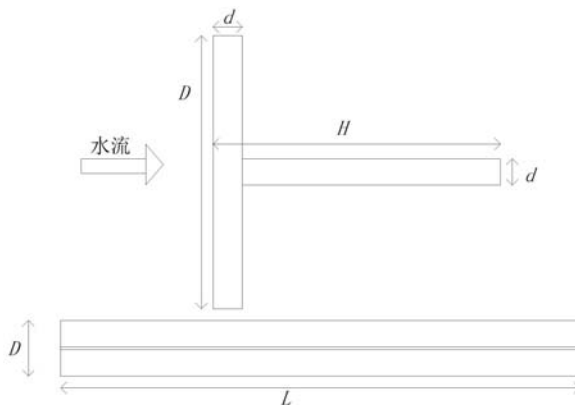


图 4 振子布置示意图

Fig. 4 The illustration of location for oscillators

表 2 振子物理参数

Tab. 2 Physical parameters of the oscillators

$D(\text{m})$	$L(\text{m})$	$H(\text{m})$	$d(\text{m})$	$m_d(\text{kg})$	$m_{osc}(\text{kg})$	m^*
0.1	0.9	0.1	0.01	2.14	32.17	15.02

2.2 刚度与阻尼

本文试验选取刚度为 $K=1200\text{N/m}$ 。阻尼选取五种工况,并通过自由衰减试验获得了五种工况下的阻尼比。对自由衰减曲线时程进行 FFT 转化可得到自振频率 f_n ,阻尼比 ζ 依据自由衰减曲线计算得到,计算公式为:

$$\zeta = \frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{A_i}{A_{i+1}}\right) \quad (1)$$

式中, ζ 为振动系统阻尼比; A_i 为第 i 个振幅; A_{i+1} 为第 $i+1$ 个振幅。

为减小测量误差,每种阻尼工况均进行了四次自由衰减试验,结果取四次试验的平均值,具体数值

详见表3所示。

表3 自由衰减试验结果

Tab. 3 The results of free attenuation test

工况	1	2	3	4	5
ζ	0.261	0.234	0.197	0.176	0.070

3 结果分析

3.1 T形振子与圆柱流致振动响应特征差异比较

本节重点对比T形截面振子与圆柱振子的响应差异。现有的研究表明,不同条件(阻尼、刚度、质量等)下,圆柱振子的响应有一定差异,但基本可用三个分支进行描述,即初始分支、上端分支与下端分支^[11,12]。考虑到本文的研究目的在于流致振动发电,而现有较权威的基于发电的圆柱振子的流致振动研究为Raghavan等^[13]的试验结果($D=8.89\text{cm}$, $K=965\text{N/m}$, $m^*=1.84$, $\zeta=0.088$),故此处选用该试验结果与本文中的T形截面振子进行对比,如图5所示。本文试验所得T形截面振子在阻尼比 $\zeta=0.176$ 下的振幅与频率响应绘制于图6。

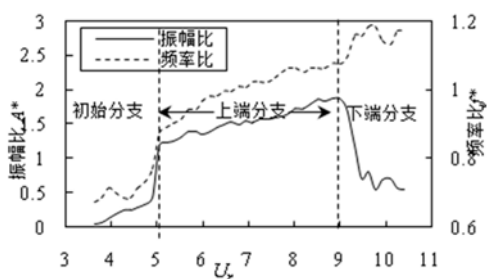


图5 Raghavan的试验结果

Fig. 5 The experimental result from Raghavan

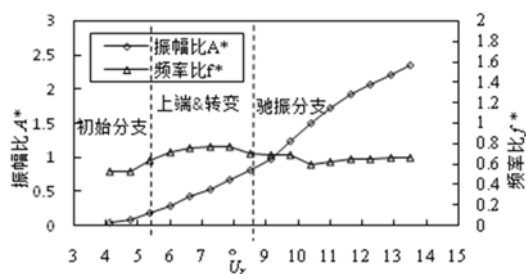


图6 本文试验结果

Fig. 6 The experimental result of T oscillators

根据图5,可得到传统的圆柱振子流致振动具有以下特点:

随折合流速 U_r 的增加,振动依次进入初始分支、上端分支和下端分支,圆柱流致振动响应具有明显的“自限制”特性,仅在 $5 < U_r < 9$ 范围内维持大幅振动,当流速超出该范围时振动会受到明显的抑制。显然,圆柱振子的流致振动表现出了经典的涡激振动特性。

相比而言,本文试验条件下T形振子的流致振动响应则具有如下特点(见图6):

在折合流速 $4.125 \leq U_r < 6.0$ 区间,T形振子的振幅与频率随着折合流速的增大均呈现急剧增大的现象,振动处于初始分支。当 $6.0 \leq U_r \leq 9.75$ 时, A^* 随 U_r 的增长继续增加,但增速变缓,而振子的 f^* 增速减缓并略有下降。此时,振动进入上端—转变分支;当 $U_r > 9.75$ 时,振子的 A^* 继续增大而 f^* 急剧下降。表明振子不会进入如圆柱振子响应(涡激振动)中的下端分支,而是进入驰振分支。显然,该工况下的T形截面并非表现出单纯的涡激振动特性,还表现出了驰振的“非自限制”特性。因此,高流速条件下的T形截面振子的能量汲取特性必然高于圆柱振子。

本文试验得到的弹性支撑T形振子的最大振幅比 A^* 达到2.52,超过了Raghavan的试验结果的振幅比 $A^*=1.90$ (目前学术界得到的圆柱最大响应振幅比)。然而, $A^*=2.52$ 并非T形振子振幅响应的极限,若继续增大流速,根据驰振的特点, A^* 会继续增大,直至结构破坏。此时,漩涡脱落与攻角变化引起的耦合升力的周期性变化是诱发振子振动的原因^[14,15]。

对比发现,T形振子在初始分支和上端分支的振幅响应相对于圆柱振子要小很多。因此,T形截面振子的能量利用范围仅适用于较高的流速条件,而圆柱振子在较低流速范围内的能量汲取依然占据优势。

3.2 阻尼比对T形截面流致振动的影响

本节重点讨论不同系统阻尼造成的T形振子流致振动响应差异。响应振幅比 A^* 随 U_r 的变化规

律如图 7 所示;响应频率比 f^* 随 U_r 的变化规律如图 8 所示。

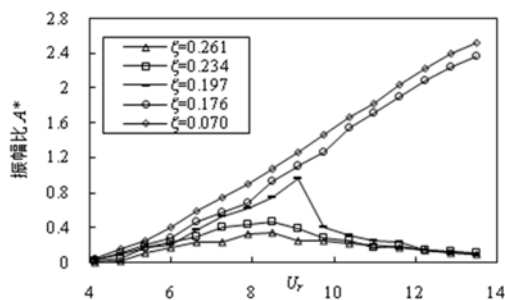


图 7 不同 ζ 下 T 形振子 A^* 随 U_r 的变化曲线

Fig. 7 Amplitude ratios A^* versus U_r of T oscillators for different ζ

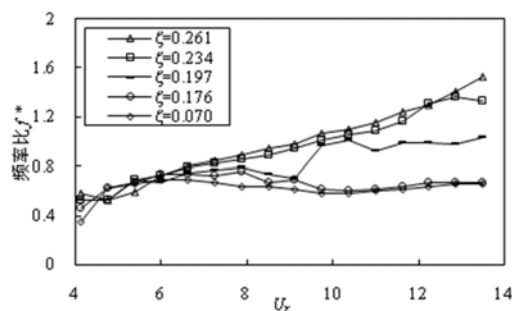


图 8 不同 ζ 下 T 形振子 f^* 随 U_r 的变化曲线

Fig. 8 Frequency ratios f^* versus U_r of T oscillators for different ζ

在试验流速范围内,不同 ζ 下 T 形振子的 A^* 和 f^* 随 U_r 的变化曲线呈现明显不同的特征,具体表现为以下几个方面:

(1) 当 $\zeta \leq 0.176$ 时, T 形振子的 A^* 均随 U_r 增大单调增加,柱体的 f^* 均小于 1,在测试流速范围内,振动未受到抑制。当折合流速处于 $4.125 \leq U_r \leq 6.0$ 区间时, f^* 随 U_r 的增加而增大,且 A^* 较小,可以判断振动处于涡激振动的“初始分支”;当 $6.0 < U_r \leq 8.5$ 时,随 U_r 的增加, f^* 先减小再趋于平稳,最终锁定在 0.635 附近,而 A^* 继续增加,振动响应处于涡激振动“上端分支”;当 $8.5 < U_r < 10.375$ 时,在漩涡脱落和升力失稳的双重激励作用下, f^* 随 U_r 的增加而减小, A^* 继续增加,但趋势增大,振动处于涡振—驰振转变分支;当 $U_r \geq 10.375$ 时, f^* 缓慢增大并最终稳定在 0.65 左右, A^* 以较缓趋势继续增加,振动进入完全发展的驰振分支。这是因为小阻尼条件下,振子涡激振动阶段的振幅较大,超过了其发生驰振所需的临界振幅,随折合流速的增加,振子能够实现由涡振向驰振的自激性转变。

(2) 当 $\zeta = 0.197$ 时, T 形振子的流致振动表现出与单圆柱涡激振动相似的特征:随 U_r 的增加,振动依次处于涡激振动的初始分支、上端分支和下端分支。当 $4.125 \leq U_r \leq 6.0$ 时,振子的 A^* 较小但 f^* 随 U_r 的增加急剧增大,振动处于涡激振动初始分支;当折合流速位于 $6.0 < U_r \leq 8.5$ 区间时, A^* 随 U_r 的增大显著增加但 f^* 随 U_r 的增加缓慢增加,振动响应进入涡激振动上端分支;当 $U_r > 8.5$ 时,随 U_r 的增加, A^* 开始下降直到振动受到强烈的抑制但 f^* 随 U_r 的增加继续增大,振动进入涡激振动下端分支。振子并不能像 $\zeta \leq 0.176$ 时可以由涡激振动自主转变为驰振,说明随着 ζ 的增大,柱体涡激振动所形成的初始条件不能够再使柱体自主进入驰振状态。

(3) 当 $\zeta \geq 0.234$ 时,随 U_r 增大,振子振动响应在测试流速范围内始终表现为涡激振动。当 $4.125 \leq U_r \leq 6.625$ 时,振子的 A^* 较小但 f^* 随 U_r 的增加急剧增大,振动处于涡激振动初始分支;当 $6.625 < U_r \leq 8.5$ 时, A^* 显著增大但 f^* 随 U_r 的增加缓慢增加,振动响应进入涡激振动上端分支;当 U_r 超过 8.5 时,振动受到明显的抑制, A^* 随 U_r 的增加而减小,但 f^* 随 U_r 的增加而增大,即在整个涡激振动阶段, f^* 随 U_r 的增加出现逐渐增大的现象,振子振动未出现明显的锁频现象。

(4) 从图 7 中可以看出,试验中不同 ζ 下振子振动初始分支对应折合流速范围均为 $4.125 \leq U_r \leq 6.0$, ζ 对 T 形振子涡激振动初始分支的影响并不显著,但对上端分支及驰振分支(下端分支)的影响是十分明显的。

4 结论

本文利用自循环试验水槽进行了弹性支撑 T 形截面振子的流致振动试验。对比研究了 T 形截面振子与传统圆柱振子流致振动的响应差异,并重点分析系统阻尼对 T 形截面振子振动响应的影响。此次研究旨在认清弹性支撑 T 形截面振子在水流中的振动特性,并考察该截面形式的振子是否有利于发电的实际应用,得到结论如下:

(1) 揭示了弹性支撑 T 形振子在水流中的振幅和频率响应随折合流速的变化规律。T 形振子表现出“非自限制”的流致振动,随流速持续增大,振动逐渐发展为驰振。最大响应振幅比 $A^* = 2.52$,超过了现有圆柱涡激振动试验结果下的最大振幅比 $A^* = 1.90$ 。

(2) T 形截面振子的流致振动具有大振幅、频率稳定及“非自限制”的特点,适用于较高流速条件下的能量汲取。但圆柱振子在低流速条件下的能量汲取依然占优。

(3) 系统阻尼会显著影响 T 形振子的流致振动响应规律。本文试验条件下,当阻尼比 $\zeta < 0.197$ 时,振子可以实现涡振向驰振的自激性转化,但当阻尼比 $\zeta \geq 0.197$ 时,则不能实现涡振向驰振的自激性转化,仅表现出“自限制性”的涡激振动现象。

(4) 因加大阻尼会减弱 T 形截面振子的振动强度,故必然存在一个临界的阻尼比使得振子既能发生自激励驰振,也能拥有良好的能量汲取能力。

参考文献:

- [1] 白莱文斯. 流体诱发振动[M]. 吴恕三,译. 北京:机械工业出版社,1981 (Blenvins R D. Flow-induced vibration [M]. WU Shusan, Trans. Beijing: China Machine Press, 1981(in Chinese))
- [2] 唐友刚,朱龙欢,李杨青. 深海顶张式立管组合参激共振的非线性振动分析[J]. 天津大学学报,2015,48(9):811—816 (TANG Yougang, ZHU Longhuan, LI Yangqing. Nonlinear vibration analysis of combination parametric resonance for TTRs in deep water [J]. Journal of Tianjin University, 2015, 48(9):811—816 (in Chinese))
- [3] 张永波,郭海燕,孟凡顺,等. 多用途输液立管涡激振动实验研究与疲劳分析[J]. 实验力学,2011,26(3):303—310 (ZHANG Yongbo, GUO Haiyan, MENG Xiaomin, et al. Multi-purpose infusion riser vortex-induced vibration experiment and fatigue analysis [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2011, 26(3):303—310 (in Chinese))
- [4] 余建星,孙凡,傅明炆,等. 海底管线涡激振动响应动力特性[J]. 天津大学学报,2009,42(1):1—5 (YU Jianxing, SUN Fan, FU Mingyang, et al. Dynamic characteristics of vortex-induced vibration of submarine pipeline [J]. Journal of Tianjin University, 2009, 42(1):1—5 (in Chinese))
- [5] 矫滨田,贾旭,曹静,等. 深水立管涡激振动抑制装置的研制[J]. 中国海上油气,2012,24(3):70—74 (JIAO Bintian, JIA Xu, CAO Jing, et al. The deepwater riser vortex-induced vibration suppression device development [J]. Journal of China Offshore Oil and Gas, 2012, 24(3):70—74 (in Chinese))
- [6] Bearman P W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1984, 16:195—222.
- [7] 张军,练继建,刘昉,等. 正三棱柱流致振动试验研究[J]. 振动与冲击,2016,35(20):3—9 (ZHANG Jun, LIAN Jijian, LIU Fang, et al. Experimental investigation on flow induced motion of an equilateral triangle prism [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(20):3—9 (in Chinese))
- [8] 刘卓,刘昉,燕翔,等. 高阻尼比低质量比圆柱涡激振动试验研究[J]. 实验力学,2014,29(6):737—743 (LIU Zhuo, LIU Fang, YAN Xiang, et al. Experimental study of cylinder vortex induced vibration under high damping ratio and low mass ratio condition [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2014, 29(6):737—743 (in Chinese))
- [9] 燕翔,练继建,刘昉,等. 不同截面形式振子的流致振动试验[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版),2016,49(12):1268—1275 (YAN Xiang, LIAN Jijian, LIU Fang, et al. Model tests on flow-induced motion of oscillators with different cross sections [J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2016, 49(12):1268—1275 (in Chinese))
- [10] Bernitsas M M, Ben-Simon Y, Raghavan K. The VIVACE converter: model tests at high damping and Reynolds number around 105 [J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering-Transactions of ASME, 2009, 131:011102.
- [11] Khalak A, Williamson C H K. Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structure with very low mass and damping [J]. Journal of Fluids and Structures, 1997, 11(8):973—982.
- [12] Morse T L, Govardhan R N, Williamson C H K. The effect of end conditions on the vortex-induced vibration of cylinders [J]. Journal of Fluids and Structures, 2008, 24(8):1227—1239.

- [13] Raghavan K, Bernitsas M M. Experimental investigation of Reynolds number effect on vortex induced vibration of rigid circular cylinder on elastic supports [J]. *Ocean Engineering*, 2011, 38 (5-6):719—731.
- [14] Feng C C. The measurement of vortex induced effects in flow past stationary and oscillating circular and d-section cylinders [D]. Vancouver: University of British Columbia, 1968.
- [15] Barrero-Gil A, Fernandez-Arroyo P. Maximum vortex-induced vibrations of a square prism [J]. *Wind and Structures*, 2013, 16:341—54.

Experimental Study of Flow-Induced Vibration Characteristics of T-shape Cross-Section Oscillator

LIAN Ji-jian, REN Quan-chao, LIU Fang, YAN Xiang, ZHANG Jun

(State Key Laboratory Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: In recent years, the flow-induced vibration (FIV) has been studied as a new means of energy utilization and a lot of studies were carried out for cylindrical oscillator. With the deepening of study, it is found that compared with cylindrical oscillator, special cross-section vibrator presents better energy capture performance due to its different vibration characteristics. Experimental study of FIV characteristics of T-shape cross-section oscillator was carried out in a self-circulating flume. FIV response difference between T-shape cross-section oscillator and typical cylindrical oscillator was compared. Both advantage and disadvantage of energy capture ability and its application scope were analyzed, and the influence of damping ratio on FIV characteristics of T-shape cross-oscillator was revealed. Results show that the vibration response of T-shape cross-section oscillator is different from cylindrical vibrator due to its “non self-limiting” characteristic, and appears galloping bifurcation. The increase of damping can inhibit the vibration of T-shape oscillator and the possibility of galloping appearing. Relative to cylindrical vibrator, T-shape oscillator is more suitable for energy capture in higher flow rate situation.

Keywords: flow-induced vibration; T-shape cross-sections; damping