

# 不同端板条件下的圆柱涡激振动试验<sup>\*</sup>

燕翔, 刘昉, 练继建, 邵楠, 邢仕强

(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** 以涡激振动海流能利用为工程背景, 在流速范围为 0~0.75m/s 的自循环水槽中开展了直径为 6cm 的自自由度圆柱涡激振动试验研究, 分析了 5 种不同形状端板、7 种不同尺寸矩形端板条件下圆柱涡激振动的响应规律, 提出了适用于能量利用的端板形状与合理尺寸。研究表明: 5 种端板中最有利于能量利用的为矩形端板, 最不利的为无端板; 矩形端板圆柱的振幅和频率为无端板圆柱的 1.38 倍与 1.25 倍; 利于增强振动的矩形端板顺水流方向长度应控制在 1.5~2 倍圆柱直径范围内。

**关键词** 涡激振动; 端板; 振幅; 频率

**中图分类号** TH128

## 引言

圆柱绕流涡激振动为典型的流固耦合现象。当流体经过可自由运动的阻流圆柱时, 流体的黏滞作用会在圆柱尾端产生交替脱落的旋涡, 使圆柱上下两侧压力失衡, 从而迫使圆柱发生往复运动, 即为涡激振动现象<sup>[1]</sup>。涡激振动具有强烈的非线性与锁定特性<sup>[2]</sup>, 海洋管线、锚索结构、高耸结构及长跨结构物因此遭受严重的疲劳破坏<sup>[3-4]</sup>。随着涡激振动研究的逐步深入, 学者们发现涡激振动现象可用于海流能开发, 许多涡激振动及流致振动发电设备相继提出<sup>[5-6]</sup>, 并提供了良好的能量利用方案及相关的适用范围<sup>[7-8]</sup>。

通常圆柱绕流涡激振动包括二维问题与三维问题两个方面。对于二维问题, 圆柱可简化为弹性支撑的刚体结构, 且仅在平面范围运动<sup>[9]</sup>。三维问题研究主要针对实际工程, 如深水柔性管线<sup>[4]</sup>及变截面柱体<sup>[10]</sup>等。通常, 三维问题是二维问题的延伸, 二维问题则是三维问题的基础。涡激振动发电中的圆柱本身也是三维问题简化成了二维问题。文献<sup>[11]</sup>在低速海流发电装置(vortex induced vibration for aquatic clean energy, 简称 VIVACE)的研究指出, 刚性圆柱后侧存在多个纵向旋涡(旋涡轴线与水流方向平行), 但当圆柱的长细比控制在 7~20 的条件下, 三维效应并不显著, 可视其为二维运动。因此, 现阶段涡激振动发电的圆柱振动特性研究基本

基于二维的理念开展<sup>[12-16]</sup>, 很少考虑三维影响。事实上, 即使长细比控制的很小, 圆柱涡激振动仍存在其他的三维效应。最显著、影响最大的当属圆柱的侧向绕流效应。由于流场的宽度与圆柱轴线长度的差异, 使部分流体会从圆柱侧向绕过, 这一侧绕流势必改变圆柱后侧的旋涡脱落方式与能力, 从而影响柱体的振动强度和圆柱的发电能力。为此, 一些发电装置设置了圆柱两侧的导流板<sup>[17]</sup>, 在模型试验中即为圆柱的两侧端板。文献<sup>[18]</sup>对竖向布置的圆柱的底部端板进行了变化, 分析了随动端板、固定端板、无端板及端板位置差异下圆柱涡激振动的响应规律。研究发现, 端板有无并不影响最大振幅, 但无端板圆柱振幅的上端分支与下端分支跳跃特性并不明显, 变化规律更为平滑。该试验针对直径较小圆柱, 且圆柱竖向布置, 仅考虑单侧布置的方形端板, 其雷诺数、湍流度及圆柱尺寸与实际发电设备差异较大。

由于现阶段端板对圆柱涡激振动的三维效应研究内容的匮乏, 制约了涡激振动发电设备的设计与制造。笔者基于天津大学自循环水槽进行了不同端板条件下圆柱绕流的涡激振动试验, 研究了不同形状和尺寸端板条件下圆柱的涡激振动特性。选取了矩形、正方形、圆形、正六边形及无端板 5 种典型的端板形状, 针对矩形端板选取了 7 种不同的尺寸规格。通过二维手段探索三维问题, 确定端板对圆柱涡激振动的影响, 为流致振动试验研究提供依据和模型制作参考, 并为实际发电装置的圆柱端部设计提供形状与尺寸依据。

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划资助项目(2016YFC0401905)  
收稿日期: 2017-08-20; 修回日期: 2017-11-09

## 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,涉及到的有关参数说明、定义及表达式如表 1 所示。

表 1 参数说明

Tab. 1 Introduction of parameters

符号与表达式	名称与定义
$D$	振子特征直径
$H$	振子特征高度
$L$	振子长度
$K$	系统刚度
$m_{osc}$	振动质量 <sup>[2]</sup>
$U$	流速
$A$	最大振幅
$f_{osc}$	振动频率
$A^* = A/D$	振幅比
$f^* = f_{osc}/f_{n,water}$	频率比
$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m_{osc}}}$	系统自振频率
$U_r = U/(f_n \cdot D)$	折合流速
$Re = UD/\nu$	雷诺数

## 2 试验装置与物理模型

### 2.1 试验装置及测试设备

试验在天津大学水力学实验室自循环水槽中进行,槽体尺寸为  $15.0\text{m} \times 0.6\text{m} \times 0.5\text{m}$ ,试验段长为  $2\text{m}$ ,最大水深为  $0.45\text{m}$ <sup>[14]</sup>。流速范围为  $0 \sim 0.75\text{m/s}$ ,雷诺数  $Re$  范围为  $7.5 \times 10^3 \sim 5.5 \times 10^4$ ,湍流度范围为  $6\% \sim 16\%$ ,试验流速选取振子振动平衡位置<sup>[19]</sup>。振动系统由线性轴承限于滑轨之上,由弹簧支撑并形成弹性振动体系,各组件连接形式详见文献[14]。试验参数包括位移与流速。位移采用磁致位移传感器进行测量,主传感器安装在固定支撑之上,磁探头位于滑动体系之上,传感器量程为  $0 \sim 800\text{mm}$ ,精度误差为  $\pm 0.05\%$ 。流速采用毕托管-压差计联合测试方法进行,精度误差为  $\pm 0.1\%$ 。装置原理图与实际装置图如图 1 所示。

### 2.2 振子模型参数与试验内容

试验振子均为等长度、等直径圆柱,直径  $D$  均为  $6\text{cm}$ ,长度  $L$  均为  $56\text{cm}$ 。圆柱材料为有机玻璃,内部中空,可用于配重。试验模型的圆柱两段设置的端板均为有机玻璃材料,厚度均为  $1\text{cm}$ 。圆柱长度加上端板厚度达到  $58\text{cm}$ ,保证了端板两侧与水槽边壁之间距离约为  $1\text{cm}$ ,使圆柱两侧侧向流宽度统

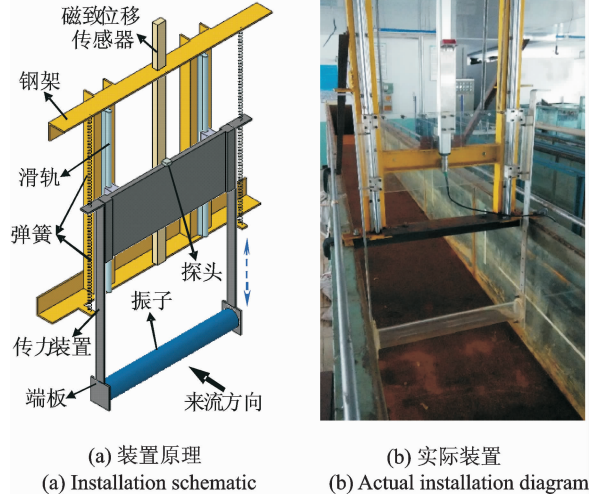


图 1 试验装置

Fig. 1 The illustration of apparatus

一,减小了侧向宽度对圆柱涡激振动的三维影响<sup>[18]</sup>。传力系统相对刚度较大,故试验振子可视为二维单自由度振动体系。简化后的二维试验振子振动模型如图 2 所示。图中: $U$  为无穷远处来流流速;流速方向恒定  $x$  方向; $K$  为振动系统的刚度; $c$  为振动系统的阻尼; $D$  为圆柱直径;试验视振子仅做  $y$  方向(竖直方向)单自由度运动。

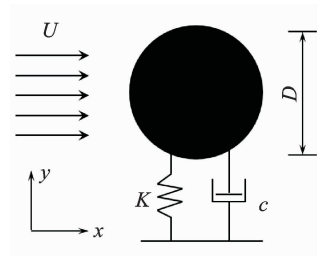


图 2 振动圆柱简化示意图

Fig. 2 Simplified drawing of vibrating cylinder

设定两项试验内容:a. 不同端板形状下的圆柱涡激振动试验;b. 矩形端板延长度方向变化下的圆柱涡激振动试验。试验内容对应的截面布置与振子模型如图 3, 4 所示。需要说明的是,这里对端板尺寸的研究仅针对矩形端板。

试验 1 选取 5 种形状端板,分别为  $13\text{cm} \times 8\text{cm}$  矩形端板、边长为  $13\text{cm}$  的正方形端板、直径为  $13\text{cm}$  的圆形端板、特征宽度为  $13\text{cm}$  的正六边形端板及无端板,如图 3 所示。

试验 2 选取 7 种尺寸的矩形端板,端板沿振子运动方向(垂直方向)上的长度为  $13\text{cm}$ ,沿宽度方向分别为  $6, 8, 12, 18, 24, 30$  和  $36\text{cm}$ 。端板的正中心与圆柱截面正中心重合,且短边与长边分别垂直和平行于水流方向。端板截面布置与振子模型如图 4

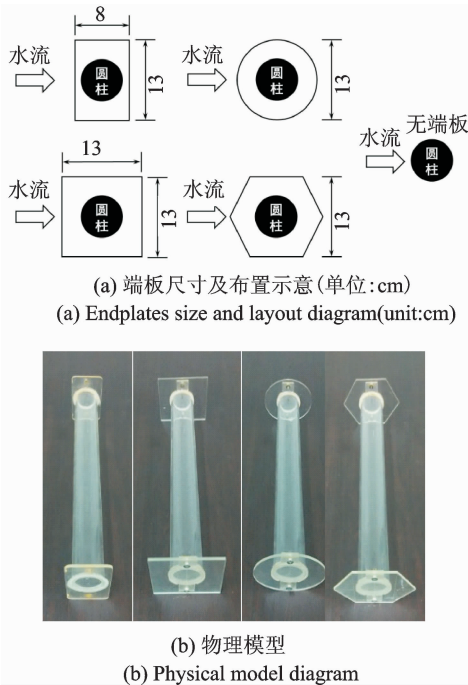


图 3 不同形状端板的振子模型  
Fig. 3 Test cylinders with different endplates

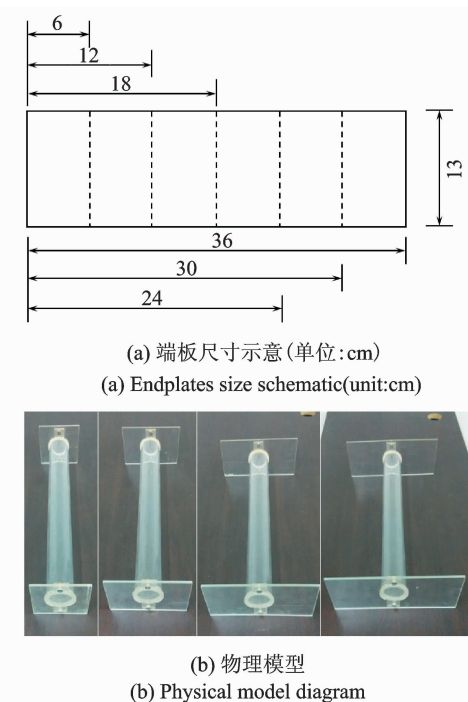


图 4 不同长度矩形端板的振子模型  
Fig. 4 Test cylinders with endplates for different length

所示。为了保证试验结果的可比性,所有试验选取相同的弹簧刚度与机械振动条件,并通过改变配重的方式,保证各试验工况下的振动质量  $m_{osc}$  相等(对应的质量比均为  $m^* = 3.26$ ),对应的刚度为  $K = 400\text{N/m}$ 。

### 3 结果分析

#### 3.1 不同形状端板的振幅响应

流致振动发电中振幅的大小直接决定发电功率的高低。5 种不同形状端板条件下的圆柱涡激振动振幅响应规律如图 5 所示。其中:纵坐标  $A^*$  为振幅比,  $A^* = A/D$ ;  $A$  为圆柱振子流致振动位移-时间变化曲线中至少 60 个波峰或者波谷绝对值的平均值;  $D$  为振子直径;  $Re$  为雷诺数,  $Re = UD/\nu$ ;  $U$  为真实流速;  $\nu = 1.139 \times 10^{-6}$ , 为水的动力黏滞系数;  $U_r$  为折合流速,  $U_r = U/(f_{n, water} D)$ ;  $f_{n, water}$  为振动系统在水中的固有频率。由图 5 可知,不同形状端板下的圆柱涡激振动振幅响应规律有所差异,具体表现在以下几个方面。

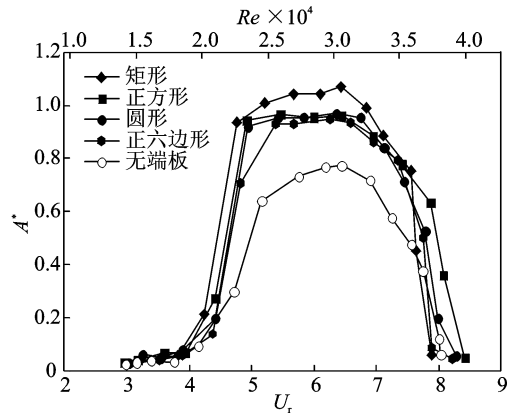


图 5 不同端板的圆柱涡激振动振幅响应规律  
Fig. 5 Variations of amplitude versus reynold number and reduced velocity at endplates with different sections

1) 端板截面形状不同的柱体突显了经典的涡激振动“自限制”振动特性,即随着  $Re$  数增大,振动依次进入涡激振动的初始分支、上端分支与下端分支。设置端板的情况(圆形、正六边形、正方形和矩形)几乎有着相同的自由振动响应,定性来说,不同端板并未对振子的流激振动特性产生较大影响。

2) 由图 5 可知,未设置端板试验圆柱的最高振幅比  $A^*$  为 0.774;设置端板试验圆柱的(圆形、正六边形、正方形和矩形)最高振幅比  $A^*$  在 0.947~1.068 之间,是未附接端板情形下的 1.22~1.38 倍。因此,未设置端板的试验圆柱的振幅要小于设置端板的试验圆柱。由图 5 可知,未附接端板试验振子的上端分支对应的雷诺数  $Re$  范围为 25 500~33 000,而设置端板的试验圆柱的上端分支的雷诺数  $Re$  范围为 22 000~34 000,是未设置端板圆柱的 1.2~1.3 倍。因此,未设置端板的试验圆柱的非线

性共振区间(锁定区间)小于设置端板的试验圆柱。这说明对于圆柱涡激振动而言,端板的设置有利于振动振幅及非共振流速范围的增大和增强振动强度。原因主要是由于端板的设置使旋涡的脱落方向基本限定在顺水流方向,旋涡的平面二维特征更为显著,脱涡造成的升力更大。未设置端板的圆柱旋涡脱落方向并未被完全约束,脱落的旋涡向圆柱轴线方向有所扩展,旋涡的三维特征更加明显,且能量有所耗散,升力降低,圆柱振动强度受到抑制。

3) 设置端板的圆柱振幅响应规律基本一致,但也存在细微差异。对于初始分支( $U_r < 4.5, Re < 22\ 000$ ),各形状端板的圆柱振幅基本一致。对于上端分支( $4.5 < U_r < 7, 22\ 000 < Re < 34\ 000$ )矩形端板试验振子的最高振幅比  $A^*$  为 1.068,正方形端板最高振幅比  $A^*$  为 0.964,正六边形端板最高振幅比  $A^*$  为 0.947,圆形端板最高振幅比  $A^*$  为 0.969。可见,矩形端板的圆柱振动位移最大。对于下部分支( $U_r > 7, Re > 34\ 000$ ),各圆柱的完全抑制流速有所差异,矩形端板圆柱最先抑制,其次为正六边形端板圆柱,再次为无端板的圆柱,然后为圆形端板圆柱,最后为正方形端板圆柱。

综上,不同形状端板的圆柱振幅响应都表现出了经典的涡激振动特性,但振幅大小存在差异,矩形最大,无端板最小,其他端板适中且差异不大。

### 3.2 不同形状端板的频率响应

不同端板条件下圆柱的振动频率比  $f^*$  随雷诺数  $Re$  及折合流速  $U_r$  的变化规律如图 6 所示。其中: $f^*$  为频率比, $f^* = f_{osc} / f_{n,water}$ ;  $f_{osc}$  为圆柱的振动主频。选取圆柱稳定振动 30s 时程,通过快速傅里叶转换可得振子的振动主频  $f_{osc}$ 。由图 6 可知,不同端板形状圆柱的振动频率响应较为类似,但也存在差异,具体表现在以下 2 个方面。

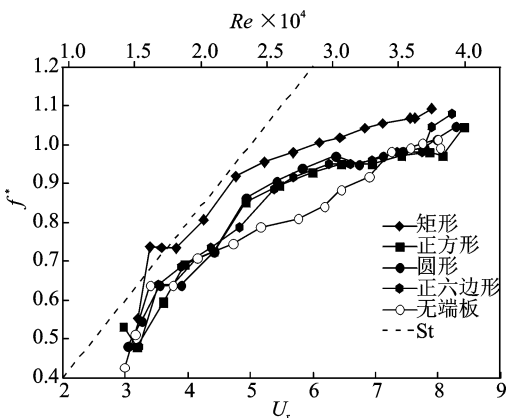


图 6 不同端板的圆柱涡激振动频率响应规律

Fig. 6 Variations of frequency versus Reynold number and reduced velocity at endplates with different sections

1) 总体上,所有圆柱的频率比  $f^*$  随  $Re$  呈现增大趋势。当  $U_r < 4.5 (Re < 22\ 000)$  时,频率比  $f^*$  较小,但增长趋势较大,说明振动处于初始分支,频率锁定情况不佳。当  $4.5 < U_r < 7 (22\ 000 < Re < 34\ 000)$  时,频率比  $f^*$  持续升高,但上升趋势有所减缓,且  $f^*$  逐渐趋于 1 左右,说明此时振动处于上端分支,锁频情况较好,进入非线性共振(锁定)区域。当  $U_r > 7 (Re > 34\ 000)$  时,频率比  $f^*$  的升高趋势再次增大,说明此时振动进入下部分支,振动受到抑制,锁频情况不佳。

2) 由图 6 可知,矩形端板下圆柱的振动频率比  $f^*$  在任意分支都显著大于其他形状端板圆柱(上端分支时,其  $f^*$  接近 1 左右),说明矩形端板的振动速度更快。未设置端板的圆柱在上端分支的频率比  $f^*$  仅为 0.8 左右,显著小于圆形、正方形、正六边形及矩形端板条件下圆柱的频率比  $f^*$ ,说明无端板情况下的圆柱振动速度最慢。另外,其余 3 种端板条件(圆形、正方形及正六边形)下的圆柱振动频率比响应差异不大,说明若端板尺度接近(直径或边长均为 13cm),即便形状存在差异,圆柱涡激振动的频率响应也不会存在不大差异。该现象的主要原因为:无端板条件下,振动方向上的水流并未受到圆柱轴线方向的约束,从而漩涡脱落的三维影响显著,脱落时程较长,振动频率不高;对于设置端板的圆柱,脱落漩涡的脱落方向受到限制,三维影响不显著,脱落时程较短,振动频率升高。需要说明的是,对于正方形、正六边形及圆形在顺水流方向上尺度差异不大,故其频率比  $f^*$  差异不大。矩形与正方形端板条件的圆柱频率比  $f^*$  差异显著,矩形显著大于正方形,说明在顺水流方向上的尺度差异会影响圆柱涡激振动的频率响应,也可能进一步影响振幅大小。

综上,不同形状端板的圆柱频率响应都表现出了经典的涡激振动特性,但频率比大小存在差异,其中矩形最大,无端板最小,其他端板适中且差异不大。

### 3.3 截面高宽比的影响

采用 7 种顺水流长度端板的圆柱进行涡激振动试验。为保证试验的可比性,选用的圆柱  $D = 6\text{cm}$ ,材料为有机玻璃,振动质量比为  $m^* = 3.26$ ,刚度为  $K = 400\text{N/m}$ ,折合流速  $U_r$  范围 2~9(雷诺数  $Re$  范围  $10\ 000 \sim 42\ 000$ )。端板宽度(延振动方向上侧长度)也均为 13cm。选取的 7 种端板顺水流方向的长度分别为 6cm(1D),8cm(4/3D),12cm(2D),18cm(3D),24cm(4D),30cm(5D)和 36cm(6D)。

上述 7 种端板条件下的圆柱涡激振动响应规律如图 7 所示。图中包含了振幅比  $A^*$  及频率比  $f^*$

随雷诺数  $Re$  及折合流速  $U_r$  的相关关系。可总结出如下规律。

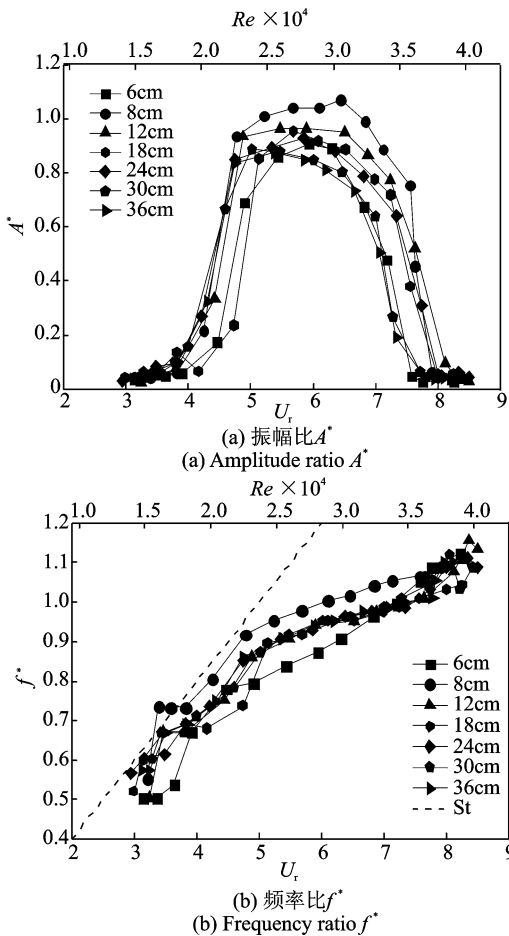


图 7 不同长度端板的圆柱涡激振动响应规律  
Fig. 7 Vortex-induced vibration responses of circular cylinders with endplates at different lengths

1) 总体上,7 种长度端板条件下圆柱都突显了“自限制”特性的涡激振动响应规律,即随着  $U_r$  (或  $Re$ ) 增大,圆柱振动依次进入涡激振动的初始分支、上端分支与下端分支。对应的振幅比  $A^*$  响应规律为先增大,然后稳定在较高水平( $A^*$  接近 1 附近),最后快速降低。对应的频率比  $f^*$  响应规律则为先快速升高,然后缓慢升高且数值逐渐接近 1,最后再次快速升高。

2) 对于初始分支,不同尺寸的端板条件对圆柱的振幅影响并不大。对于上端分支与下端分支,端板的长度则对振动响应存在一定影响。表 2 为不同端板长度下圆柱的最大振幅比。可见,若端板长度大于 2 倍圆柱直径 ( $2D$ ),则长度的增加会使圆柱振幅有所降低,但若端板长度小于  $2D$  且接近  $1D$  时,圆柱振幅有所降低。因此,在  $1D \sim 2D$  之间存在一个最后的端板长度,可使圆柱振幅达到最大,本试验结果为 8cm,即  $1.33D$ 。

表 2 最大振幅比与端板长度关系

Tab. 2 Relationship between the maximums of amplitude ratios and lengths of end plates

端板长度/cm	最大振幅比 $A^*$
6	0.908
8	1.042
12	0.964
18	0.954
24	0.929
30	0.888

3) 根据频率的响应规律可知,对于 12~36cm 长度的端板,频率响应的差异不大,尤其是上端分支的响应基本重合,初始分支与下端分支的响应有一定差异,但差异不大。对于长度为 6cm 的圆柱,其频率比  $f^*$  显著小于其他长度端板(上端分支的反应最为明显)。长度为 8cm 的圆柱频率比  $f^*$  显著大于其他长度端板。

4) 可见,13cm × 6cm 端板条件下圆柱的振动振幅与频率均小于 13cm × 12cm 端板条件下的圆柱。事实上,对于 13cm × 6cm 的端板,其顺水流方向的长度与圆柱的直径  $D$  相同(都为 6cm)。此时的模型几乎等同于无端板情况下的圆柱模型,脱落的旋涡受三维尺度的影响相对显著,脱落时程相对较长,影响了升力的大小与频率,从而影响了振幅与频率的大小。

综上所述,不论矩形端板沿水流方向的长度如何变化,圆柱均表现为“自限制”特性的涡激振动特性。当端板沿水流方向上的长度大于 2 倍直径时,长度的增大会降低振动的幅值以及锁定区间的范围,但频率变化不大。当端板沿水流方向上的长度等于 1 倍直径时,其振动幅值、频率及锁频区间会显著降低。因此,存在一个最优的端板长度,使振动频率与振幅都达到最优。由于振动能量取决于振幅与频率的乘积,故对本模型试验而言,有利于振动发电的端板在顺水流方向上的长度应保持在 1.5~2 倍圆柱直径范围内。

## 4 结 论

1) 说明了不同形状端板下的圆柱涡激振动响应规律,分析了有利于发电的端板截面形状。不论端板形状如何,圆柱都表现出典型的“自限制”性涡激振动响应规律;矩形端板条件下的圆柱振幅最大,是未设置端板圆柱的 1.38 倍;矩形端板条件下的圆柱频率最大,是未设置端板条件圆柱的 1.25 倍;锁定区间范围是矩形端板条件下圆柱最大,而未设置端板的最小;矩形端板最有利于能量汲取,无端板不适用于流致振动能量利用。

2) 揭示了矩形端板沿水流方向长度对圆柱涡激振动的影响规律:当端板长度超过2倍圆柱直径后,端板长度的增加会使圆柱的振动最大振幅及锁定区间减小;当端板长度小于2倍圆柱直径时,端板长度的减小会使圆柱振动最大振幅及锁定区间减小;适于发电的端板长度应控制在1.5~2倍直径之间。

### 参 考 文 献

- [1] 白菜文斯 R D. 流体诱发振动[M]. 吴恕三,译. 北京:机械工业出版社,1983:9-22.
- [2] Feng C C. The measurement of vortex induced effects in flow past stationary and oscillating circular and d-section cylinders [D]. Kelowna: University of British Columbia, 1968.
- [3] 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)
- [4] 张永波,郭海燕,孟凡顺,等. 多用途输液立管涡激振动试验研究与疲劳分析[J]. 试验力学,2011,26(3):303-310.  
Zhang Yongbo, Guo Haiyan, Meng Fanshun, 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)
- [5] Bernitsas M M, Raghavan K, Ben-Simon Y, et al. VIVACE (vortex induced vibration aquatic clean energy): a new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow [J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2008, 130(4): 041101.
- [6] Zhang Jun, Liu Fang, Lian Jijian, et al. Flow induced vibration and energy extraction of an equilateral triangle prism at different system damping ratios[J]. Energies, 2016, 9(11): 938.
- [7] Sun H, Kim E S, Nowakowski G, et al. Effect of mass-ratio, damping, and stiffness on optimal hydrokinetic energy conversion of a single, rough cylinder in flow induced motions [J]. Renewable Energy, 2016, 99: 936-959.
- [8] 练继建,燕翔,刘昉,等. 流致振动发电的效率[J]. 哈尔滨工程大学学报,2017,38(10):1545-1553.  
Lian Jijian, Yan Xiang, Liu Fang, et al. Power generating efficiency of flow-induced vibration [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(10): 1545-1553. (in Chinese)
- [9] Williamson C H K, Govardhan R. Vortex-induced vibrations [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2004, 36: 413-455.
- [10] Raghavan K. Energy extraction from a steady flow using vortex induced vibration [D]. Ann Arbor: The University of Michigan, 2007.
- [11] Zeinoddini M, Tamimi V, Seif M S. Stream-wise and cross-flow vortex induced vibrations of single tapered circular cylinders: an experimental study[J]. Applied Ocean Research, 2013, 42: 124-135.
- [12] 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.
- [13] 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]. 试验力学,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)
- [14] 燕翔,练继建,刘昉,等. 不同截面形式振子的流致振动试验研究[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)
- [15] Ding L, Zhang L, Wu C M, et al. Flow induced motion and energy harvesting of bluff bodies with different cross sections [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 91: 416-426.
- [16] 王军雷. 基于流机电多物理场耦合下涡激振动能量收集模型及特性[D]. 重庆:重庆大学,2014.
- [17] Bernitsas M M, Raghavan K. Fluid motion energy converter; USA, 7493759[P]. 2007-01-08.
- [18] 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.
- [19] 练继建,燕翔,刘昉,等. 正方形截面振子在不同来流方向的单自由度流致振动特性研究[J]. 振动与冲击,2017,36(15):29-35.  
Lian Jijian, Yan Xiang, Liu Fang, et al. Flow induced vibration characteristics of a single-DOF square cylinder at different incident angles[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(15):29-35. (in Chinese)



**第一作者简介:**燕翔,男,1988年8月生,助理研究员。主要研究方向为海上新能源开发与利用、流致振动与发电以及水动力试验。曾发表《Experimental investigation on soft galloping and hard galloping of triangular prisms》(《Applied Sciences》2017, No. 7)等论文。  
E-mail: xiangyan@tju.edu.cn

