

DOI: 10.3901/JME.2022.05.108

# 振动水翼低阶振型的阻尼特性试验研究\*

曾永顺<sup>1</sup> 齐鑫<sup>1</sup> 姚志峰<sup>1,2</sup> 王静竹<sup>3</sup> 王一伟<sup>3</sup> 王福军<sup>1,2</sup>

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院 北京 100083;

2. 北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心 北京 100083;

3. 中国科学院力学研究所流固耦合系统力学重点实验室 北京 100190)

**摘要:** 水力机械过流部件与环境流体相互作用产生的附加质量和阻尼效应, 对其动力响应特性有显著影响。本研究重点测量了空气和水中振动水翼前四阶振型的阻尼特性参数。通过在水翼前缘嵌入一个压电片施加激励, 采用激光测振仪和水翼尾缘的压电片同时获取振动响应信号并相互校准, 构建了叶片式结构模态参数测试系统。将压电片信号作为基准信号, 同步激光测振仪的多点响应信号, 提出了一种单振型测量方法。重点分析了对数衰减法、希尔伯特变换法、共振放大法、半功率带宽法和圆圈拟合法五种常用的阻尼比识别方法。结果表明: 五种阻尼比识别方法的精度和不确定度在同一量级, 综合比较后认为, 对于自由振动响应信号推荐采用对数衰减法, 强迫振动响应信号则推荐采用半功率带宽法; 空气和水中在同一振型条件下, 水翼不同位置点的阻尼比基本保持不变, 最大偏差为 5.8%; 相比空气环境, 水中水翼各阶固有频率下降率在 6.49%~26.73%之间, 各阶模态对应的振型未见明显差异; 水中振动水翼阻尼比变化趋势依赖于具体振型, 其中, 1 阶弯曲、1 阶扭转和 1 阶弯扭振型对应的阻尼比分别增大 13.09%、8.61%和 14.34%, 但 2 阶弯曲振型对应的阻尼比则减小 16.25%。

**关键词:** 水力机械; 水翼; 阻尼识别方法; 阻尼比; 振型

**中图分类号:** TV136

## Experimental Investigation on Damping Characteristics of a Vibrating Hydrofoil in Low-Order Modes

ZENG Yongshun<sup>1</sup> QI Xin<sup>1</sup> YAO Zhifeng<sup>1,2</sup> WANG Jingzhu<sup>3</sup>  
WANG Yiwei<sup>3</sup> WANG Fujun<sup>1,2</sup>

(1. College of Water Resources & Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083;

2. Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, Beijing 100083;

3. Key Laboratory for Mechanics in Fluid Solid Coupling Systems, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190)

**Abstract:** Added mass and damping effects are induced by the fluid structure interaction (FSI) between submerged structure of hydraulic machines and the environmental fluid, which have significant influences on the vibration characteristics of submerged structures. The damping characteristic parameters of the first four-order modes of a vibrating hydrofoil in air and water are measured, based on experimental tests. By inserting a piezoelectric patch (PZTp) on the leading edge of the hydrofoil to apply excitation, a laser Doppler vibrometer (LDV) and another PZTp (on the trailing edge) are used to simultaneously obtain vibration response signals and calibrate each other, and then a modal parameter testing system is constructed. A single mode shape measurement method is proposed by taking the signal obtained by the PZTp as the reference signal and synchronizing the multi-point response signals obtained by the LDV. Five kinds of commonly used damping ratio identification methods including logarithmic decay method, Hilbert transform

\* 国家自然科学基金(51879266, 51839001)、中央高校基本科研业务费专项资金(2020TC116)和中国农业大学研究生自主创新研究基金(2020XYZC03A)资助项目。20200810 收到初稿, 20211205 收到修改稿

method, resonance amplification method, half power bandwidth method and circle fitting method are analyzed. The results show that the accuracies and uncertainties of the five damping ratio identification methods are at the same level. After comprehensive comparisons, the logarithmic decay method is recommended for the free vibration response signal, and the half power bandwidth method is recommended for the forced vibration response signal. At the same vibration mode in air and water, the damping ratios of different measurement positions of the hydrofoil are nearly the same with the maximum deviation of 5.8%. The natural frequency reduction rates of hydrofoil in water range from 6.49%-26.73% as compare to air condition, and no difference in the mode shapes of test modes is observed. The damping characteristics of the vibrating hydrofoil in water are depended on the specific modes. Specifically, the damping ratios of the first bending, first torsional and first bending-torsion combined modes in water are all higher (13.09%, 8.61% and 14.34%, respectively) than those in air. However, the damping ratio of the second bending mode in water is 16.25% lower than that in air.

**Key words:** hydraulic machinery; hydrofoil; damping identification method; damping ratio; mode shape

## 0 前言

水力机械运行过程受动静干涉<sup>[1]</sup>,失速涡<sup>[2]</sup>和卡门涡<sup>[3]</sup>等水力激振因素影响,普遍存在不同程度的振动问题。为了评估在复杂水力激振载荷作用下过流部件振动响应情况,就必须掌握该结构在流固耦合作用下的附加质量和阻尼效应。水中模态参数的测量存在两大难点,一是环境介质的存在使得传统激励方式(如锤击法)基本失效,且单一振型激励困难;二是激励响应信号往往信噪比低,阻尼参数识别难度大<sup>[4-5]</sup>。目前,工程上对附加阻尼效应的认识尚不深入。

水中结构的激励方法主要包括冲击激励<sup>[6-9]</sup>和简谐激励<sup>[8, 10-13]</sup>。冲击激励利用短时宽频的脉冲信号同时激发多种模态,通过对响应信号的分频滤波获得各阶模态参数。常用的锤击法<sup>[7-9]</sup>就属于这类方法。另外,ROTH等<sup>[6]</sup>利用空泡溃灭产生的冲击波激励水中结构,XIU等<sup>[7]</sup>采用气动力锤激励水中平板。但空泡溃灭激励和力锤激励方式都会对流动造成干扰,前者可能导致泡内气体与被测试结构接触,从而改变固有频率及阻尼特性<sup>[14]</sup>;后者会造成流体剧烈波动影响测试结果。简谐激励通常借助压电片,一般将压电片嵌入到被测结构表面,对流动干扰远小于冲击激励的方式<sup>[8, 10-13]</sup>。利用压电片扫频激励的方法,SEELEY等<sup>[11]</sup>和PRESAS等<sup>[8, 9]</sup>测得水翼、圆盘和叶轮在测试频率范围内的多阶模态响应。

水中结构响应信号获取可分为接触式<sup>[8-10, 13, 15]</sup>和非接触式<sup>[6-7, 11-12, 16]</sup>两类方法。由于传统接触式振动传感器一般形体相对较大、布线繁琐和干扰多等缺点限制了其在水中结构模态测试中的使用<sup>[9]</sup>。目前水中振动响应主要依赖于诸如激光测振仪等非接触式方法<sup>[6-7, 11-12, 16]</sup>。ROTH等<sup>[6]</sup>和XIU等<sup>[7]</sup>通过该

方法获取瞬态激励下自由衰减的振动响应,SEELEY等<sup>[11-12]</sup>和BERGAN等<sup>[16]</sup>通过该方法获得扫频激励下强迫振动的振动响应。TORRE等<sup>[13]</sup>利用压电片双向工作原理,将其与传统加速度传感器信号对比分析,认为压电片响应信号稳定且具有同等精度。PRESAS等<sup>[15]</sup>的试验结果也表明压电片和激光测振仪测量的固有频率吻合良好。

水中结构模态参数测量主要指是固有频率、振型和阻尼比的识别<sup>[4-5]</sup>。固有频率和振型识别方法相对比较成熟<sup>[10-11]</sup>。其中,振型测量主要通过频响函数法获得测点的相位和幅值<sup>[8, 15, 17]</sup>。HOSOYA等<sup>[17]</sup>采用激光测振仪获得水中平板上多个标记测点的振动响应,并根据频响函数得到各个测点的幅值和相位,进而识别多阶模态的振型。但该试验<sup>[17]</sup>得到复合模态的振动响应,振型的识别会受到相邻模态的影响。如何将单一模态振型分离出来,或直接测量单一模态振型对实际工程更为重要。阻尼比识别方法与响应信号类型有关。对于自由振动,常用对数衰减法<sup>[18]</sup>或希尔伯特变换法<sup>[19]</sup>识别阻尼比;对于强迫振动,提取共振区域的振动响应后,常用共振放大法<sup>[10-12]</sup>、半功率带宽法<sup>[19]</sup>或圆圈拟合法<sup>[16]</sup>识别阻尼比。但这些阻尼比识别方法的适用性还缺乏系统分析和比较。水中结构的固有频率在水体附加质量作用下降低,但不同振型的下降比例不一致<sup>[20]</sup>。对于振型,水翼和水轮机模型的数值模拟<sup>[18, 21]</sup>都表明空气中和水中的模态振型相似,但还需进一步更为细致的试验验证。对于阻尼比,在水体粘性、附加质量和局部相对运动等因素的影响下,水下结构的阻尼特性比空气中更加复杂<sup>[4]</sup>。基于试验,KANG等<sup>[22]</sup>的研究表明圆管第1阶模态在水中的阻尼比大于空气中;但韩等<sup>[23]</sup>基于试验得到相反的结果,发现叶片前3阶模态在水中的阻尼比相对空气降低了53%~66%。瑞士洛桑联邦理工大学(EPFL)有学者

基于试验<sup>[24]</sup>得到平板前 3 阶模态在空气中和 65%淹没深度(相对平板长度)下的阻尼比,结果表明第 1 阶模态的水中阻尼比小于空气中,但是后两阶的规律则相反,并指出自由液面与节线的相对位置影响水中阻尼比。

本文以水力机械水翼模型为研究对象,重点构建了水中模态参数测量系统,采用压电片激励水翼,通过激光测振仪和压电片获取振动响应并相互校准,全面测量了水翼结构在空气中和水中的前四阶模态参数。定量比较了五种阻尼比识别方法的精度、不确定度和操作难度,提出了一种单一模态激励和振型测量方法,并探讨了振型和环境因素对振动水翼阻尼特性的影响。

## 1 测试系统及其实现原理

### 1.1 测试装置

测试装置如图 1 所示,通过信号发生器生成正弦激励信号,电压范围 $-2\sim 12\text{ V}$ ;功率放大器的放大倍数为 10;两个压电片(型号 P-878.A1)胶粘在水翼的前缘和尾缘,通过前缘的压电片对水翼施加激励,额定电压范围为 $-20\sim 120\text{ V}$ ;通过尾缘的压电片和激光测振仪(型号 PDV-100)获取水翼的振动响应,激光测振仪量程为 $25\text{ mm}/(\text{s}\cdot\text{V})$ ;并都将测试的振动响应传递给信号调理通道,通过采集卡将模拟信号转化数字信号,利用 LabView 平台采样和记录各通道中信号,利用 Matlab 对信号进行模态参数识别。

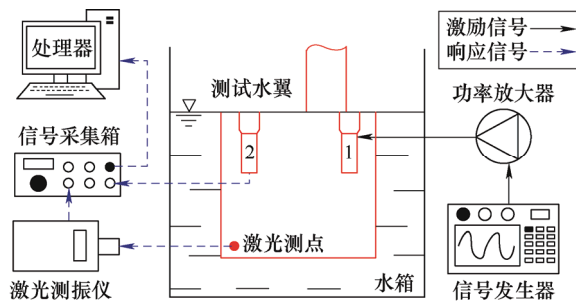


图 1 试验台示意图

测试水翼的物理模型如图 2 所示,展向长度、弦长及尾缘厚度分别为 67、70 和 2.54 mm。水翼材料为铝合金,弹性模量 69 GPa,密度 $2\ 700\text{ kg}/\text{m}^3$ ,泊松比 0.334。两个压电片嵌埋在水翼前缘和尾缘,分别起激励和响应获取作用,在图 2 中分别标号为 1 和 2。压电片展向长度、最大弦向宽度和厚度分别为 27、9.4 和 0.5 mm。水翼前、尾缘与水箱两侧壁的距离都为 266.5 mm,水翼与后壁及前壁的距离

分别为 80 和 213 mm;水翼垂直放置在透明水箱中,尖端与底壁的距离为 200 mm,水位正好淹没水翼固定端。

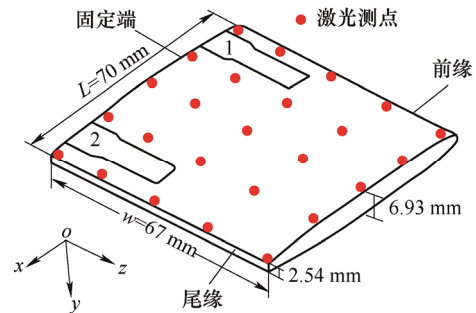


图 2 测点布置方式

### 1.2 测试原理

#### 1.2.1 扫频激励

压电片对结构施加的扫频激励信号可表示为

$$F(t) = F_0 \sin(\omega_c t) \quad (1)$$

式中  $F(t)$ ——外载荷;

$F_0$ ——激励幅值;

$\omega_c$ ——扫频激励角频率。

#### 1.2.2 响应获取

通过压电片和激光测振仪同步获得电压输出信号,激光测振仪基于多普勒效应获得水中结构的振动速度,对其求积分后可得位移<sup>[11]</sup>

$$y = \frac{v_0}{\omega_c} \sin\left(\omega_c t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2)$$

式中  $v_0$ ——振动速度的幅值。

#### 1.2.3 振型测量

在共振频率激励下,压电片运动方程可表示为

$$y = A_0 \sin(\omega_n t + \varphi_0) \quad (3)$$

式中  $A_0$ ——压电片振动幅值;

$\omega_n$ ——角固有频率;

$\varphi_0$ ——相位角。

基于激光测振仪得到不同测点的运动方程可表示为

$$y = A_k \sin(\omega_n t + \varphi_k) \quad (4)$$

式中  $A_k$ ——第  $k$  个测点的振动幅值;

$\varphi_k$ ——第  $k$  个测点的相位角;

根据式(3)和(4),计算得到第  $k$  个测点相对基准的相位差,可表示为

$$\Delta\varphi = \varphi_k - \varphi_0 \quad (5)$$

基于不同测点的振动幅值  $A_k$  和相位差  $\Delta\varphi$ ,采用插值法可得到单一模态的振型。

### 1.2.4 阻尼识别

水翼结构动力学方程可表示为

$$\ddot{y} + 2\zeta\dot{y} + \omega_n^2 y = F(t)/m \quad (6)$$

式中  $\ddot{y}$  —— 加速度;

$\dot{y}$  —— 速度;

$\zeta$  —— 阻尼比;

$m$  —— 质量。

当外载荷  $F(t)$  为 0 和扫频激励时, 水翼振动类型分别为自由振动和强迫振动, 阻尼比识别方法分别采用时域法和频域法。

### 1.3 测试方案

为了进行振型测量和探究振型类型对阻尼比的影响, 在水翼表面等距布置 25 个激光测点, 如图 2 所示。在激光测点的位置为  $x=0.75L$ ,  $z=0.75w$  处, 进行压电片和激光测振仪输出信号的相互校准。并在该激光测点对比不同阻尼比识别方法和分析环境对阻尼比的影响。

对于固有频率和基于频域的阻尼比测试, 采用扫频激励方式, 扫频范围 0.1~3 000 Hz, 扫频频率随时间线性增长, 激励和采样时间为 136 s; 对于振型测量和基于时域的阻尼比测试, 采用共振频率激励, 撤销激励后可获取水翼自由振动的时间历程; 压电片和激光测振仪的采样频率都为  $1 \times 10^5$  Hz。

## 2 阻尼比识别理论

本文比较的阻尼比识别方法包括基于时域的对数衰减法和希尔伯特变换法, 以及基于频域的共振放大法、半功率带宽法和圆圈拟合法。

### 2.1 对数衰减法

自由振动的运动方程可表示为<sup>[26]</sup>

$$y(t) = A \exp(-\zeta\omega_n t) \sin(\omega_d t + \phi) \quad (7)$$

式中  $A$  —— 振幅;

$\omega_d$  —— 阻尼角固有频率;

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2};$$

$\phi$  —— 初相位。

将自由振动的峰值点提取, 采用式(7)拟合可识别阻尼比  $\zeta$ 。

### 2.2 希尔伯特变换法

将自由振动的运动方程进行希尔伯特变换后可表示为<sup>[19]</sup>

$$\tilde{y}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{y(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (8)$$

式中  $\tau$  —— 卷积的时间尺度。

将希尔伯特变换后的振动运动方程转化成复合函数

$$y_h(t) = y(t) + i\tilde{y}(t) = A(t) \exp(i\theta(t)t) \quad (9)$$

式中  $\theta(t)$  —— 复合函数的瞬态相位角;

$$A(t) = \exp(-\zeta(t)\omega_n(t)t)。$$

将瞬态相位角对时间微分, 可得瞬态的阻尼角固有频率<sup>[27]</sup>

$$\omega_d(t) = d\theta(t)/dt \quad (10)$$

将包络线方程对时间微分, 可得瞬态的阻尼比

$$\zeta(t) = -\frac{1}{\omega_n(t)} \frac{d \ln A(t)}{dt} \quad (11)$$

### 2.3 共振放大法

对于周期性激励的强迫振动, 运动方程的动力放大因子可表示为<sup>[25]</sup>

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega_c^2 / \omega_n^2)^2 + 4\zeta^2 \omega_c^2 / \omega_n^2}} \quad (12)$$

对于扫频激励后获得的响应信号, 采用式(12)拟合固有频率附近的频域离散点, 可识别得到阻尼比  $\zeta$ 。

### 2.4 半功率带宽法

当  $\omega_c = \omega_n$  时, 动力放大因子的峰值  $\beta_0 = 1/2\zeta$ 。做直线  $\beta = \beta_0 / \sqrt{2}$  与式(12)相交, 可表示为<sup>[25]</sup>

$$\frac{1}{\sqrt{(1 - \omega_c^2 / \omega_n^2)^2 + 4\zeta^2 \omega_c^2 / \omega_n^2}} = \frac{1}{2\sqrt{2}\zeta} \quad (13)$$

假设  $0 < \zeta < 1/2\sqrt{2}$  且  $\zeta^4 \rightarrow 0$ , 求解式(13)可得阻尼比

$$|\omega_1 - \omega_2| = \Delta\omega = 2\zeta\omega_n \quad (14)$$

式中  $\omega_1$  —— 式(13)的特征根;

$\omega_2$  —— 式(13)的另一特征根;

$\Delta\omega$  —— 半功率带宽。

### 2.5 圆圈拟合法

激励和振动响应之间的频响函数可表示为<sup>[25]</sup>

$$H(\omega_c) = \frac{1}{m} \frac{1}{\omega_n^2 - \omega_c^2 + 2i\zeta\omega_n\omega_c} \quad (15)$$

频响函数的相位角可表示为

$$\theta = \arctan[H_I(\omega_c)/H_R(\omega_c)] \quad (16)$$

式中  $H_I(\omega_c)$  —— 频响函数的虚部;

$H_R(\omega_c)$  —— 频响函数的实部。

将频响函数的虚部和实部绘制在复平面上，采用最小二乘法拟合形成一个圆，如图 3 所示。复平面中角固有频率  $\omega_n$  所在位置为点  $n$ ，相邻两点  $p_a$  和  $p_b$  对应的角固有频率为  $\omega_a$  和  $\omega_b$ ，与点  $n$  之间的间隔相位角分别为  $0.5\Delta\theta_a$  rad 和  $0.5\Delta\theta_b$  rad。根据式(15)和(16)，可计算得到阻尼比<sup>[25]</sup>

$$\zeta = \frac{\omega_a^2 - \omega_b^2}{2\omega_n} \frac{1}{\omega_a \tan(0.5\Delta\theta_a) + \omega_b \tan(0.5\Delta\theta_b)} \quad (17)$$

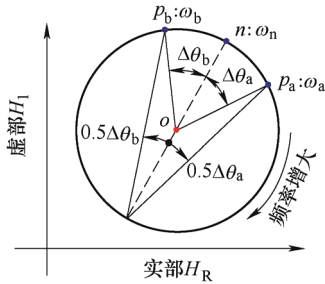


图 3 圆圈拟合法示意图

### 3 试验可靠性分析

在扫频激励下，水翼在水中的时域特性如图 4a 所示。为方便显示，压电片输出电压向  $y$  轴正方向偏置 5 V。当扫频频率与固有频率相近时，在共振作用下，水翼振动幅值显著增大。经过快速傅里叶变换后，得到如图 4b 所示的频域图，可明显识别到水翼前 4 阶固有频率。

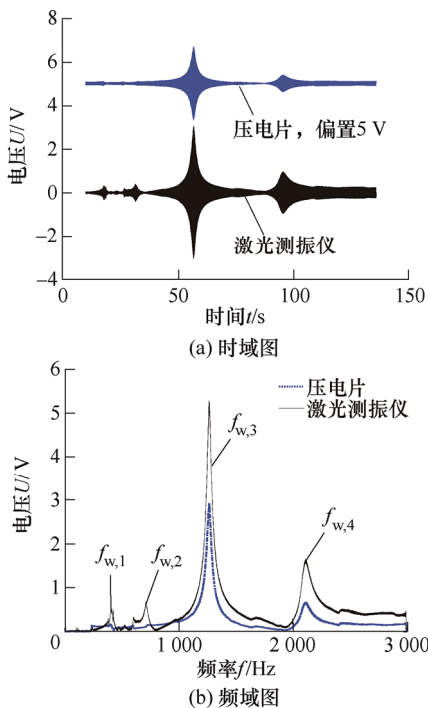


图 4 压电片和激光测振仪获取的振动响应特性

基于 10 次重复试验，得到水翼低阶模态固有频率的平均值，如表 1 所示。对于前 4 阶模态，压电片和激光测振仪测得的固有频率的相对偏差在 0.06%~3.42% 之间。

表 1 水中固有频率

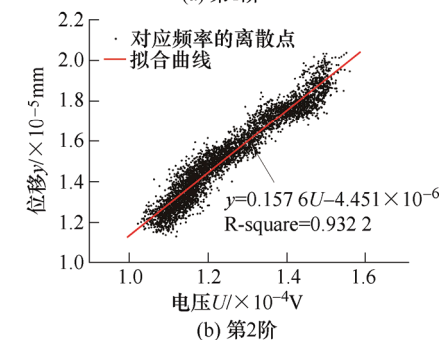
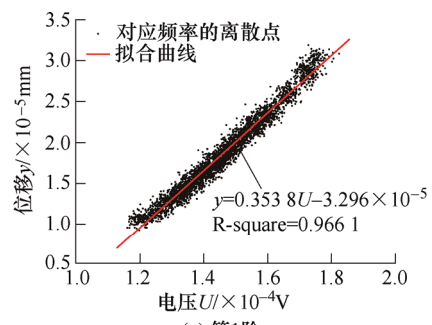
阶次	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶
压电片测得频率/Hz	397.31	731.29	1 263.4	2 107.1
激光测振仪测得频率/Hz	399.25	706.31	1 262.5	2 105.9
相对偏差(%)	0.49	3.42	0.07	0.06

为了确保激光测振仪每次测量结果有效，利用压电片响应信号作为校对信号。对于前 4 阶模态，在共振点附近对应频率的电压和位移如图 5 所示，其中电压由压电片测量，位移由激光测振仪测量的电压根据式(2)转换。采用最小二乘法对所有离散点进行线性拟合，前 4 阶模态的拟合方差(R-square)均大于 0.9，分别为 0.966、0.932、0.998 和 0.994。位移随电压线性变化的斜率不一致，但是都可表示为如下所示的关系式

$$y = aU + b \quad (18)$$

式中  $a$ ——斜率；  
 $U$ ——电压；  
 $b$ ——截距。

校对结果表明，前 4 阶模态压电片输出的电压与位移线性相关，由此确定激光测振仪的测量数据有效。





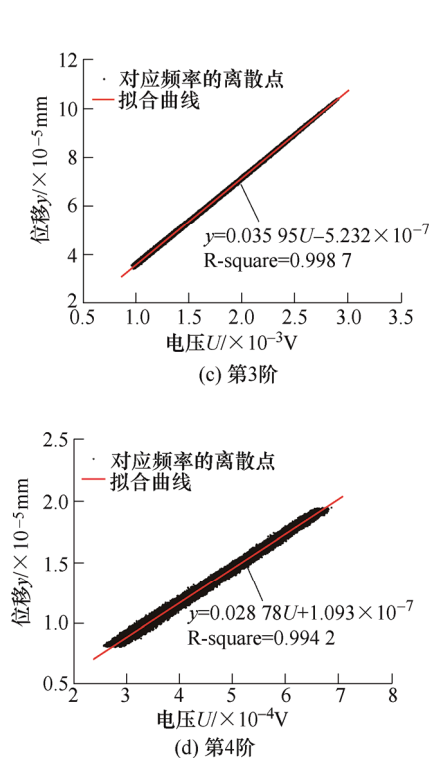


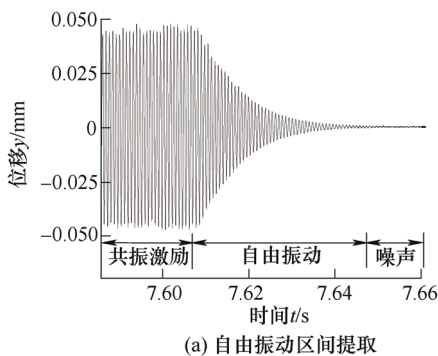
图 5 对应频率的压电片输出电压与位移的关系

### 4 阻尼比识别方法适用性分析

基于激光测振仪测得的位移信号，以水中第 3 阶模态信号为测试信号，进行基于时域和频域的 5 种阻尼比识别方法适用性分析。

#### 4.1 时域法

对水翼施加 1 263 Hz 的固定激励，撤销激励后水翼发生自由振动，时间历程如图 6a 所示。提取自由振动区间，并基于带通滤波将该振动响应从噪声中分离，如图 6b 所示。对于对数衰减法，如图 6c 所示，将滤波后振动响应峰值点取出，根据式(9)进行函数拟合；上、下峰值点的拟合方差分别为 0.997 和 0.998，阻尼比分别为 0.014 9 和 0.014 7，取平均后得到阻尼比为 0.014 8。



(a) 自由振动区间提取

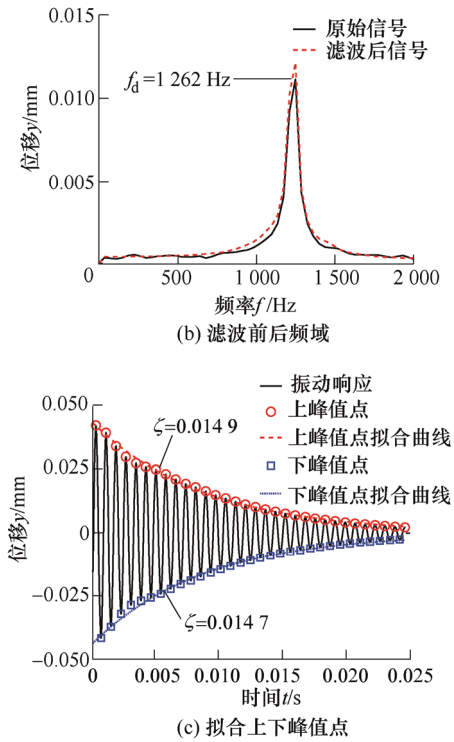
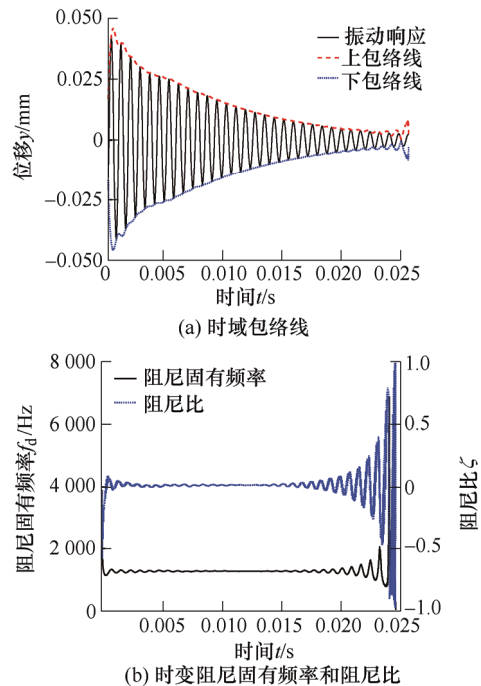


图 6 基于对数衰减法的阻尼比识别

对于希尔伯特变换法，时间历程和包络方式如图 7a 所示。根据式(10)，将振动响应的瞬态相位角对时间求微分后，得到瞬态的阻尼固有频率，如图 7b 所示。根据式(11)，对时变阻尼比进行识别。由于能量泄露，阻尼固有频率和阻尼比在信号两端有较大误差。如图 6b 所示，时域经过 FFT 之后得到阻尼固有频率  $f_d=1\ 262\ \text{Hz}$ ；如图 7b 所示，提取 0.99~1.01 $f_d$  范围内的阻尼比，得到算术平均值为 0.014 3。



(a) 时域包络线

(b) 时变阻尼固有频率和阻尼比

图 7 基于希尔伯特变换法的阻尼比识别

### 4.2 频域法

对于共振放大法，将共振频率附近的离散位移进行无量纲化，并根据式(12)进行函数拟合，如图 8a 所示，拟合方差为 0.992，识别的阻尼比为 0.016 4。对于半功率带宽法，如图 8b 所示，做直线  $\beta = \beta_0 / \sqrt{2}$  与动力放大因子相交，交点对应的频率  $f_1$  和  $f_2$  分别为 1 242 Hz 和 1 282 Hz，固有频率  $f_n=1 263$  Hz，根据式(14)计算得到阻尼比为 0.015 8。对于圆圈拟合法，建立频响函数后将频响函数实部和虚部绘制成的奈奎斯特图，如图 8c 所示。采用圆将所有离散点拟合，并确定圆心  $O$ 。图 8c 中，点  $n$  对应的频率为固有频率  $f_n=1 263$  Hz；点  $p_a$  和  $p_b$  与点  $n$  相邻，对应的频率为  $f_a=1 256$  Hz 和  $f_b=1 269$  Hz；与点  $n$  之间的相位角为  $0.5\Delta\theta_a=0.32$  rad 和  $0.5\Delta\theta_b=0.31$  rad。根据式(17)，计算得到阻尼比为 0.015 7。

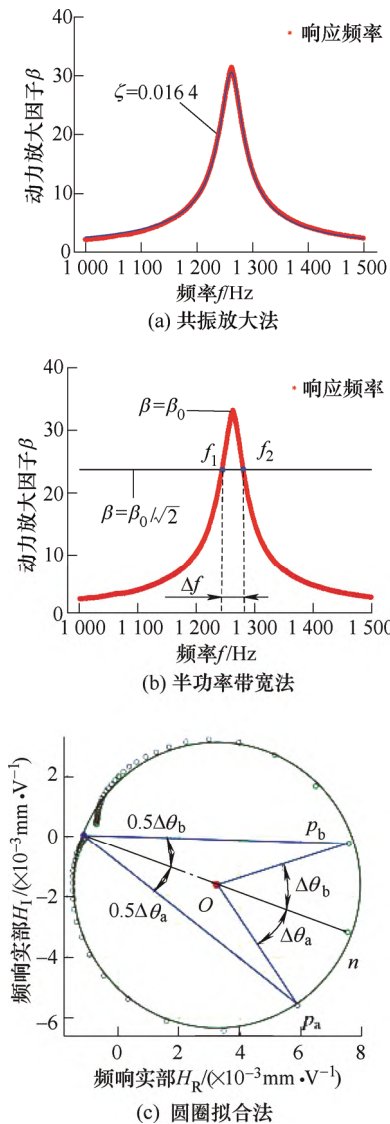


图 8 基于频域法的阻尼比识别

### 4.3 识别方法选取

基于 10 次重复性试验，不同方法识别得到的阻

尼比如图 9 所示。其中 M1 和 M2 分别代表对于基于时域的对数衰减法和希尔伯特变换法；M3~M5 分别代表基于频域的共振放大法、半功率带宽法和圆圈拟合法。如表 2 所示，对阻尼比识别方法进行综合比较。对于信号类型，时域法基于自由振动，频域法基于强迫振动。对于平均阻尼比，5 种方法的相对偏差在 9.14%以内，证明其阻尼比识别精度在同一量级。将阻尼比识别的标准差与平均值的比值定义为相对不确定度，对于时域和频域法，M1 和 M5 分别有较低的相对不确定度，但该值对于所有方法都在 7.65%以内。将阻尼比识别的难易程度划分为难、中和易 3 个等级，并对 M1~M5 进行评价。M1 和 M2 都需要滤波处理，其中 M1 将峰值点提取后直接拟合识别阻尼比，M2 经过希尔伯特变换后计算时变阻尼固有频率和阻尼比，并在可信区间内对阻尼比取算术平均；M3 需要对所有幅频离散点进行拟合，M4 仅需提取峰值点和 2 个半功率点的频率数据，而 M5 需要将频响函数虚实部绘制成奈奎斯特图，并复平面中进行相位角计算。实际工程中，综合考虑五种方法对阻尼比识别的精度、不确定度和难易程度，对于自由振动优先推荐对数衰减法，对于强迫振动优先推荐半功率带宽法。

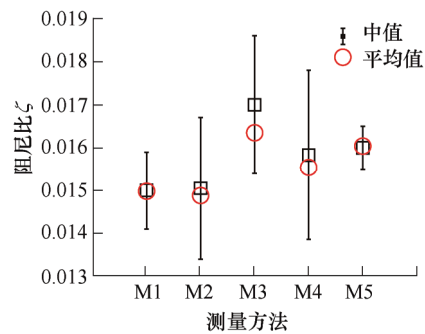


图 9 不同方法阻尼比识别结果

表 2 阻尼比识别方法综合比较

方法	M1	M2	M3	M4	M5
振动响应类型	自由	自由	强迫	强迫	强迫
平均阻尼比	0.015	0.014 9	0.016 4	0.015 5	0.016
相对不确定度(%)	3.81	6.95	6.72	7.65	2.21
难易程度	易	难	中	易	难

## 5 试验结果与分析

### 5.1 固有频率

在扫频激励下，水翼在空气中和水中的低阶模态频域特性如图 10 所示。将 10 次重复性试验取算

术平均，得到水翼在空气中前 4 阶固有频率，分别为 426.35 Hz、964.01 Hz、1 502.3 Hz 和 2 252.2 Hz。水翼在水中的前 4 阶固有频率如表 1 所示，在水体附加质量作用下，水下水翼固有频率下降。将固有频率下降量与空气中固有频率的比值定义为频率下降率  $\alpha_f$ ，对于水翼前 4 阶模态， $\alpha_f$  分别为 6.51%、26.73%、15.97%和 6.49%。

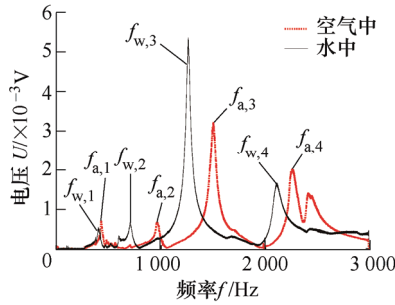


图 10 水翼在空气中和水中的频域特性

### 5.2 振型

对于第 3 阶水中模态，在固有频率的激励下，压电片和激光测振仪输出的振动响应如图 11 所示，其中激光测点位置为弦向  $x=0.25L$ ，展向  $z=0.5w$ 。将压电片输出结果作为基准，根据式(5)计算得到激光测点相对压电片的相位差。将每个测点相对压电片的相位差以及对应的振幅提取后，采用过点的样条插值法得到水翼第 3 阶水中模态的振型，如图 12g 所示。采用相同的方法，空气中和水中其他阶振型如图 12 所示，结果表明空气中和水中振型的类型一致。这说明水翼的振型主要依赖其材料固有属性和约束方式，而与不同深度下水翼展向压力分布无显著相关性。第 1 阶模态振型为 1 阶弯曲变形，节线在水翼固定端且平行于弦向；第 2 阶模态振型为 1 阶扭转变形，节线始于水翼固定位置且平行于展向；第 3 阶模态振型为 2 阶弯曲变形，除水翼固定位置的位移为 0 外，节线分布在  $0.25w$  处且平行于弦向；第 4 阶模态振型为 1 阶弯扭混合变形，除水翼固定位置的位移为 0 外，节线近似与水翼的对角线平行。

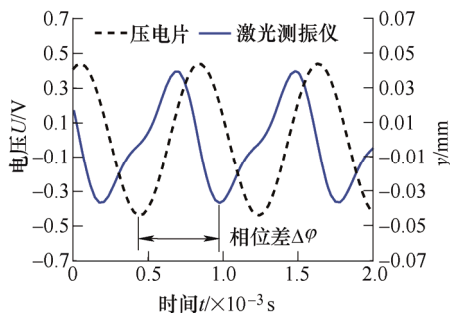


图 11 相位差识别

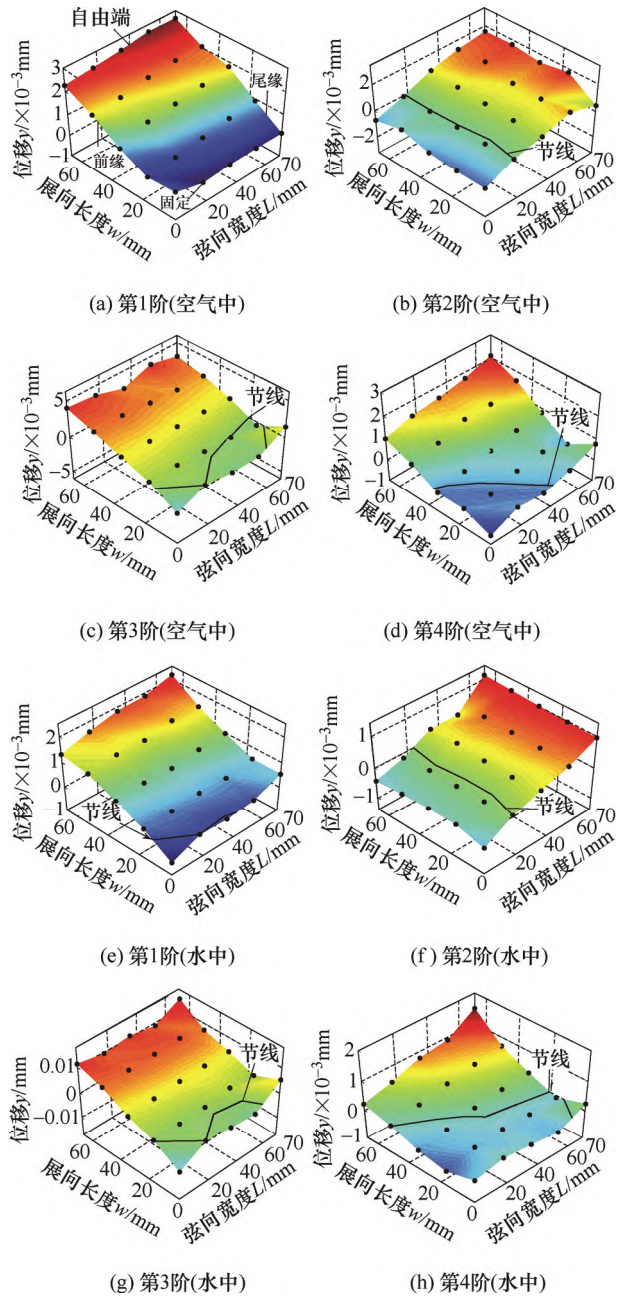


图 12 振型

### 5.3 阻尼比

对于第 3 阶空气中和水中模态，基于对数衰减法识别得到的不同测点的无量纲阻尼比，分别如图 13a 和 b 所示。在节线附近，共振激励的振动响应淹没在激光测振仪的测量噪声中，难以识别阻尼比，图中用×标注。在空气中和水中，无量纲阻尼比分别在  $0.942 \sim 1$  和  $0.966 \sim 1$  之间，表明同一振型不同测点的阻尼比基本相同。将相同展向位置的阻尼比相对不确定度取算数平均，该值在不同展向位置如表 3 所示。空气中和水中的结果都表明，测点离节线越远，阻尼比的测量不确定度越低。其原因是离节线越远，水翼振动响应的信噪比越高。



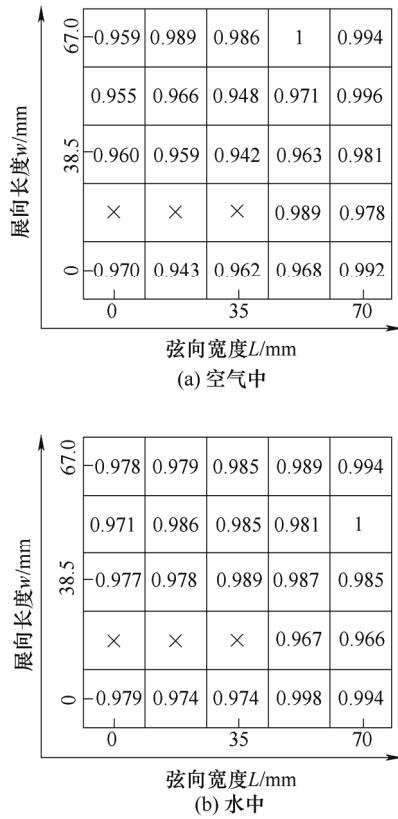


图 13 不同测点的无量纲阻尼比

表 3 第 3 阶模态在不同展向位置的阻尼比相对不确定度

展向长度/mm	0	16.75	38.5	50.25	67
空气中相对不确定度(%)	5.01	6.34	4.68	3.84	2.23
水中相对不确定度(%)	4.59	6.27	2.92	2.34	2.02

基于对数衰减法, 得到水翼低阶模态在空气中和水中的阻尼比, 如图 14 所示。在空气中, 随着阶次的升高, 阻尼比有下降的趋势。在水中, 阻尼特性更加复杂。对于第 1、第 2 和第 4 阶, 水中阻尼比大于空气中, 平均值的相对增大量分别为 13.09%、8.61% 和 14.34%。对于第 3 阶模态, 水中阻尼比低于空气中, 平均值的相对减少量为 16.25%。这也解释了图 10 中, 水中第 3 阶模态的共振幅值大于空气中的现象。

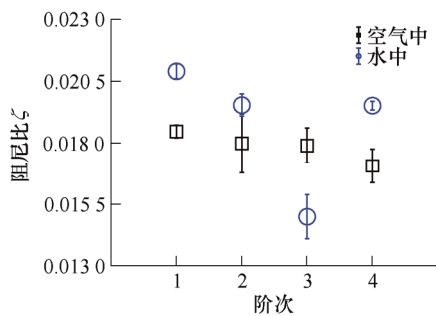


图 14 空气中和水中低阶模态的阻尼比

水翼在水中的阻尼比包括材料阻尼比、结构阻尼比和水力阻尼比。同一水翼在不同环境介质中振动时, 前两者没有发生改变, 表明不同环境介质中阻尼比的差别仅与流固耦合特性相关。对于水翼前 4 阶模态, 在水体附加质量作用下, 水中固有频率都低于空气中, 但是第 3 阶水中阻尼比小于空气中, 表明除附加质量外还有其他因素影响水中阻尼比。根据 EPFL 水机实验室 FABIEN 等<sup>[28]</sup>的试验结果, 当自由液面接近平板的节线位置时, 水中阻尼比逐渐减小。本文得到的水中第 1 和第 3 阶模态的振型节线近似平行于自由液面且二者位置接近, 但仅有第 3 阶模态测得的水中阻尼比小于空气中的对应值。基于类似水翼模型, LEVY 等<sup>[29]</sup>的试验表明在 40% 淹没深度之前, 第 1 阶弯曲模态阻尼比随着淹没增加, 但该规律在 40% 淹没深度后相反。综合上述, 相对空气中, 水下振动水翼的阻尼特性发生较大变化, 且变化趋势依赖于水下固有频率、振型及淹没深度, 但其深层的物理机理还需进一步研究。本文试验结果可为水力机械叶片或导叶结构的流固耦合分析提供重要参考。

## 6 结论

环境介质对振动水翼流固耦合效应有重要影响, 本文设计了空气和水中水翼主要模态参数的测量试验。分析了五种常用阻尼比识别方法的适用性, 获得了空气和水中测试水翼的低阶模态参数, 研究了不同振型的阻尼比特性, 主要结论如下。

(1) 通过在水翼前缘嵌入一个压电片施加激励, 采用激光测振仪和水翼尾缘的压电片同时获取振动响应信号并相互校准, 通过激光测振仪相对基准的多测点相位差和位移同步修正, 提出了一种单一模态振型的测量方法。测量结果表明水翼在空气和水中同一振型振动时, 不同位置点的阻尼比基本保持不变, 最大偏差为 5.8%。为了获得最高信噪比, 建议选择振幅最大点进行测量。

(2) 对数衰减法、希尔伯特变换法、共振放大法、半功率带宽法和圆圈拟合法对阻尼比识别的精度和不确定度在同一量级, 五种方法识别的阻尼比的平均值相对偏差和相对不确定度分别在 9.14% 和 7.65% 以内。综合考虑五种方法识别的精度、不确定度和难易程度, 对于自由振动优先推荐对数衰减法, 对于强迫振动优先推荐半功率带宽法。

(3) 相比空气中, 水中水翼固有频率下降率在 6.49%~26.73% 之间; 所测的前 4 阶模态振型未发

生改变; 1阶弯曲、1阶扭转和1阶弯扭模态的水中阻尼比增大, 相对增大量在 8.61%~14.34%之间, 但 2阶弯曲模态的水中阻尼比减小, 相对减小量为 16.25%。

### 参 考 文 献

- [1] 姚志峰, 王福军, 杨敏, 等. 叶轮形式对双吸离心泵压力脉动特性影响试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(12): 133-137.  
YAO Zhifeng, WANG Fujun, YANG min, et al. Effect of impeller type on pressure fluctuation in double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 133-137.
- [2] 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 离心泵叶轮旋转失速团特性分析[J]. 水利学报, 2015(9): 124-130.  
ZHOU Peijian, WANG Fujun, YAO Zhifeng. Analysis of rotating stall cells in an impeller of a centrifugal impeller[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2015(9): 124-130.
- [3] 庞立军, 吕桂萍, 钟苏, 等. 水轮机固定导叶的涡街模拟与振动分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(22): 163-170.  
PANG Lijun, LÜ Guiping, ZHONG Su, et al. Vortex shedding simulation and vibration analysis of stay vanes of hydraulic turbine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(22): 163-170.
- [4] TRIVEDI C. A review on fluid structure interaction in hydraulic turbines: A focus on hydrodynamic damping[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 77: 1-22.
- [5] SOLTANI D, AIDANPAA J, ENGSTROM F, et al. A review of available methods for the assessment of fluid added mass, damping, and stiffness with an emphasis on hydraulic turbines[J]. Applied Mechanics Review, 2018, 70(5): 050801
- [6] ROTH S, CALMON M, FARHAT M, et al. Hydrodynamic damping identification from an impulse response of a vibration blade[C]// 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, October 14-16, 2009, Brno, Czech Republic.
- [7] XIU H, DAVIS R, ROMEO R. Edge clearance effects on the added mass damping of beams submerged in viscous fluids[J]. Journal of Fluids and Structures, 2018, 83: 194-217.
- [8] PRESAS A, VALENTIN D, EGUSQUIZA E, et al. Accurate determination of the frequency response function of submerged and confined structures by using PZT-patches[J]. Sensors, 2017, 17(3): 660.
- [9] PRESAS A, VALERO C, HUANG X, et al. Analysis of the dynamic response of pump-turbine runners-Part I: experiment[C]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing, 2012, 15(5): 052015.
- [10] YAO Z, WANG F, DREYER M, et al. Effect of trailing edge shape on hydrodynamic damping for a hydrofoil[J]. Journal of Fluids & Structures, 2014, 51: 189-198.
- [11] SEELEY C, COUTU A, MONETTE C, et al. Characterization of hydrofoil damping due to fluid-structure interaction using piezocomposite actuators[J]. Smart Materials & Structures, 2012, 21(3): 35027-35035.
- [12] COUTU A, SEELEY C, MONETTE C, et al. Damping measurements in flowing water[C]// IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15 (6): 062060.
- [13] TORRE O, ESCALER X, EGUSQUIZA E, et al. Experimental investigation of added mass effects on a hydrofoil under cavitation conditions[J]. Journal of Fluids & Structures, 2013, 39(5): 173-187.
- [14] LIU X, ZHOU L, ESCALER X, et al. Numerical simulation of added mass effects on a hydrofoil in cavitating flow using acoustic fluid-structure interaction[J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(4): 1-8.
- [15] PRESAS A, VALENTIN D, VALERO C, et al. Experimental measurements of the natural frequencies and mode shapes of rotating disk-blades-disk assemblies from the stationary frame[J]. Applied Sciences, 2019, 9(18): 3864.
- [16] BERGAN C, SOLEMSLIE B, ØSTBY P, et al. Hydrodynamic damping of a fluttering hydrofoil in high-speed flows[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2018, 11(2): 146-153.
- [17] HOSOYA N, KAJIWARA I, UMENAI K, et al. Dynamic characterizations of submerged structures using noncontact vibration tests based on nanosecond laser ablation in water: evaluation of passive vibration suppression with damping materials[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(16): 3714-3725.
- [18] 曾永顺, 姚志峰, 杨正军, 等. 非对称尾部形状水翼水力阻尼识别方法研究[J]. 水利学报, 2019, 50(7): 864-873.  
ZENG Yongshun, YAO Zhifeng, YANG Zhengjun, et al. Study on hydrodynamic damping identification for an asymmetrical trailing edge shape hydrofoil[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2019, 50(7): 864-873.
- [19] JACOBSON K, KIVIAHO J, KENNEDY G, et al.

- Evaluation of time-domain damping identification methods for flutter-constrained optimization[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2019, 87: 174-188.
- [20] TORRE O, ESCALER X, EGUSQUIZA E, et al. Numerical and experimental study of a nearby solid boundary and partial submergence effects on hydrofoil added mass[J]. *Computers & Fluids*, 2014, 91: 1-9.
- [21] LIANG Q, RODRIGUEZ C, EGUSQUIZA E, et al. Numerical simulation of fluid added mass effect on a Francis turbine runner[J]. *Computers & Fluids*, 2007, 36(6): 1106-1118.
- [22] KANG H, LEE K, KIM J, et al. Damping measurement for a steam generator tube with gap support in air and in water[C]// *Transactions, SMiRT-23*, August 10-14, 2015, Manchester, United Kingdom.
- [23] 韩巧丽, 邢为特, 李汪灏, 等. 不同介质中海流机叶片的模态试验分析[J]. *太阳能学报*, 2019, 4(1): 285-290.  
HAN Qiaoli, XING Weite, LI Wanghao, et al. Experimental modal analysis of blade in different media[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2019, 4(1): 285-290.
- [24] RICARDO M. Free surface effects on the free vibration of full immersed cantilevered composite plates[R]. Lausanne: Swiss Federal Institute of Technology Lausanne, 2013.
- [25] SILVA D. *Vibration: fundamentals and practice*[M]. Boca Raton: CRC Press, 2000.
- [26] ZENG Y, YAO Z, GAO J, et al. Numerical investigation of added mass and hydrodynamic damping on a blunt trailing edge hydrofoil[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2019, 141(8): 081105.
- [27] 丁建明, 林建辉, 赵洁, 等. 机车车辆运动稳定性动态检测的时变阻尼比方法[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(6): 109-117.  
DING Jianming, LIN Jianhui, ZHAO Jie, et al. Dynamic detection of vehicle motion stability based on time-varying damping ratio[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(6): 109-117.
- [28] FABIEN Q. Free surface effects on the free vibration of partially immersed cantilevered composite plates[R]. Lausanne: Swiss Federal Institute of Technology Lausanne, 2013.
- [29] LEVY S. *Fluid-structure interactions: mechanical response of a partially immersed hydrofoil*[R]. Lausanne: Swiss Federal Institute of Technology Lausanne, 2013.
- 
- 作者简介: 曾永顺, 男, 1993 年出生, 博士研究生。主要研究方向为水力机械流固耦合。  
E-mail: yongshunzeng@cau.edu.cn
- 姚志峰 (通信作者), 男, 1984 年出生, 博士, 副教授, 博士研究生导师。主要研究方向为水力机械流动理论、泵站水动力学。  
E-mail: yzf@cau.edu.cn