

引用格式: 沈远, 徐雅, 谢代梁, 等. 深腔流激振荡特性研究及能量采集初步分析[J]. 声学技术, 2023, 42(2): 137-144. [SHEN Yuan, XU Ya, XIE Dailiang, et al. Characteristics of flow-induced oscillation in deep cavity and preliminary analysis of energy harvesting[J]. Technical Acoustics, 2023, 42(2): 137-144.] DOI: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2023.02.002

# 深腔流激振荡特性研究及能量采集初步分析

沈远<sup>1</sup>, 徐雅<sup>1</sup>, 谢代梁<sup>1</sup>, 孙大明<sup>2</sup>, 刘铁军<sup>1</sup>, 黄震威<sup>1</sup>

(1. 中国计量大学浙江省流量计量技术重点实验室, 浙江杭州 310018; 2. 浙江大学能源工程学院, 浙江杭州 310027)

**摘要:** 针对深腔流激振荡现象的内部声场特性及其流体动能利用方法进行了研究, 通过对谐振空腔内部的流场和声场进行数值模拟, 探究腔体结构尺寸和流速对内部声振荡响应特性的影响, 选用合适的空腔结构安装压电换能器初步实现声电能量转换过程, 并进行实验验证。结果表明, 当谐振腔开口尺寸 $H_R=30$  mm, 长度 $L_R=230$  mm时, 可在相当于高压输气管道的流速范围内获得属于第一水力模态和第一声学模态的稳定声振荡; 当气体流速为 $32.26$  m·s<sup>-1</sup>时, 声场压力振幅可达 $4.62$  kPa; 选用压电陶瓷厚度 $h_p=1.0$  mm的压电片进行实验测试, 可得开路电压为 $1.99$  V; 实验结果与模型预测结果趋势一致。该方法丰富了环境流体动能的利用方式, 且有望在低功耗、远距离、低维护等特殊场合的微型无线电子设备中实现无源供电。

**关键词:** 流激振荡; 大涡模拟; 压电换能器; 谐振; 流体动能

中图分类号: TB535

文献标志码: A

文章编号: 1000-3630(2023)-02-0137-08

## Characteristics of flow-induced oscillation in deep cavity and preliminary analysis of energy harvesting

SHEN Yuan<sup>1</sup>, XU Ya<sup>1</sup>, XIE Dailiang<sup>1</sup>, SUN Daming<sup>2</sup>, LIU Tiejun<sup>1</sup>, HUANG Zhengwei<sup>1</sup>

(1. China Jiliang University, Zhejiang Key Laboratory of Flow Measurement Technology, Hangzhou 310018, Zhejiang, China; 2. Zhejiang University, College of Energy Engineering, Hangzhou 310027, Zhejiang, China)

**Abstract:** The acoustic characteristics of flow induced oscillation in deep cavity and the utilization method of fluid kinetic energy are studied. Through the numerical simulation of the flow field and sound field characteristics inside the resonant cavity, the effects of cavity structure size and flow rate on the internal acoustic oscillation response characteristics are explored. The appropriate deep cavity structure is selected to realize energy harvesting through the piezoelectric transducer. The effectiveness of the numerical model and calculation method is verified by experiments. The results show that the high acoustic pressure output of the first acoustic mode and the first hydraulic mode can be obtained in the flow rate range of the high-pressure gas transmission pipeline, by using a resonator with an opening diameter of 30 mm and a length of 230 mm. At a mean flow rate of  $32.26$  m·s<sup>-1</sup>, a maximum pressure amplitude reaches  $4.62$  kPa. Under this model, the piezoelectric patch with  $h_p=1.0$  mm is selected for test experiments, and the maximum open-circuit voltage is  $1.99$  V. The experimental results are consistent with the predicted results of the model, which fully shows the potential of flow induced oscillation in energy supply. This method not only enriches the utilization of environmental fluid kinetic energy, but also is expected to realize passive power supply in micro wireless electronic equipment on special occasions such as low power consumption, long distance and low maintenance.

**Key words:** flow induced oscillation; LES; piezoelectric transducer; resonance; fluid kinetic energy

## 0 引言

流体流经空腔结构所产生的流激振荡现象属于复杂的流声或流固耦合问题, 广泛地存在于管道、流体机械、航天及大跨度柔性建筑结构工程中。飞

机的起落架舱、汽车天窗、流体输送管道以及阀门等皆为典型的空腔结构<sup>[1]</sup>。根据流动诱发空腔自激振荡的原因可将其分为流体动力作用、流体-声学谐振、流体弹性作用三类<sup>[2]</sup>。流体动力型振荡主要源于流体本身的不稳定性; 流体谐振型是具有腔内声学谐振与流体动力振荡反馈机制的流激振荡; 流体弹性型振动主要是依靠空腔固体边界的弹性变形而产生的。

空腔流激振荡现象在工程中易产生结构破坏和噪声, 因此关于该现象的研究大多集中于振荡抑制方面。由于流激振荡所蕴含的流体动能的能量转换

收稿日期: 2021-12-09; 修回日期: 2022-01-19

基金项目: 浙江省自然科学基金项目(LQ19E060005)。

作者简介: 沈远(1997—), 女, 浙江绍兴人, 硕士研究生, 研究方向为流量计量技术。

通信作者: 徐雅, E-mail: xuya@cju.edu.cn

机制,近年来其研究热点逐渐转向流体能量利用方面<sup>[3-6]</sup>,在海洋流、管道流体能量利用等方面开发了许多基于流激振荡的能量转化技术。2009年 Bernitsas 团队<sup>[7]</sup>研制成功一种利用海洋流涡激振荡的发电装置。随后,马良等<sup>[8]</sup>提出了可在较低流速条件下工作的涡激振动与升力混合动力型水流发电装置,为现有水轮机启动流速较高的问题提供了一种解决方式。BPS 公司<sup>[9]</sup>设计了一款样式仿造鱼类尾鳍的能量转换器,可固定于海底,利用涡激颤振导致鳍的往复运动进行发电,生产出公用事业规模的电力。文献[9-10]在亥姆霍兹开式空腔内布置压电材料,通过气致振动发电成功地获得了 30 mW 能量,基于此提出了抑制飞机发动机噪声的自供电发电装置,安装于飞机的声衬中为其传感器以及控制器等器件提供能量。西班牙的“无叶片”轴风机<sup>[11]</sup>利用自然风引起的卡门涡街效应激发机械装置振动进行发电,可以缓解偏远地区的供电压力。孙大明等<sup>[12]</sup>设计了基于时均流与交变流耦合作用的发电装置,并对不同结构尺寸下的空腔声学特性进行了分析<sup>[13-14]</sup>,为利用广泛存在的管道流体能和风能等提供了一种无运动部件的能量利用方法。贺学锋等<sup>[15]</sup>用一个开式空腔和压电振动梁设计了一种适用于低速风能采集的微型空腔压电风能采集器。邹华杰<sup>[16]</sup>对小型振动压电发电机气流致声激振技术进行了研究,发现气流激振可作为物理引信电源在飞行中持续供电,可在民用、军用领域得到广泛应用。上述研究均显示了流激振荡现象在能量利用中的广阔应用前景。

随着无线传感网络的发展,因其节点大多处于人迹罕至或者复杂环境区域,采用传统电池供电有诸多不便。为解决无线传感网络节点的供电问题,人们开始探寻利用传感节点周围环境能量实现无源供电的方法。结合压电技术并利用环境中易产生的流激振荡现象进行能量收集可为低功耗无源无线传感节点的供电问题提供一种解决方案。根据流激振荡的发生机理,该类能量收集装置有多种不同的结构及能量利用形式,其中流体谐振型空腔流激振荡是在声学谐振与流体动力振荡的共同反馈机制下产生,其声振荡声场能流密度高,且具有稳定单一的频率特性,在特定流速区间内会产生恒定的声振荡频率与压电换能器实现频率匹配,因此可在完全无运动部件的情况下在谐振腔结构中使用压电换能器进行能量转换。对于振动体系而言,发电功率与谐振腔内部的振荡响应存在着强耦合关系,谐振腔的结构尺寸会对内部声振荡响应特性产生一定的影响。基于此,本文通过对谐振腔内部流场和声场特

性进行数值和实验研究,探究谐振腔结构尺寸和流速条件对内部声振荡响应特性的影响,并选用合适的空腔结构通过压电换能装置实现初步的能量采集过程。

## 1 流激振荡驱动压电换能器工作原理

基于深腔流激振荡的能量采集原理如图 1 所示。当一定速度的气体流经谐振腔开口处,流体与环境压力会存在静压差驱动管道内气体向谐振腔内流动,谐振腔末端的封闭结构使得其中的滞止气体像一个“气体弹簧”,在自身“弹性”与静压差作用下,管道壁面的不稳定黏性边界层卷起涡结构诱导声振荡。气体来流、涡、滞止气体三者的共同作用下使得谐振腔中形成一个频率和振幅稳定的驻波声场。压电换能器位于谐振腔轴向振幅最大处的封闭端,随着受力不断地变形产生电势差,通过正压电效应实现声能向电能的转换。

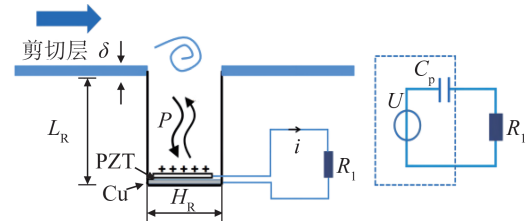


图1 谐振腔流激振荡驱动压电换能器发电原理图  
Fig.1 Schematic diagram of piezoelectric power generator driven by the resonant cavity flow-induced oscillation

## 2 数值计算模型

### 2.1 控制方程

本文采用的湍流模型是大涡模拟,并通过非定常的N-S方程进行滤波,得到对密度、压强采用物理空间过滤,速度、温度和内能采用密度加权的4个控制方程:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{e} + \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j / 2)}{\partial t} + \frac{\partial [(\bar{\rho} \tilde{e} + \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j / 2 + \bar{p}) \tilde{u}_j]}{\partial x_j} =$$

$$\frac{\partial (\tilde{\sigma}_{ij} - \tilde{\tau}_{ij}) \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$\bar{p} = R \bar{\rho} \tilde{T} \quad (4)$$

式中:  $\rho$  为流体密度,  $p$  为流体压力,  $u$  为流体速度,  $x$  为空间坐标,  $R$  为气体状态常数,  $T$  为温度,

$t$ 为时间坐标,  $e$ 为流体内能,  $\tilde{\sigma}_{ij}$ 为分子黏性应力张量, 表达式为

$$\tilde{\sigma}_{ij} = \mu(\tilde{T}) \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

$$q_j = -k(\tilde{T}) \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \quad (6)$$

$$\tilde{\tau}_{ij} = \bar{\rho}(\tilde{u}_i \tilde{u}_j - \bar{u}_i \bar{u}_j) \quad (7)$$

式中:  $\mu$ 为动力黏度,  $q_j$ 是可计算的热通量矢量,  $k$ 为热导率,  $\tilde{\tau}_{ij}$ 是亚网格尺度应力项, 采用壁面自适应局部涡黏性模型求解亚网格尺度应力。

## 2.2 模型建立

参照图1建立了能够更好反映装置声学特性和流场分布的三维模型。图2分别给出了发电装置模型与谐振腔末端安装的压电换能器的网格划分情况。谐振腔长度 $L_R$ 为230 mm, 开口尺寸 $H_R$ 分别为20 mm、30 mm、40 mm, 谐振腔开口处与管道的近壁面均进行了网格精细化处理。压电换能器采用PZT-5A压电陶瓷片和铜基板组成, 在剖分网格时对厚度方向上的网格进行精细化处理, 并进行了网格无关性验证。

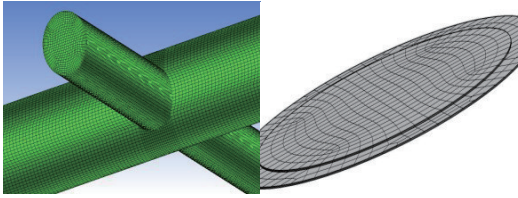


图2 发电装置模型与谐振腔末端安装的换能器网格剖分  
Fig.2 Mesh generation for the power generator model and the transducer installed at the end of the resonant cavity

模型采用狄利克雷(Dirichlet)边界为入口边界, 控制方程采用有限体积法离散方程, 动量方程采用有界中心差分法, 密度方程和能量方程均采用一阶迎风法离散。这些离散方程采用分步算法求解, 迭代时间步长为 $1 \times 10^{-5}$  s。用理想气体状态方程计算空气密度。内部压力和速度被初始化为0。所有壁面均采用无滑移边界条件, 当谐振腔封闭端的压力振荡动态稳定时停止模拟。

## 3 数值计算结果与分析

### 3.1 谐振腔压力分布特性

由不稳定边界层脱落形成的涡是激发谐振声场的气动声源, 因此谐振腔开口处的涡量分布决定了速度振幅的量级, 并成为决定振荡速度场的关键参数。图3给出了在不同时刻下谐振腔开口处的涡量分布图, 可以看到来自谐振腔上游壁面的不稳定边

界层形成的涡在流经谐振腔开口处向下游发展时与腔体后壁相撞, 一部分涡继续向下游运动, 而另一部分涡经撞击后沿腔体后壁对流至腔前壁再次发生相撞, 激发了新的涡的生成, 如此周而复始, 在谐振腔内部形成了一个频率和振幅稳定的驻波声场。

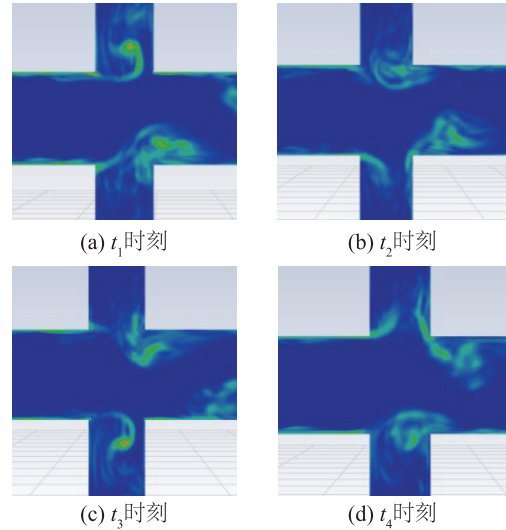


图3 不同时刻下谐振腔开口处的涡量分布  
Fig.3 Vorticity distribution at the resonant cavity opening at different times

沿谐振腔等距取5个点 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 、 $P_4$ 、 $P_5$ 对压力进行监测, 如图4所示, 谐振腔两侧封闭端 $P_1$ 和 $P_5$ 的振幅最大, 管道连接处 $P_3$ 的压力振幅近似为零,  $P_1$ 和 $P_5$ ,  $P_2$ 和 $P_4$ 的压力大小相近且相位相差 $180^\circ$ 。因而, 压力振幅沿谐振腔轴线的分布可表示为

$$p(y) = p(L_R) \sin(k_w |y|) \quad (8)$$

式中:  $k_w = 2\pi/\lambda = \pi/(2L_R)$ 是波数,  $p(L_R)$ 是谐振腔封闭端的压力振幅。谐振腔内压力振幅的分布特性证实了稳定驻波声场的存在, 谐振腔管口位置 $P_3$ 为驻波声场的波节, 谐振腔的两个封闭端 $P_1$ 和 $P_5$ 为驻波声场的波腹。

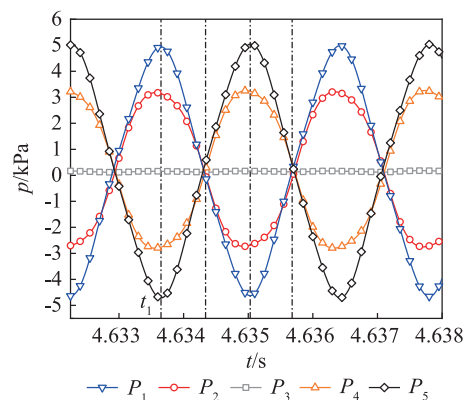


图4 谐振腔内各测点的压力波形图  
Fig.4 Pressure waveforms at different measuring points inside the resonant cavity



### 3.2 谐振腔封闭端压力振动特性分析

当腔内声场处于谐振状态时,其自然声学模式可以用四分之一波长的谐振腔特征方程进行预测,对于任一声学模式,其谐振频率可表示为<sup>[17]</sup>

$$f_a = \frac{mc}{4(L_R + L_c)} \quad (9)$$

式中: $c$ 为腔内空气中的声速, $m$ 为声模数, $L_c = 0.425 H_R$ 。

频率锁定现象出现在当旋涡脱落频率 $f_s$ 接近谐振腔驻波共振频率 $f_a$ 时。谐振腔驻波共振频率 $f_a$ 由腔体有效长度所决定,在声模数确定时,随流速增加, $f_a$ 几乎保持不变,而旋涡脱落频率 $f_s$ 随流速增加近似呈正比例增加<sup>[18]</sup>。在频率锁定区,由于 $f_s$ 频率接近 $f_a$ ,两者发生耦合共振使振荡频率改变,两种振荡频率发生重叠,在一定流速范围内 $f_s$ 被调到与 $f_a$ 一致。

谐振腔内的驻波声场只在特定的流速范围内被激发,产生特定声学模式的稳定声振荡。如图5所示,可以看出当 $H_R = 20$  mm时,在流速变化时存在两个稳定的声振荡区间。在 $U_0 = 18.82 \sim 31.87$   $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,谐振腔内声场处于第一声学模式( $m=1$ ),此时谐振腔沿轴向分布半个波长,谐振腔开口中心为声波的波节,封闭端为声波的波腹。声振荡强度随流速变化呈先增后减趋势,存在一个声振荡临界点,该点对应声振荡最激烈,为481.51 Pa。当 $U_0 = 37.84 \sim 42.77$   $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,声振荡处于第三声学模式( $m=3$ ),在该区间内谐振腔压力振幅沿轴向在一个半个波长范围内波动,在该区间同样存在一个声振荡临界点,其压力振幅为89.35 Pa。由对比可知,低模态声振荡易发生在更低的流速范围,且声振荡强度显著高

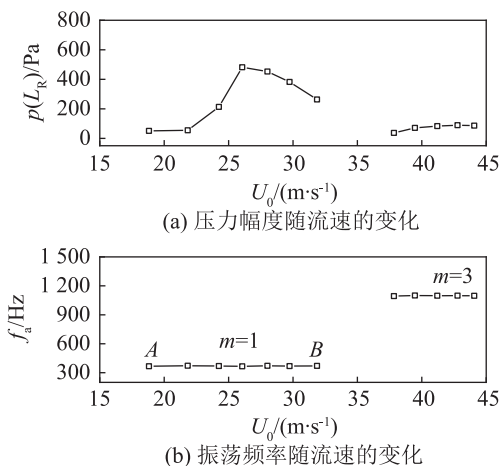


图5  $H_R = 20$  mm 谐振腔封闭端声振荡参数随流速的变化  
Fig.5 Variations of acoustic oscillation parameters at the closed end of the resonant cavity with flow rate, when  $H_R = 20$  mm

于高模态的声振荡强度,因此压电装置可在较低流速范围内工作时输出较高电压。

在图5中所示的第一声模态区域的最小速度(A点)和最大速度(B点)处出现了拍频现象。

谐振腔封闭端声振荡波形及频谱分析如图6所示。图6(a)中,在谐振腔内声振荡刚稳定出现时,压力脉动除了主频 $f_a = 361$  Hz,还混合有144 Hz的

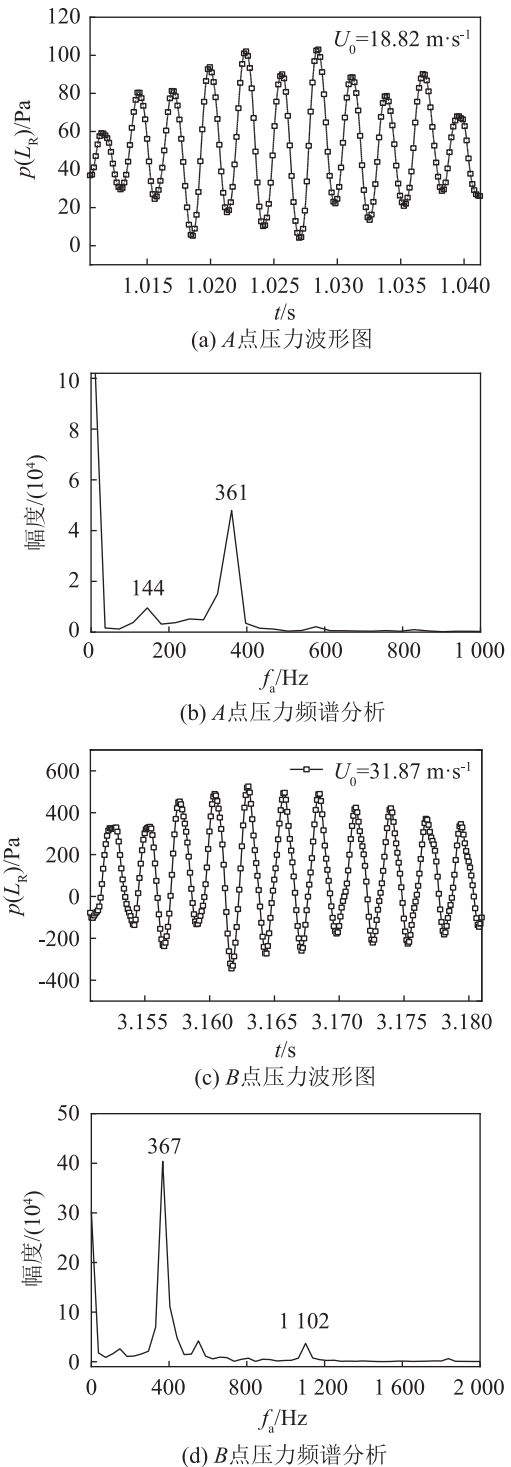


图6 谐振腔封闭端声振荡波形及频谱分析  
Fig.6 Acoustic oscillation waveform and spectrum at the closed end of resonant cavity

谐波，因此图中的波形除了随主频率变化之外，在波峰的外缘同时形成了一个振幅强弱明显变化的趋势。在第一声模态结束所对应的速度点B下(图b)，除了主频 $f_a=367$  Hz外，同时开始出现属于第三声模态( $f=1\ 102$  Hz)的谐波，腔内第一声模态声场耦合共振开始失效，旋涡脱落频率随着主管流速逐渐增加，开始与第三声模态的谐振腔驻波共振频率发生重叠。

图7给出了不同开口尺寸下的谐振频率模态及声学模态。当开口尺寸为20、30和40 mm时，在第一声学模态下的谐振频率分别为(369±3) Hz, (363±5) Hz和(361±7) Hz。当 $U_0=37.84\sim 42.77$  m·s<sup>-1</sup>时，开口尺寸为20 mm的空腔结构中出现了第三声学模态，其谐振频率为(1 094±3) Hz。以上仿真所求频率数值皆满足式(9)的理论结果。

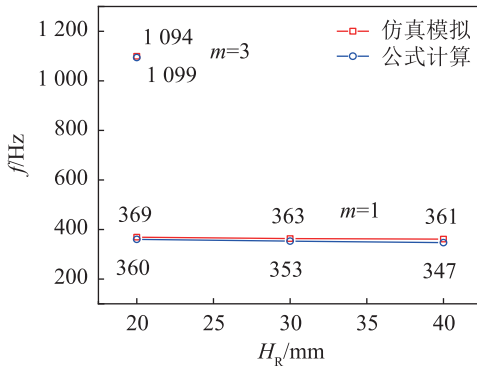


图7 不同开口尺寸下的谐振频率及声学模态  
Fig.7 Resonant frequencies and acoustic modes corresponding to different opening diameters

### 3.3 斯特劳哈尔数分析

斯特劳哈尔数  $St$  是表征振荡流体机制及空气声现象的重要无量纲数，可定义为流体流过谐振腔开口处的时间与声振荡周期的比：

$$St = f_s W_{\text{eff}} / U_0 \quad (10)$$

式中： $W_{\text{eff}}$  为谐振腔的有效开口直径，旋涡脱落频率  $f_s$  与流动条件相关，并且满足<sup>[19]</sup>：

$$2\pi f_s H_R / U_{\text{con}} + \varphi_{\text{ac}} = 2\pi h \quad (11)$$

式中：第一项为涡旋对流与声振荡之间的相位滞后， $U_{\text{con}}$  是涡旋的对流速度，等于  $0.4U_0$ ； $\varphi_{\text{ac}}$  为声学相移，当旋涡脱落频率  $f_s$  等于谐振腔的固有频率  $f_a$  时  $\varphi_{\text{ac}}$  约等于 0，可以得到最大压力幅度。将式(10)代入式(11)可得到最优斯特劳哈尔数。在第一水力模态下时，最佳斯特劳哈尔数约为 0.4。

图8为不同谐振腔有效开口尺寸下无量纲压力振幅与斯特劳哈尔数之间的关系。在  $H_R=40$  mm、 $U_0=10\sim 45$  m·s<sup>-1</sup> 时，稳定声振荡所对应的斯特劳哈

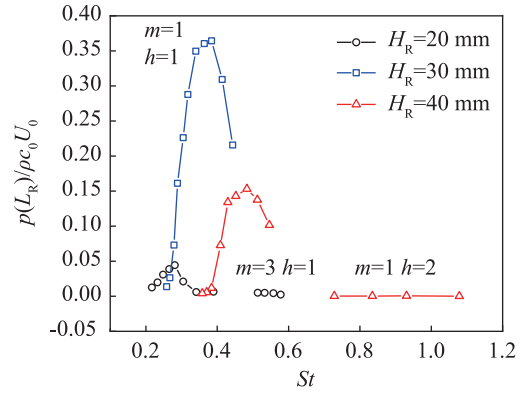


图8 无量纲压力振幅随斯特劳哈尔数的变化  
Fig.8 Dimensionless pressure amplitude versus Strouhal number

尔数区间有两个、当斯特劳哈尔数为0.14~0.59时，出现第一水力模态( $h=1$ )，即谐振腔开口处只出现一个涡；当斯特劳哈尔数为0.71~1.07时，出现第二水力模态( $h=2$ )，即谐振腔开口处同时出现两个涡。

在研究中发现第一水力模态下的无量纲压力振幅被归类为高振幅水平，比其他水力模态具有更高的能量转换效率，第一声学模态也比第三声学模态具有更高的能量转换效率。由图8可得，在具备第一声学模态和第一水力模态的振荡区间内，不同谐振腔有效开口尺寸下的最优斯特劳哈尔数接近式(11)所得的最优斯特劳哈尔数0.4。

结合式(9)和式(11)可得，当旋涡脱落频率  $f_s$  等于谐振腔的固有频率  $f_a$ ，谐振腔处于最大声振荡点时的流速满足关系式：

$$U_0 = \frac{5mc}{8h(\frac{L_R}{H_R} + 0.425)} \quad (12)$$

由式(12)可得，最大声振荡所对应的流速随谐振腔长度  $L_R$  与开口直径  $H_R$  的比值的增大而减小。由于影响压电换能装置与声场进行声电耦合输出的主要声场参量为驻波声场产生的声振荡强度，通过上述公式，可根据谐振腔的开口直径  $H_R$  和谐振腔长度  $L_R$  预估发生最大声振荡所对应的入口流速和谐振频率，通过仿真模拟进行参数修正，实现对实际应用场景的流速匹配。综合模拟与实验结果发现，当  $H_R=30$  mm、 $L_R=230$  mm 时，谐振腔可在相当于高压输气管道的流速范围内 ( $U_0=20\sim 30$  m·s<sup>-1</sup>) 获得属于第一声学模态和第一水力模态的高声压输出。

### 3.4 换能器模态振型与流激振荡耦合特性分析

本装置通过在谐振腔封闭端安装压电换能器，采用厚度伸缩模式极化耦合，通过正压电效应实现声场到电场的转换。厚度伸缩型振动的谐振频率满

足以下公式:

$$f_r = \frac{1}{2h_p} \left( \frac{C_{33}^E}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

式中:  $C_{33}^E$  为弹性刚度常数,  $\rho$  为材料密度,  $h_p$  为压电陶瓷厚度。

压电陶瓷的厚度决定着压电陶瓷的厚向谐振频率, 厚度越小, 其厚向谐振频率越高。声电系统的谐振频率是由谐振管的声学特性和压电换能器的动力学特性决定。当外部声振荡激励频率接近压电换能器的谐振频率时, 会产生较强的声场与机械振动耦合。

为了避免径向振动的高次泛音对厚度振动基波的干扰, 获得较好的厚度响应, 需控制压电陶瓷的半径  $r_p$  和厚度  $h_p$  之比大于 10。由于压电陶瓷存在多个振型频率, 通过对压电陶瓷半径  $r_p=11 \text{ mm}$ , 厚度  $h_p=0.1 \text{ mm}$  的压电片进行模态分析, 可得如图 9 所示的 4 阶振型。可以明显发现在一阶振型振动(图 9 (a))时, 压电换能器同一表面具有相同的极化方向, 在该振型下压电发电效果最优; 而其他振型振动时, 在同一表面存在数个振动方向, 异向振动部位将激发不同的电荷, 在极面上异号电荷互相抵消, 压电发电的效果变差。

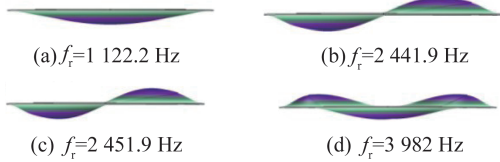


图9 压电换能器振型图

Fig.9 Vibration mode diagrams of piezoelectric transducer

对输入声振荡为  $f_a=361 \text{ Hz}$ ,  $p(L_R)=4.64 \text{ kPa}$  的工况进行分析, 其在一个周期( $T$ )的形变位移结果如图 10 所示。可见压电换能器的受激频率低于谐振基频时, 换能器的振动模式与基频模式相近, 在同一表面具有相同的极化方向。当  $t=2/4T$  时, 换能器在  $z$  轴负方向上存在最大形变, 最大形变位于换能器中心点处, 形变值为  $8.77 \times 10^{-5} \text{ m}$ , 该点同时也为电势最大点。由于在模拟过程中采用两边固定的工况, 与压力载荷造成的形变位移不同, 换能器最大应力出现在 PZT 板与金属片的交界处, 金属片所受最大应力为  $34116.42 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ , 压电片在中心处所



图10 换能器在一个周期内的形变示意图

Fig.10 Schematic diagram of deformation of transducer in one cycle

受最大应力为  $4584.83 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ 。

## 4 实验验证

为了验证数值模型及计算方法的有效性, 在如图 11 所示的装置上进行实验测试<sup>[13-14]</sup>。实验台采用高压风机给主管供风, 用变频器控制其运转转速从而改变入口流速。在一侧谐振腔的封闭端安装 PCB 动态压力传感器测量压力振幅, 另一侧谐振腔末端安装压电换能器进行初步测试。

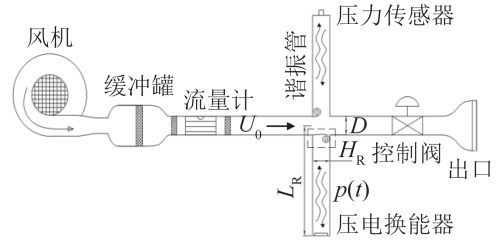


图11 实验装置示意图

Fig.11 Schematic diagram of experimental devices

图 12 为谐振腔封闭端声振荡幅值随流速的变化情况。在入口流速从  $21.87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  到  $32.26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  的范围(相当于高压输气管道的流速区间)内腔体中存在稳定的声振荡, 声振荡频率在  $(360 \pm 4) \text{ Hz}$  范围内波动, 实验测得最高可输出  $4.62 \text{ kPa}$  的声压幅值。

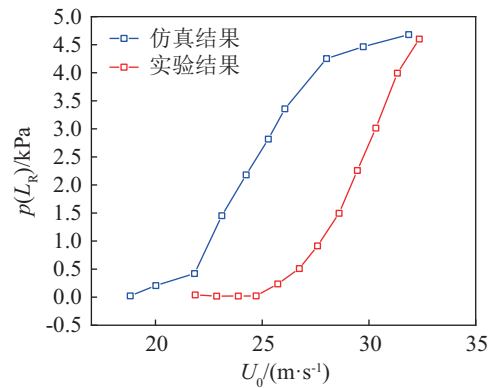


图12 谐振腔封闭端声振荡幅值随流速变化

Fig.12 Variation of acoustic oscillation amplitude at the closed end of the resonant cavity with flow rate

图 12 中显示的模拟结果与实验结果在变化趋势上基本一致, 但在发生稳定振荡的起振速度上存在一定差异, 导致相同速度条件下的声压幅值也存在偏差。流激振荡是非常复杂的流-固-声耦合现象, 其振荡特性受到腔体内部不稳定流动剪切层、涡旋运动发展以及谐振腔阻抗等多重条件的综合影响。而数值模型无法完全复现实际装置运行时的结构、表面状况及速度扰动对流场和声场产生的影响, 因此造成数值模拟与实验结果存在偏差。起振时腔内声场振幅处于低振幅区域( $p(L_R)/\rho c_0 U_0 < 10^{-3}$ ),



声振荡不稳定性较高, 而实验中风机运行的振动以及管道内部的壁面条件会影响流动剪切层的稳定性以及腔口涡旋的生成和流动发展规律, 所以通常情况下实验中的起振流速大于理想状态下的起振流速, 从而使整体声振荡幅值变化滞后于数值模拟结果。此外, 在数值模拟中默认管道壁面为绝对刚性的理想状态, 而实验中谐振腔内的声场能量会通过谐振腔及附属管道的振动向周围环境耗散, 影响最终的声压输出幅值。在  $U_0=26.21\sim 32.26\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  的速度范围内, 腔内封闭端声振荡逐渐进入中高振幅区域 ( $p(L_R)/\rho c_0 U_0 > 10^{-3}$ ), 腔口的流动已向非线性状况发展, 这使得流激振荡问题变得更加复杂<sup>[20]</sup>。

压电换能器的输出电压初步测试结果与仿真结果对比情况如图13所示。电压振幅随着施加在压电换能器上压力振幅的增加而增加, 趋势一致而且线性相关性良好, 其中测试所得的电压/压力转化比为  $0.404\text{ V}\cdot\text{kPa}^{-1}$ 。当  $U_0=32.26\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  时声场压力振幅最大为  $4.62\text{ kPa}$ , 可得最大开路电压  $1.99\text{ V}$ 。图13中显示的模拟结果与实验结果在数值上存在一定差异。这主要是由于实验中管道条件及附属设备振动会影响管内流体边界层的不稳定性, 并导致能量损耗; 压电换能器的夹持条件与仿真模型中的固定边界条件也存在一定的偏差。

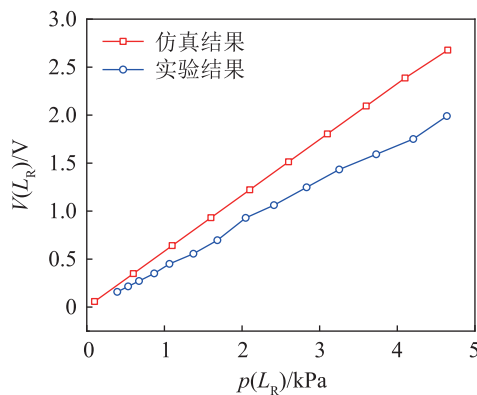


图13 压力/电压转化实验与模拟结果比较

Fig.13 Comparison between the experimental results of pressure/voltage conversion and simulation data

## 5 结论

针对深腔结构中发生的流激振荡特性进行了数值模拟及实验研究, 并采用压电换能器进行了初步能量采集研究。通过分析不同结构尺寸及流速下的谐振腔声学特性, 发现在低流速条件下可产生属于第一水力模态和第一声学模态的稳定声振荡, 且其振荡强度明显高于高模态下的声振荡强度, 流体动能的转换效率更高。该特性有利于压电装置在较低

流速范围内工作获得较高的输出电压。结果表明, 当谐振腔长度和开口尺寸分别为  $230\text{ mm}$  和  $30\text{ mm}$  时, 存在流速范围为  $21.87\sim 32.26\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  的第一声学模态稳定共振区间, 可在相当于高压输气管道的流速范围内获得较高的声压输出。其中, 当入口流速为  $32.26\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  时, 此时装置所激发的声振荡最强, 谐振腔封闭端的压力振幅可达最大值  $4.62\text{ kPa}$ 。在该条件下选用  $h_p=1.0\text{ mm}$  的压电片进行实验测试, 可得最大开路电压为  $1.99\text{ V}$ 。

本研究结果为后续开展深腔流激振荡驱动压电装置的发电技术研究奠定了研究基础, 丰富了环境流体动能的利用方式, 且有望形成低功耗电子设备在特殊场合下的无源供能系统, 诸如输气管道内的无线微型传感网络节点的无源供电。在后续的能量采集研究中, 将着重开展谐振腔的阻抗分析及结构设计以在不同的应用流速区间获取更高的激振声场能量; 通过对压电换能器及后端电路的优化设计提升压电装置与谐振声场的匹配程度, 提高声场能量的转化效率。

## 参 考 文 献

- [1] 朱幼君. 管道空腔流声耦合振荡及压电振子流动控制技术的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.  
ZHU Youjun. Research on acoustic oscillation over the duct cavity and suppression with piezoelectric vibrator[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010.
- [2] ROCKWELL D, NAUDASCHER E. Review—self-sustaining oscillations of flow past cavities[J]. Journal of Fluids Engineering, 1978, **100**(2): 152-165.
- [3] ROSTAMI A B, ARMANDEI M. Renewable energy harvesting by vortex-induced motions: review and benchmarking of technologies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, **70**: 193-214.
- [4] LI D C, WU Y N, DA RONCH A, et al. Energy harvesting by means of flow-induced vibrations on aerospace vehicles[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2016, **86**: 28-62.
- [5] BINYET E, HUANG C Y, CHANG J Y. Characterization of a vortex-induced vibrating thin plate energy harvester with particle image velocimetry[J]. Microsystem Technologies, 2018, **24**(11): 4569-4576.
- [6] 胡明慧, 占必武. 基于大涡模拟和Lighthill声类比的孔腔流动发声特性研究[J]. 声学技术, 2018, **37**(5): 412-417.  
HU Minghui, ZHAN Biwu. Research on the characteristics of sound generated by flow inside cavity based on LES and Lighthill acoustic analogy method[J]. Technical Acoustics, 2018, **37**(5): 412-417.
- [7] 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): 1.
- [8] 马良, 李凤来, 李鹏, 等. 涡激振动与升力混合动力型水流发电装置: CN102979660A[P]. 2013-03-20.
- [9] LIU F, PHIPPS A, HOROWITZ S, et al. Acoustic energy har-

- vesting using an electromechanical Helmholtz resonator[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2008, **123**(4): 1983-1990.
- [10] PHIPPS A, LIU F, CATTAFESTA L, et al. Demonstration of a wireless, self-powered, electroacoustic liner system[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2009, **125**(2): 873-881.
- [11] 国际新能源网. 西班牙发明新型风力发电机 Vortex[J]. 浙江电力, 2015, **34**(6): 74.
- [12] 孙大明, 徐雅, 陈海俊, 等. 一种基于时均流与交变流耦合作用的发电装置及方法: CN102377315A[P]. 2012-03-14.
- [13] 孙大明, 徐雅, 陈海俊, 等. 时均流激声发动机实验研究: 谐振管管口几何形状的影响[J]. 工程热物理学报, 2013, **34**(12): 2208-2211.  
SUN Daming, XU Ya, CHEN Haijun, et al. Experimental study on mean flow acoustic engine: effect of geometric shape of resonator opening[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, **34**(12): 2208-2211.
- [14] SUN D M, XU Y, CHEN H J, et al. Acoustic characteristics of a mean flow acoustic engine capable of wind energy harvesting: effect of resonator tube length[J]. Energy, 2013, **55**: 361-368.
- [15] 贺学锋, 李江, 赵兴强, 等. 带质量块的微型压电式风能采集器研究[J]. 传感技术学报, 2011, **24**(7): 986-989.  
HE Xuefeng, LI Jiang, ZHAO Xingqiang, et al. Study on a micro piezoelectric wind energy harvester with a proof mass[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2011, **24**(7): 986-989.
- [16] 邹华杰. 小型振动压电发电机气流致声激振技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2015.  
ZOU Huajie. Exciting vibration technology from airflow-induced sound on A small vibration piezoelectric generator[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2015.
- [17] YUAN M, CAO Z P, LUO J, et al. An efficient low-frequency acoustic energy harvester[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2017, **264**: 84-89.
- [18] 姜羽, 姜根山, 于淼, 等. 声波作用下的单圆柱绕流及传热特性数值研究[J]. 声学技术, 2021, **40**(3): 308-315.  
JIANG Yu, JIANG Genshan, YU Miao, et al. Numerical study of flow and its heat transfer characteristics of a single cylinder under the action of acoustic waves[J]. Technical Acoustics, 2021, **40**(3): 308-315.
- [19] TONON D, LANDRY B J T, BELFROID S P C, et al. Whistling of a pipe system with multiple side branches: comparison with corrugated pipes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, **329**(8): 1007-1024.
- [20] HOWE M S. Acoustics of fluid-structure interactions[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1998.