

减振器涡激振动压电俘能器设计优化与测试*

尹 浩¹, 石睿琪¹, 柳 江¹, 郭保苏²

(1. 青岛理工大学机械与汽车工程学院 青岛, 266520)

(2. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛, 066000)

摘要 针对汽车风能回收问题,设计了一种基于涡激振动效应的压电俘能器,以收集车辆行驶过程中悬架减振器空气绕流后产生的振动能量。俘能器采用聚偏二氟乙烯(polyvinylidene fluoride,简称PVDF)单晶型压电悬臂梁结构。首先,将减振器简化为变截面圆柱模型,基于Fluent仿真软件得到模型在有界流场下的涡激振动结果,经过傅里叶快速变换(fast Fourier transform,简称FFT)得到脱涡频率;其次,建立了压电俘能器等效模型,对俘能器的结构尺寸和电极占比等参数进行优化,并通过COMSOL多物理场仿真软件验证优化结果;最后,搭建激振测试平台对压电俘能器进行激振测试,通过试验验证了所设计的压电俘能器在汽车悬架减振器上应用的可行性。

关键词 涡激振动;压电俘能器;脱涡频率;悬架减振器

中图分类号 TN113.1;TM22;TH113.1

0 引 言

微能量收集是传感器系统中重要组成部分,俘能器可从传感器的工作环境中俘获机械能,并将机械能转化为微型系统所需要的电能。俘能器一般分为静电式^[1-3]、电磁式^[4-6]和压电式^[7-9]。压电式俘能器具有能量转化效率高、密度小、结构简单以及易于集成等优点,已成为微型机电系统微能量收集方式研究的热点。涡激振动效应^[10-11]是一种风致振动现象。在恒定风速作用下,气流绕过钝体后会在其两侧交替形成并脱落涡旋,而周期性涡旋脱落易诱发结构产生振动,基于此可设计压电俘能器实现振动能量的收集。因此,本研究基于涡激振动原理^[12-13],在汽车悬架减振器后方及翼子板内部区域设计压电俘能器,并测试其能量收集效果。

在相关领域内,文献[14]利用涡激振动与压电振动效应提高了水流环境下的能量回收效率。文献[15]针对振动能量收集系统的后端电路优化问题,提出了一种大负载高功率同步整流方法,进一步提升了压电俘能器的实际输出效能。文献[16]将层流风能转换为高频振动,提高了压电发电效率。文献[17]设计了基于涡激振动的微型风能采集装置,为微型电子设备直接供电。

为收集车辆行驶过程中悬架减振器绕流产生的

涡激振动能量,本研究设计了基于PVDF单晶型压电悬臂梁的俘能器,以车速72 km/h(20 m/s)作为车辆的典型行驶工况,利用涡激振动效应实现压电悬臂梁的振动能量收集。首先,将车辆悬架减振器简化为变截面圆柱体模型,并运用Fluent仿真软件获取模型在20 m/s风速下绕流时的脱涡状态,包括涡流分区、流线状态和压力云图。通过对脱涡状态进行分析,得出升力系数的时域结果,并利用FFT计算相应的脱涡频率。其次,通过对压电悬臂梁尺寸和电极占比等参数进行设计优化,使压电悬臂梁的固有频率尽可能接近涡流脱离频率,呈现锁频特征,并将振幅放大,通过COMSOL软件仿真分析优化压电悬臂梁输出电压。最后,搭建激振测试平台,对优化后的压电悬臂梁的固有频率进行验证,并测试压电俘能器的输出电压。

1 压电俘能器设计及优化

1.1 压电俘能器模型

图1为模型示意图。本研究将车辆悬架减振器简化成三维变截面圆柱体模型,如图1(a)所示。根据车身、减振器的真实尺寸,设置小截面圆柱直径为45 mm,高度为200 mm;设置大截面圆柱直径为90 mm,高度为100 mm。

* 山东省自然科学基金资助项目(ZR202111180079);河北省高等学校科学研究-青年拔尖人才资助项目(BJ2021045)

收稿日期:2023-10-25;修回日期:2023-12-10

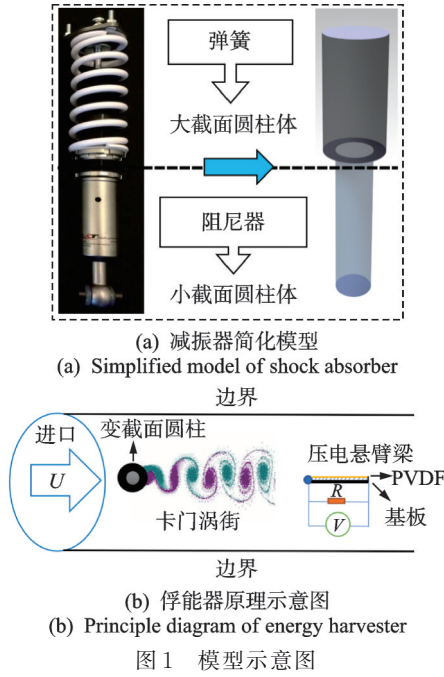


Fig. 1 Schematic diagram of model

图 1(b)为压电俘能器的原理示意图,进口风速为 U 。黑色与灰色圆形部分分别代表大、小圆柱。空气气流吹过圆柱后出现涡旋交替脱落的现象,即卡门涡街。变截面圆柱后方为压电俘能器,包括压电悬臂梁、电路部分与固定部分。压电悬臂梁由 PVDF 薄膜与基板通过环氧树脂粘贴组成。PVDF 的引出电路分别与电阻 R 和电压测量装置并联连接,用于测量开路电压 V 。

本研究采用矩形悬臂梁,以降低压电悬臂梁的固有频率。当产生的外界激励频率与压电悬臂梁的结构频率相互接近时,悬臂梁的上、下表面就会产生剧烈的伸长或收缩,此时处于涡激振动的“锁频”阶段, PVDF 利用正压电效应产生电荷将机械能转换为电能,在某一振动频率下可得到最大输出电压。目前,主要研究的压电悬臂梁主要包括单晶型与双晶型,本研究中压电俘能器采用单晶型压电悬臂梁。

本节对压电俘能器的结构参数与电极占比进行设计与优化,其中压电悬臂梁等效模型如图 2 所示。压电俘能器包括压电悬臂梁(PVDF、磷青铜基板)、电极引出线、能量收集电路和固定支架。将压电悬臂梁的结构形式简化为弹簧阻尼系统,系统包含以下物理量:作用力 F 、位移 u 、等效质量 M 、弹簧刚度 K 、等效阻尼系数 c 、输出电流 I 、输出电压 V 。

根据夹持方式与边界条件,得到对应的压电方程为

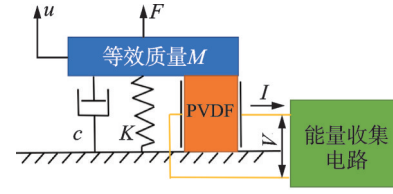


图 2 压电悬臂梁等效模型

Fig. 2 Equivalent model of piezoelectric cantilever beam

$$\begin{cases} T = k^E S - e^T E \\ D_p = e S + \kappa^S E \end{cases} \quad (1)$$

其中: D_p 为电位移; e 为压电应力系数; e^T 为 e 的转置矩阵; S 为应变; T 为应力; E 为电场强度; κ^S 为恒定应变时的介电常数; k^E 为恒定场强时的弹性刚度系数。

将压电悬臂梁简化为单自由度压电振动系统,系统振动微分方程为

$$M\ddot{u} + c\dot{u} + Ku = F - \Theta V \quad (2)$$

其中: M 为压电悬臂梁的等效质量; c 为等效阻尼系数; K 为等效刚度; u 为位移; F 为激振力; V 为两端开路电压; Θ 为压电应力系数。

压电悬臂梁的等效质量为

$$M = 0.239\rho_1 \frac{\pi}{4} b^2 l \quad (3)$$

其中: ρ_1 为悬臂梁线密度; b 为悬臂梁宽度; l 为悬臂梁长度。

压电悬臂梁的等效刚度可表示为

$$K = \frac{3YJ}{l^3} \quad (4)$$

其中: J 为悬臂梁截面惯性矩; Y 为弹性模量。

由于存在非黏性阻尼,压电悬臂梁等效的单自由度系统的振动方程呈现出非线性特征,因此可近似认为压电材料的静态电容与其面积成正比关系。令激励频率与固有频率相等,根据附加阻尼原理,得到压电悬臂梁的等效阻尼系数为

$$c = \frac{3C_0 b \left(1 + \sqrt{1 - \frac{4\zeta^2 \alpha M^2 l^2}{3\pi C_0 \omega b}} \right)}{2\zeta M^2 l^2} \quad (5)$$

其中: C_0 为单位面积电容; $C_0 b l$ 为总电容; α 为机械损耗系数。

式(5)中,阻尼修正系数 ζ 的计算式为

$$\zeta = \frac{Y'H'(3 + 6H' + 4H'^2)}{1 + Y'H'(5 + 6H' + 4H'^2)} \quad (6)$$

其中: $Y' = Y_2/Y_1$, 为阻尼层杨氏模量与基本弹性层杨氏模量之比; $H' = H_2/H_1$, 为阻尼层厚度与基本弹性层厚度之比。

将式(1)等号两端同时乘上 $\dot{u}$,并对时间求积分,得到能量守恒方程为

$$\int F \dot{u} dt = \frac{1}{2} M \dot{u}^2 + \frac{1}{2} K u^2 + \int c \dot{u}^2 dt + \int \Theta V \dot{u} dt \quad (7)$$

将式(2)中的电位移方程等号两端与压电面积同时相乘,并对时间进行求导,可得

$$\Theta \dot{u} = I + C_p \dot{V} \quad (8)$$

式(8)两边同时乘以开路电压 V 并积分,可得

$$\int \Theta V \dot{u} dt = \frac{1}{2} C_p V^2 + \int V I dt \quad (9)$$

其中: C_p 为压电元件的静态电容(下标 p 表示压电层); V 和 I 分别为压电元件两端的电压和输出的电流。

1.2 压电悬臂梁固有频率

图3所示为矩形压电悬臂梁的尺寸参数。图中PVDF的长度为 x ,宽度为 b ,高度为 h_p ;基板的长度为 l ,宽度为 b ,高度为 h_m (下标 m 表示金属基板);压电悬臂梁高度为 h , $h = h_p + h_m$;压电悬臂梁中性线距离基板底面高度为 z_0 。

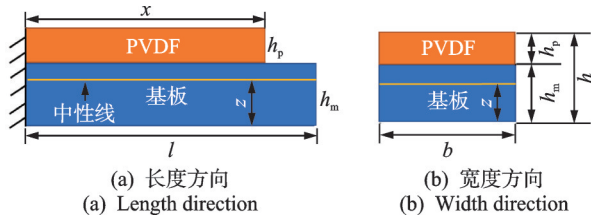


图3 压电悬臂梁尺寸参数

Fig.3 Dimensional parameters of piezoelectric cantilever beams

矩形压电悬臂梁在振动时中性面的位置可表示为

$$z = \frac{Y_p(h_p + h_m)^2}{2Y_p h_p + 2Y_m h_m} \quad (10)$$

其中: Y_p 与 Y_m 分别为对应的弹性模量。

悬臂梁截面惯性矩表示为

$$J = \frac{2b}{3} \left[(h_p + h_m - z)^3 + z^3 \right] \quad (11)$$

一阶固有频率为

$$f = \frac{1.875^2}{l^2} \sqrt{\frac{l}{\rho_1 A}} \quad (12)$$

其中: $A = bh$,为横截面面积。

综合上式可得一阶固有频率为

$$f = \frac{1.875^2}{l^2} \left(\sqrt{\frac{2h^3[(h_p - h_m)Y_p + h_m Y_m]^3}{h_p^2(2h_p Y_p + h_m Y_m)}} + \sqrt{\frac{2Y_p^3 h^6}{h_p^2(2h_p Y_p + h_m Y_m)}} \right) \sqrt{\left(3 \frac{\rho_m}{h_m} + 3 \frac{\rho_p}{h_p} \right)} \quad (13)$$

在确定弹性模量与材料密度的情况下,一阶固有频率与材料长度平方呈反比关系,与其宽度无关。随着厚度 h 的增大,一阶固有频率也随之增加,二者呈单调递增趋势,且频率对基板厚度的灵敏度更大。

1.3 PVDF 电极占比

PVDF的电极占比对能量收集效果也会产生影响,本节将对电极占比展开研究。

矩形压电悬臂梁在外力 F 的作用下满足欧拉-伯努利梁理论,即

$$\rho_2 \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + Y_m J \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} = F(x, t) \quad (14)$$

其中: ρ_2 为基板材料的线密度; y 为位移; J 为悬臂梁的惯性矩。

对式(14)进行求解,可得压电悬臂梁各阶振动模态函数;基于悬臂梁变形理论,可得各种模态时长度方向的平均应变分布函数,即

$$\epsilon_i(x) = \frac{h_0}{2} \frac{d^2 \varphi_i(x)}{dx^2} \quad (15)$$

其中: $\varphi_i(x)$ 为各阶振动的模态函数; h_0 为悬臂梁中性层到PVDF中心的距离; $\frac{d^2 \varphi_i(x)}{dx^2}$ 为其对坐标 x 的二阶导数(d 为微分算子)。

对应变分布函数进行归一化,得到压电悬臂梁一阶、二阶应变在长度方向分布图如图4所示。图中,压电悬臂梁在一阶模态下,其应变归一化结果随着长度的增大而逐渐减小,在二阶模态下应变归一化结果随着长度的增大会出现2次波动,第1次波动时应变先减小后增大,第2次波动时应变先减小后增大,最后又减小至0。

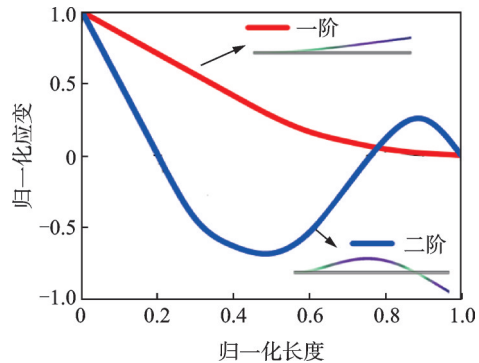


图4 压电悬臂梁一阶、二阶应变在长度方向分布图

Fig.4 Distribution of first-order and second-order strain in the length direction of a piezoelectric cantilever beam

将电极作为电容分析,即

$$C_p=\frac{\kappa A}{h}=\frac{\kappa bx}{h} \tag{16}$$

其中: $A=bx$,为悬臂梁从固定端至坐标 x 区间的面积。

由压电方程可得微元的电荷量为

$$dQ=d_{31}\sigma dA \tag{17}$$

其中: σ 为 x 处应力; d_{31} 为压电材料的压电应变常数; dA 为微元面积。

得到固定端至 x 的总电荷量为

$$Q(x)=d_{31}bY\int_0^x\varepsilon(x)dx \tag{18}$$

在振动俘能过程中,悬臂梁存储的电场能量 $W(x)$ 可表示为

$$W(x)=\frac{Q^2(x)}{2C_p(x)} \tag{19}$$

将式(16)、式(18)代入式(19),得到压电悬臂梁存储的能量与其电极占比之间的关系为

$$W(x)=\frac{hd_{31}^2bY_p^2}{2\kappa}\left[\frac{\int_0^x\varepsilon(x)dx}{x}\right] \tag{20}$$

需要明确的是,当 2 个电容量分别为 C_1 、 C_2 与电压分别为 V_1 、 V_2 ($V_1\neq V_2$) 的电容并联时,这 2 个电容表面上的电荷将重新分配,并有一定的能量损失,损失的能量为

$$\Delta W=\frac{1}{2}C_1V_1^2+\frac{1}{2}C_2V_2^2-\frac{1}{2}\frac{(C_1V_1+C_2V_2)^2}{C_1+C_2}=\frac{C_1C_2(V_1-V_2)^2}{2(C_1+C_2)} \tag{21}$$

当悬臂梁在一阶模态振动时,其等效电路可简化为等效电流源 i_p 、电阻 R_p 与电容 C_p 的并联电路。

设电阻率为 r_p ,一阶模态固有频率为 ω_0 时,有

$$R_p(x)=r_p\frac{h}{bx} \tag{22}$$

$$C_p(x)=\frac{\kappa bx}{h} \tag{23}$$

匹配负载为

$$|Z_p|=\frac{r_ph}{xbl\sqrt{1+\omega_0^2\kappa^2r_p^2}} \tag{24}$$

归一化后电极占比与开路电压、存储能量和匹配负载的关系如图 5 所示。由图可知,经归一化处理后,在压电悬臂梁中,开路电压与电极占比呈反比关系,而在 PVDF 全覆盖电极的情况下,开路电压反而低于部分覆盖电极。随着电极占比的提升,匹配负载迅速减小,最后趋于 0。由于压电悬臂梁等效电容值与电极占比呈正相关,因此存在一种可能

的最优电极占比,以实现压电悬臂梁存储能量的最大化。存储能量与电极占比成正比,随着 x/l 的增大,存储能量逐渐增大。当 x/l 为 0~0.55 时,存储能量的增长率逐渐减小。当 x/l 为 0.55~1 时,存储能量的增长率逐渐增大。

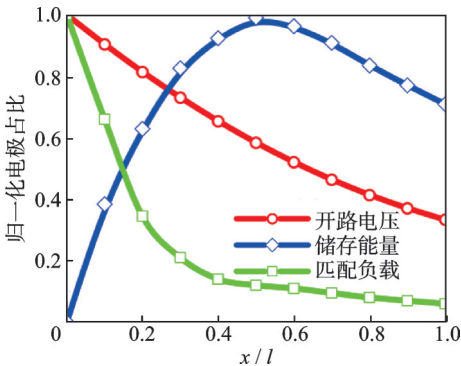


图 5 归一化后电极占比与开路电压、存储能量和匹配负载的关系

Fig.5 Relationship between normalized electrode proportion and open circuit voltage, stored energy, and matching load

1.4 结构参数及电极占比优化

当 PVDF 与磷青铜金属基板的最佳厚度比达到 0.5 时,单晶压电悬臂梁所产生的输出电压将达到最大值。PVDF 与磷青铜金属基板的厚度比取 0.5, PVDF 厚度为 0.125 mm, 因此磷青铜金属基板厚度取 0.25 mm, 电极占比 x/l 取 0.55。

由于变截面圆柱模型在 20 m/s 风速条件下的脱涡频率为 55.5 Hz, 因此本研究设计的压电悬臂梁一阶固有频率要尽可能接近脱涡频率 55.5 Hz。利用 COMSOL 建立压电悬臂梁模型, 并对其结构参数进行优化, 最终获得如表 1 所示的压电悬臂梁结构及性能参数。

表 1 压电悬臂梁结构及性能参数

Tab.1 Structural and performance parameters of piezoelectric cantilever beam

结构参数	PVDF	基板
长度/mm	30	54.5
宽度/mm	14	14
厚度/mm	0.125	0.25
密度/(kg·m ⁻³)	1 780	8 600
质量/g	0.093 4	1.64

2 减振器绕流脱涡状态分析

在车辆时速为 72 km/h (20 m/s) 下开展研究,

即开展中速行驶条件下压电俘能器的设计优化。基于Fluent构建的有界流场模型,对变截面圆柱模型进行有限元分析。根据文献[18]中针对变截面圆柱涡流核心处区域划分的思想,对涡流区域进行划分,即大截面圆柱上边部分(L-Cell)、大截面圆柱与小截面圆柱的交界处(N-Cell)和小截面圆柱下边部分(S-Cell),20 m/s脱涡分区示意图($y=0, x-z$ 截面)如图6所示。

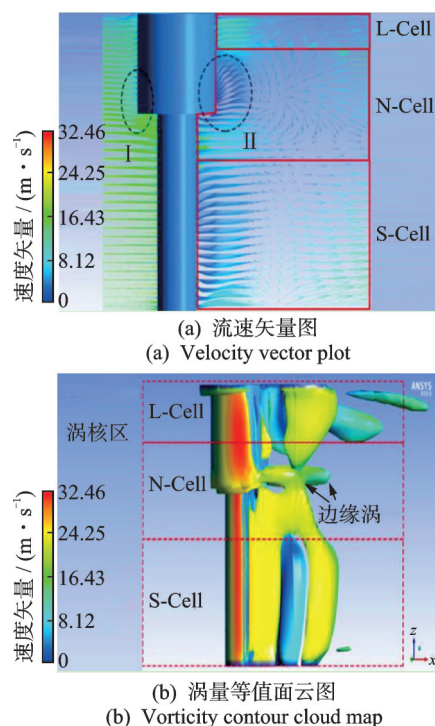


图6 20 m/s脱涡分区示意图($y=0, x-z$ 截面)

Fig.6 Schematic diagram of vortex shedding zone at 20 m/s ($x-z$ section at $y=0$)

图6(a)、(b)可相互对应,通过比较L-Cell和S-Cell可以看出,在尾流和Cell边界连接处易产生涡旋。对于小圆柱后部产生的管状小尺度涡流,由于其尺寸较小,涡流的发展速度较快。在这个区域内,脱涡频率高、流速慢,且速度矢量方向改变迅速,发展到稳定状态的所需时间较短。而对于大圆柱后部产生的黏附壁面的条状大尺度涡流,其尺寸较大,导致涡流的发展速度缓慢。在该区域内,脱涡频率低、流速大,且速度矢量方向变化慢,发展至稳定状态的时间较长。

在图6(a)中,由于变截面的存在,N-Cell在上游区域I出现了“下洗”运动;当位于变截面的连接涡^[19]进入区域II的底部,其会受到流向旋转和流速的双重影响,与边缘涡发生耦合作用,从而使得边缘涡在变截面的两侧卷起并且朝向大圆柱;在图6(b)中,由小圆柱向大圆柱后伸展而产生的小涡和

L-Cell大涡之间产生对流,使大涡涡结构失稳而发生破损。从图6(a)中可以明显看出,在圆柱3个区域边缘形成了低速回流区,与此相对应的是图6(b)中靠近涡管和涡条中心线的内侧区域,高速区则为其另一侧区域(外侧区域),这种内外侧区域的速度差和空气的粘滞作用成为涡旋产生的主要原因,当流动逐步向下游推动时,速度差减小,旋涡消散,流线趋于更加规整。

为研究气流绕流后在不同水平面的运动特征,以20 m/s的风速为例,本研究截取了多个不同高度(z 轴方向)下的 $x-y$ 平面,生成的不同 $x-y$ 截面三维流线图如图7所示。

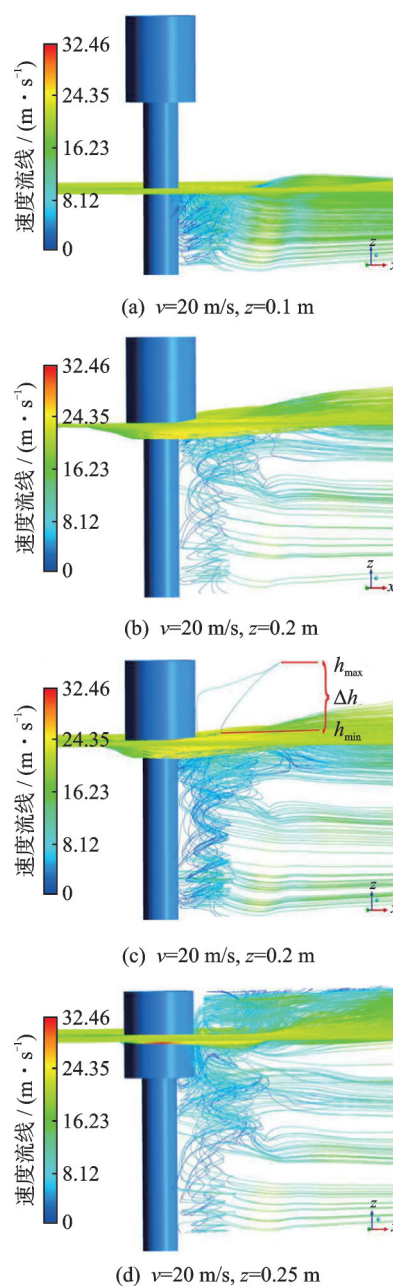


图7 不同 $x-y$ 截面三维流线图

Fig.7 3D streamline diagrams of different $x-y$ cross-sections

对比图7中4种状态可知:当流速为20 m/s时,绕流所形成的尾流升角随高度截面的变化而变化,大圆柱的尾流升角一般比小圆柱大;随着 z 截面高度的增加,大圆柱尾流升角随之增大,直至尾流上升至边界上壁面。流线随截面高度增加而趋于平稳所需的时间不断增加;虽然在小圆柱后无法产生涡旋,但涡旋可在大圆柱后产生。受变截面影响,变截面附近的大圆柱亦不会形成涡旋,仅在 $z=0.2$ m时产生涡旋。该最小高度 $h_{\min}$ 象征着N-Cell的涡旋线由核心区开始向 $+z$ 方向逃逸,涡旋线与大圆柱表面相接触,其垂向距离定义为最大高度 $h_{\max}$,随后继续沿圆柱表面下落直至重新汇入S-Cell的流向涡。高度差 $\Delta h = h_{\max} - h_{\min}$ 是N-Cell区间涡旋发展的关键参数。

利用Ansys软件对变截面圆柱进行流场压力仿真,20 m/s时不同水平截面压力仿真云图如图8所示。

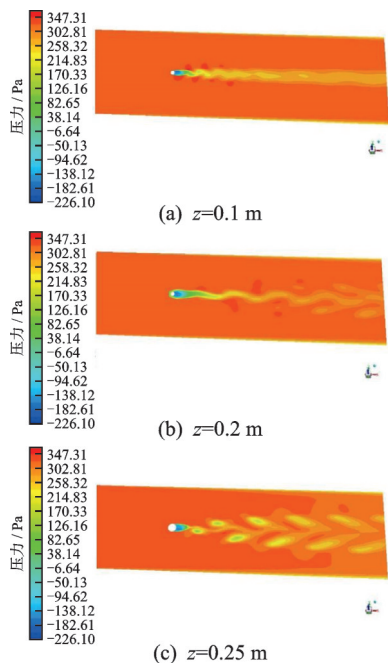


图8 20 m/s时不同水平截面压力仿真云图

Fig.8 Simulation contour of pressure at different horizontal cross-sections at 20 m/s

由图8可以看出,当速度相同时,涡旋的分布随截面高度增加由较规则逐渐向不规则转变,当跨越变截面后又由不规则向规则转变,特别是在大圆柱中截面,这种分布几乎已经形成了标准的卡门涡街分布。压力云图所呈现的2行涡旋在横向上的距离 n 与相邻同行的2个涡旋在纵向上的距离 x 满足

$$\sin n \left(\pi \frac{n}{x} \right) = 1 \quad (25)$$

其中: $n/x=0.285$, n 约为大截面圆柱直径的1.3倍。

对图7和图8进行综合分析可得表征圆柱体受力状态的2个时变参数,即垂直于来流方向的升力 F_L

和平行于来流方向的阻力 F_D 。根据这2个作用力可以得到升力系数 C_L 和阻力系数 C_D ,其计算公式分别为

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (26)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (27)$$

其中: ρ 为流体密度; U 为进口风速; A 为变截面圆柱迎流方向的投影面积。

对有限元仿真结果进行频谱分析,得到20 m/s风速下变截面圆柱的升力系数时域结果与频域结果如图9所示。如图9(a)所示,由于涡激振动效应,升力系数随时间变化产生周期性震荡,数值范围为 $-0.6 \sim 1.4$ 。利用FFT将升力系数的时域结果转换为频域结果,得到升力系数的频谱分析结果如图9(b)所示,得到脱涡频率 $f_s=55.5$ Hz,对应幅值1,而该频率会随着风速与圆柱体的变化而变化。

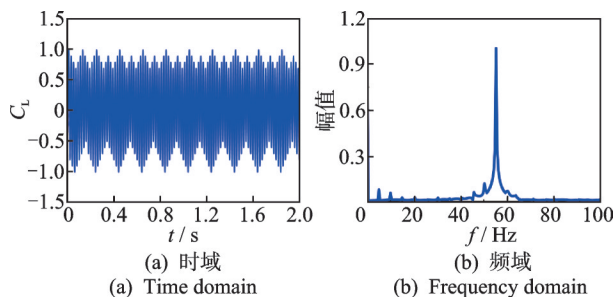


图9 升力系数

Fig.9 Lift coefficient

3 压电悬臂梁仿真分析

在COMSOL中建立压电悬臂梁的模型,结构参数见表1。通过仿真得到压电悬臂梁在不同激振频率下输出特性频域仿真结果如图10所示。图10(a)为不同负载电阻条件下的输出电压结果,图10(b)为负载电阻为 $2 \times 10^4 \sim 1 \times 10^5 \Omega$ 时机械输入功率与电气输出功率的频域仿真结果。

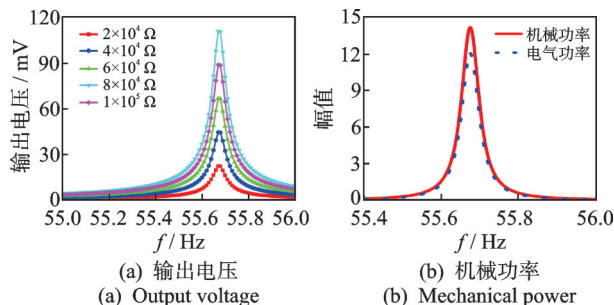


图10 COMSOL频域仿真结果

Fig.10 Frequency domain simulation results by COMSOL

由图10(a)可以看出,频率在55~56 Hz内时,输出电压开始急剧增大,之后迅速减小。输出电压在频率为55.68 Hz时达到峰值,且电压峰值随着负载电阻阻值的增加相应提高。当电阻为 $8 \times 10^4 \Omega$ 时,输出电压峰值达到110.3 mV。由图10(b)可知,当频率为55.68 Hz时,机械输入功率与电气输出功率达到峰值,此时压电悬臂梁的机械输入功率为1.78 mW,电气输出功率为1.51 mW,能量收集效率最大为84.83%。

4 试验测试

为测试压电悬臂梁输出特性,本研究搭建了如图11所示的压电悬臂梁激振测试平台。测试平台包括激振器、功率放大器、示波器、加速度传感器、信号处理器、固定板、压电悬臂梁以及整流电路等。功率放大器为激振器提供正弦驱动信号。加速度传感器的信号经信号调理器整流放大后与压电悬臂梁的输出电压同时显示在示波器上。

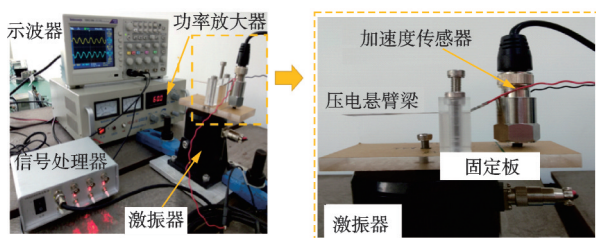


图11 压电悬臂梁激振测试平台

Fig.11 Piezoelectric cantilever beam excitation testing platform

压电悬臂梁不同激振频率测试结果如图12所示。图12(a)为输出电压测试结果,此时负载电阻为 $8 \times 10^4 \Omega$,功率放大器输出电压信号幅值恒定为30 V。当激振频率在40~70 Hz内时,随着激振频率的提高,输出电压先上升后下降。在频率为46 Hz时,输出电压有较小幅度的变化。当激振频率为55 Hz时,输出电压幅值达到103.2 mV。图12(b)为不同激振频率下加速度结果,当激振频率为55 Hz时,加速度幅值达到 6.2 m/s^2 。

通过激振测试,当激振频率为55.5 Hz时,压电悬臂梁输出电压结果与加速度传感器的结果如图13所示,此时压电悬臂梁的输出电压幅值为100 mV。COMSOL 仿真结果显示,压电悬臂梁固有频率为55.68 Hz,输出电压幅值为110.3 mV,测试结果与仿真结果误差为9.34%,误差值处于允许范围之内。

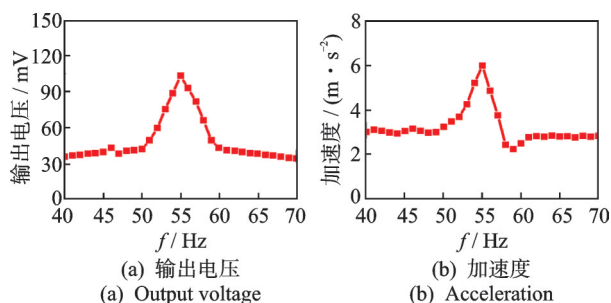


图12 压电悬臂梁不同激振频率测试结果

Fig.12 Test results of different excitation frequencies

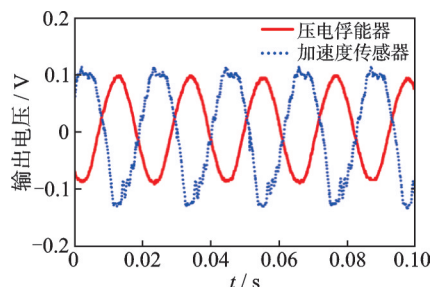


图13 激振频率为55.5 Hz时压电悬臂梁与加速度传感器输出电压结果

Fig.13 Output voltage results of piezoelectric cantilever beam and acceleration sensor at an excitation frequency of 55.5 Hz

图14为激振频率为55.5 Hz压电悬臂梁不同电极占比和负载电阻下输出电压结果,当电极占比为55%时,压电悬臂梁输出平均电压最高,分别高于电极占比为45%、65%的工况;当负载电阻为 $8 \times 10^4 \Omega$ 时,其平均输出电压高于 6×10^4 、 $1 \times 10^5 \Omega$ 工况下的输出平均电压。

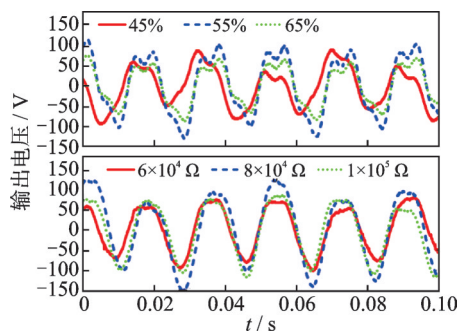


图14 激振频率为55.5 Hz时压电悬臂梁不同条件下输出电压结果

Fig.14 Output voltage results of piezoelectric cantilever beam under different conditions at an excitation frequency of 55.5 Hz

5 结论

1) 为收集悬架减振器的涡激振动能量,将减振器简化成变截面圆柱体。通过有限元仿真得到20 m/s风速条件升力系数时域结果,通过FFT得到脱涡频率为55.5 Hz。

2) 优化了悬臂梁结构参数与电极占比。搭建了压电悬臂梁激励测试平台,得到压电悬臂梁的固有频率为55 Hz,与脱涡频率55.5 Hz仅相差0.9%。

3) 仿真与试验表明本研究设计的压电俘能器可以有效收集涡激振动能量。研究结果为后续汽车悬架减振器风能回收研究提供了基础理论与仿真试验验证。

参 考 文 献

- [1] LALLART M, RICHARD C, GARBUIO L, et al. High efficiency, wide load bandwidth piezoelectric energy scavenging by a hybrid nonlinear approach[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2011, 165(2): 294-302.
- [2] TAO K, TANG L H, WU J, et al. Investigation of multimodal electret-based MEMS energy harvester with impact-induced nonlinearity[J]. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2018, 27(2): 276-288.
- [3] ZHANG Y L, WANG T Y, LUO A X, et al. Micro electrostatic energy harvester with both broad bandwidth and high normalized power density[J]. *Applied Energy*, 2018, 212: 362-371.
- [4] DAQAQ M F. Transduction of a bistable inductive generator driven by white and exponentially correlated Gaussian noise[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(11): 2554-2564.
- [5] LIU W Q, LIU C Z, REN B Y, et al. Bandwidth increasing mechanism by introducing a curve fixture to the cantilever generator[J]. *Applied Physics Letters*, 2016, 109(4): 043905.
- [6] MALLICK D, AMANN A, ROY S. Surfing the high energy output branch of nonlinear energy harvesters[J]. *Physical Review Letters*, 2016, 117(19): 197701.
- [7] ERTURK A, HOFFMANN J, INMAN D J. A piezomagnetoelastic structure for broadband vibration energy harvesting[J]. *Applied Physics Letters*, 2009, 94(25): 254102.
- [8] ZOU H X, ZHANG W M, LI W B, et al. A broadband compressive-mode vibration energy harvester enhanced by magnetic force intervention approach[J]. *Applied Physics Letters*, 2017, 110(16): 163904.
- [9] FAN K Q, TAN Q X, ZHANG Y W, et al. A monostable piezoelectric energy harvester for broadband low-level excitations[J]. *Applied Physics Letters*, 2018, 112(12): 123901.
- [10] BEARMAN P W. Circular cylinder wakes and vortex-induced vibrations[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27(5/6): 648-658.
- [11] BARRERO-GIL A, PINDADO S, AVILA S. Extracting energy from vortex-induced vibrations: a parametric study[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2012, 36(7): 3153-3160.
- [12] ÉTIENNE S, PELLETIER D. The low reynolds

number limit of vortex-induced vibrations[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2012, 31: 18-29.

- [13] 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.
- [14] 曹东兴, 丁相栋, 张伟, 等. 磁力增强涡激振动压电俘能器仿真及实验[J]. *振动、测试与诊断*, 2022, 42(3): 530-536, 619.
CAO Dongxing, DING Xiangdong, ZHANG Wei, et al. Simulation and experiment of vortex-induced vibration energy harvester with magnet enhancement[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2022, 42(3): 530-536, 619. (in Chinese)
- [15] 汤宝平, 罗浩, 赵春华, 等. 大负载高功率振动能量收集同步整流方法[J]. *振动、测试与诊断*, 2024, 44(4): 640-645.
TANG Baoping, LUO Hao, ZHAO Chunhua, et al. Synchronous rectification method for high-power vibration energy harvesting under large load[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2024, 44(4): 640-645. (in Chinese)
- [16] 杜小振, MBANGO-NGOMA P A, 常恒, 等. 流致涡激振动压电发电风能采集技术模拟研究[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(23): 168-174, 200.
DU Xiaozhen, MBANGO-NGOMA P A, CHANG Heng, et al. Wind energy collection technology simulation with flow-induced VIV piezoelectric film for power generation[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(23): 168-174, 200. (in Chinese)
- [17] 陈远晟, 黄勤斌, 赵荪翀, 等. 基于涡激振动的微型风能采集研究[J]. *电子学报*, 2021, 49(6): 1237-1240.
CHEN Yuansheng, HUANG Qinbin, ZHAO Sunchong, et al. Micro-wind energy harvesting by vortex-induced vibration[J]. *Acta Electronica Sinica*, 2021, 49(6): 1237-1240. (in Chinese)
- [18] DUNN W, TAVOULARIS S. Experimental studies of vortices shed from cylinders with a step-change in diameter[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2006, 555: 409-437.
- [19] MORTON C, YARUSEVYCH S. Vortex dynamics in the turbulent wake of a single step cylinder[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2014, 136(3): 031204.



第一作者简介:尹浩,男,1977年11月生,博士、讲师。主要研究方向为振动利用与精密驱动。曾发表《Research on a traveling wave type rotary ultrasonic motor preload adjustable device based on multi-sensor fusion》(《Experimental Techniques》2023, Vol.47)等论文。
E-mail: yinhao_vehicle@qut.edu.cn

通信作者简介:柳江,男,1976年7月生,博士、教授。主要研究方向为车辆系统动力学及悬架能量再生。
E-mail: zeh@163.com