激励力作用位置对圆柱壳辐射声功率影响研究

付 垒，纪 刚，周其斗，潘雨村
(海军工程大学舰船工程系，湖北武汉 430033)

摘要：潜艇上的机械设备不平衡运转会产生激励力，不平衡运转设备引起的艇体噪声是辐射噪声的主要成分。因此研究激励力的位置与声功率的关系是非常具有意义。文章建立了环肋圆柱壳结构声振动分析模型，基于力辐射模态从激励力作用位置变化方面对环肋圆柱壳进行数值计算和分析，研究激励力作用在不同位置处时，辐射声功率的变化规律。为了给出激励力作用位置与壳体辐射声功率的关系，运用力辐射模态概念，依据力辐射模态形态特征，分析判断激励力作用位置对辐射声功率的影响，为有效地减少圆柱壳辐射声功率提供了更为方便的技术手段。

关键词：声功率；激励力作用位置；圆柱壳；力辐射模态；传递函数；
中图分类号：TB532 **文献标识码：**A **文章编号：**1000-3630(2017)-02-0104-06
DOI 编码：10.16300/j.cnki.1000-3630.2017.02.002

The influence of driving force location on acoustic power radiated from a cylindrical shell

FU Lei, JI Gang, ZHOU Qi-dou, PAN Yu-cun
(*Department of Naval Architecture, Naval University of Engineering, Wuhan* 430033, *Hubei, China*)

Abstract: The unbalanced operation of mechanical equipment in submarine will produce driving force, and the noise caused by the driving force is an important part of the submarine radiated noise. So it is significant to analyze the relationship between driving force location and radiated acoustic power. This paper builds a ring-stiffed cylindrical shell model for vibration analysis. Based on force radiation modes, the radiated acoustic power is numerically calculated and the variation law of radiated acoustic power is studied when the driving force location changes. For knowing more about the relationship between driving force location and radiated acoustic power, the concept of force radiation mode is adopted, and based on the mode shape the influence of changing driving force location on radiated acoustic power is analyzed From this, a more convenient technical method of effectively reducing the radiated acoustic power is provided.

Key words: acoustic power; driving force location; cylindrical structure; force radiation mode; transitional function

0 引 言

潜艇在航行过程中，艇上机械设备不平衡运转产生激励力，引起艇体结构振动，振动通过基座等连接传递到壳体上向外辐射噪声，影响潜艇的隐蔽性，所以需要对潜艇航行时产生的辐射噪声进行有效控制。水下航行时，机械设备的位置导致产生激励力作用位置的不同，会对壳体振动辐射噪声产生重要影响。因此研究激励力的位置与辐射声功率之间的关系显得非常有必要。现阶段，结构的振动声辐射在模态分析中取得了很多成果，Zenzo Yamaguchi 等人[1]对简支梁的振动和声辐射采用三种模态(振动模态，声辐射模态，力辐射模态)进行分析比较，并指出力辐射模态法是最有效的能够分析激励力分布与辐射声功率关系的方法，而且力辐射模态下各阶模态所产生的辐射声功率不存在任何耦合，控制起来更加方便。周其斗等[2]提出了机械噪声必须经过船体结构唯一的声学通道才能向水中辐射噪声，定义了船体结构声学传递函数，为力辐射模态数值分析计算提供了一定的帮助。纪刚等[3]对力辐射模态进行了深入研究，分析了力辐射模态的特性，并提出了圆柱壳噪声控制所需激励力的布置原则。本文在以上研究的基础上，运用力辐射模态概念，结合船体结构声学传递函数，详细讨论了激励力的作用位置对圆柱壳辐射声功率的影响，为艇体上设备布置提供了一定的理论依据。

收稿日期：2016-04-07: **修回日期：**2016-07-19
基金项目：国防预研基金项目(9140A14080512JB1165)
作者简介：付垒(1990－)，男，四川长宁人，硕士研究生，研究方向为振动与噪声控制。
通讯作者：付垒，E-mail:fu_lei1990@163.com

本文以圆柱壳为简化模型，在离散结构辐射声功率矩阵表达式基础上，结合船体结构声学传递函数，推导圆柱壳辐射声功率与激励力之间的矩阵表达式，考虑流固耦合的影响，采用结构有限元耦合流体边界元(Finite Element Method/Boundary Element Method)法来计算圆柱壳力辐射模态，并分析力辐射模态特性。解释了激励力作用位置变化导致辐射声功率不同的原因。针对在圆柱壳不同位置处施加激励力的情况，对其产生的辐射声功率进行数值计算与实验验证，得出的结论能够指导艇体结构上的设备布置，为工程使用提供一定的参考。

1　基于力辐射模态的圆柱壳辐射声功率理论研究

本部分将对力辐射模态概念做出详细的解释，并基于力辐射模态得出辐射声功率与激励力之间的关系表达式。

当圆柱壳被离散为许多结构单元后，流固耦合面上的单元同时也被用作边界元。则产生的总辐射声功率记为[4]

$$W=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}A_e\,\mathrm{Re}\{v_{er}^{\mathrm{H}}p_{er}\}=\mathrm{Re}\{\boldsymbol{v}_e^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{A}]\boldsymbol{p}_e\} \tag{1}$$

其中：面积矩阵$[\boldsymbol{A}]$为对角矩阵，其对角元素 A_{ii} 为第 i 个单元的面积的一半。“H”表示对应的共轭转置。p_{er}、v_{er} 为湿表面单元上的压力和速度分布。$\boldsymbol{p}_e$ 和 $\boldsymbol{v}_e$ 分别表示结构受到的压力向量和速度向量。

由于艇体结构在水下振动产生辐射噪声，在水介质中形成声场，声场反过来对结构产生反作用力，结构与水介质形成相互耦合的作用。对有限长圆柱壳进行离散，考虑流固耦合作用，则水下圆柱壳的运动方程为[5]

$$([\boldsymbol{K}]+j\omega[\boldsymbol{C}]-\omega^2[\boldsymbol{M}])\{\boldsymbol{u}\}=\{\boldsymbol{f}\}-\{\boldsymbol{f}_p\} \tag{2}$$

式中：$[\boldsymbol{K}]$为结构的刚度矩阵，$[\boldsymbol{C}]$为阻尼矩阵，$[\boldsymbol{M}]$为质量矩阵；$\{\boldsymbol{u}\}$ 为节点位移向量，$\{\boldsymbol{f}\}$ 为作用在结构上激励力列向量，$\{\boldsymbol{f}_p\}$ 为流体对结构单元的压力向量，即$\{\boldsymbol{f}_p\}=[\boldsymbol{L}]^{-1}\{\boldsymbol{p}\}$，$\{\boldsymbol{p}\}$ 为节点处声压，$[\boldsymbol{L}]^{-1}$为湿表面结构法向向量的逆变换矩阵。

由三维边界积分方程离散得到[6]

$$[\boldsymbol{D}]\{\boldsymbol{p}\}=[\boldsymbol{B}]\{\boldsymbol{u}\} \tag{3}$$

其中，$[\boldsymbol{D}]$、$[\boldsymbol{B}]$均为复系数矩阵。

结构表面处法向速度向量与结构位移之间的关系有

$$\{\boldsymbol{v}_e\}=[\boldsymbol{G}]\{\boldsymbol{v}\}=i\omega[\boldsymbol{G}]\{\boldsymbol{u}\} \tag{4}$$

式中，$[\boldsymbol{G}]$为法向速度向量$(\boldsymbol{v}_e)$与速度向量$(\boldsymbol{v})$之间的转换矩阵。

联立方程(2)、(3)、(4)能够求出节点的声压$\{\boldsymbol{p}\}$，以及法向速度向量$\{\boldsymbol{v}_e\}$。

潜艇在水中航行产生的机械噪声必须经过船体结构这个唯一的声学通道才能向水中辐射噪声，可以定义船体结构的声学传递函数为声场内结构表面任意一点压力与船体内任意一点激励力之比[2]

$$\text{传递函数}H_{pf}=\frac{\text{声压}P}{\text{激励力}F}$$

若结构进行离散，单元结构受到的激励力幅值为向量$\{\boldsymbol{f}\}$，则激励力向量与压力分布向量间的关系为

$$\{\boldsymbol{p}\}=[\boldsymbol{C}_{pf}]\{\boldsymbol{f}\} \tag{5}$$

激励力向量与法向速度分布向量间的关系为[4]

$$\{\boldsymbol{v}_e\}=[\boldsymbol{T}]\{\boldsymbol{f}\} \tag{6}$$

式中：$[\boldsymbol{C}_{pf}]$和$[\boldsymbol{T}]$分别为激励力对压力分布向量传递矩阵和力顺传递矩阵，并且都为复数矩阵。由式(1)、(5)、(6)得到结构的辐射声功率可用激励力向量表达为

$$W=\mathrm{Re}\left[\{\boldsymbol{f}\}^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{T}]^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{A}][\boldsymbol{C}_{pf}]\{\boldsymbol{f}\}\right] \tag{7}$$

此时可以令矩阵$[\boldsymbol{U}]=\mathrm{Re}\left([\boldsymbol{T}]^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{A}][\boldsymbol{C}_{pf}]\right)$，则式(7)可简化为

$$W=\{\boldsymbol{f}\}^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{U}]\{\boldsymbol{f}\} \tag{8}$$

因为圆柱壳为对称结构，所以$[\boldsymbol{C}_{pf}]$、$[\boldsymbol{T}]$均为对称矩阵，从而$[\boldsymbol{U}]$为实对称矩阵。由于辐射声功率 W 为非负值，则实对称矩阵$[\boldsymbol{U}]$是正定的，可以将$[\boldsymbol{U}]$分解为对角矩阵$[\Lambda]$，即式(8)可表达为

$$W=\{\boldsymbol{f}\}^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{P}][\Lambda][\boldsymbol{P}]^{\mathrm{T}}\{\boldsymbol{f}\}=\{\boldsymbol{q}\}^{\mathrm{H}}[\Lambda]\{\boldsymbol{q}\}=\sum_{i=1}^{n}\lambda_i q_i^2 \tag{9}$$

式中：n 表示圆柱壳被离散后的自由度数，$[\Lambda]$为分解矩阵$[\boldsymbol{U}]$所得特征值组成的对角矩阵。其特征值 λ_1、$\lambda_2\cdots\lambda_n$ 对应的数值为正或者是零，大小能够反映出单位幅值下力辐射模态所产生的辐射声功率，$[\boldsymbol{P}]$为分解矩阵$[\boldsymbol{U}]$所得到特征值时对应单位正交特征向量组成的力辐射模态矩阵，并且特征向量之间均线性无关。$[\boldsymbol{P}]$的每一列则对应一种力辐射模态，表示一种可能激励力分布形式。$\{\boldsymbol{q}\}=[\boldsymbol{P}]^{\mathrm{T}}\{\boldsymbol{f}\}$为各阶力辐射模态的幅值向量所组成的列向量，第 i 个元素 q_i 为第 i 阶力辐射模态幅值。一般而言，频率的改变，会导致传递矩阵的不同，力辐射模态则会随之改变。

从式(9)圆柱壳力辐射模态理论分析得到：圆柱壳各阶力辐射模态所产生的辐射声功率独立地贡献于总辐射声功率，各阶模态并不耦合，相互独立，产生的辐射声功率与激励力的作用位置和频率有

关，激励力作用位置变化会导致列向量 $\{\boldsymbol{f}\}$ 不同，各阶产生的辐射声功率随力辐射模态幅值分量变化而变化，最后产生的总辐射声功率也会不同。

2 圆柱壳激励力作用位置与辐射声功率的数值计算和分析

本文对水下 1 m 处加肋圆柱壳进行数值计算。并将圆柱壳两端简支，以圆心轴线的中间为原点，沿轴线方向为 x 轴、平行于水面与 x 轴垂直为 y 轴、垂直于水面方向为 z 轴建立坐标系，圆柱壳模型及布置方式如图 1、2 所示。采用三角形三节点单元对圆柱壳进行离散，得到 1 412 个节点，1 380 个小三角形单元。该圆柱壳体浸没在海水中，壳内密闭，为了缩减自由度，更好地了解力辐射模态特性，本文讨论的激励力主要是对节点施加的径向力，并未考虑另外两个方向的激励力及节点处转动惯量，等效于节点处只有一个自由度。F 即为图 2 中简谐激励力，数值大小为 1 N，圆频率 $\omega=2\pi f$，f 为激励频率。表 1 中给出具体的圆柱壳结构模型的尺寸参数，参考辐射声功率为 10^{-12} W。

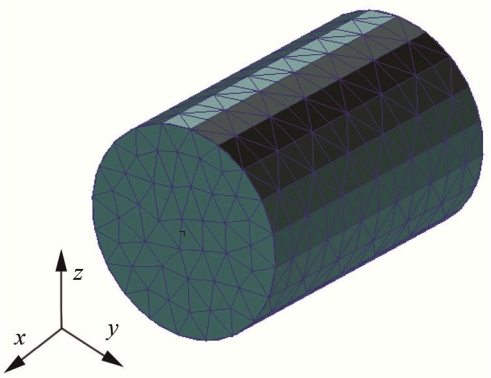


图 1 圆柱壳有限元模型

Fig.1 The finite element model of a cylindrical shell

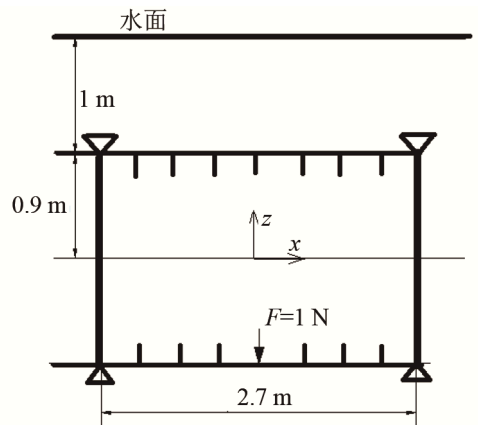


图 2 简化加肋圆柱壳的激励力布置

Fig.2 Simplified driving force location map of a ring–stiffed cylindrical shell

表 1 圆柱壳模型参数

Table 1 The parameters of cylindrical shell model

圆柱壳直径	1.8 m
圆柱壳长	2.7 m
圆柱壳厚	0.006 3 m
两端盖厚	0.024 8 m
肋骨间距	0.287 5 m
肋骨尺寸	板厚 0.012 5 m，高 0.06 m
钢材密度	7 800 kg/m^3
弹性模量	2.05×10^5 MPa
泊松比	0.3
海水密度	1 020 kg/m^3
海水声速	1 461 m/s

采用有限元耦合边界元方法，先用 Nastran 软件作频响分析，Fortran 和 Matlab 编程计算了 20~300 Hz 频段加肋圆柱壳的矩阵 $[U]$ 的特征值，如图 3 所示。给出了的圆柱壳的前 10 阶力辐射模态特征值随频率的变化曲线，可以看出第 1 阶力辐射模态的特征值最大，随着模态阶数的增加，特征值下降非常迅速，基本相邻两阶相差一个数量级以上。力辐射模态下的各阶辐射声功率不存在耦合，相互独立，再比较各阶力辐射模态产生的辐射声功率，如图 4 所示。由图 4 可以看出，第 1 阶力辐射模态的辐射声功率级曲线和总辐射声功率曲线具有一致性，随着模态阶数的增加，对应曲线与总辐射声功率级曲线差异越大，因此第 1 阶力辐射模态产生的辐射声功率对总辐射声功率贡献占有主导地位，随着频率的不同，贡献量稍有变化，但基本都在 70% 以上。控制第 1 阶力辐射模态的幅值能够有效减少噪声的主要成分，从而能降低总辐射噪声。

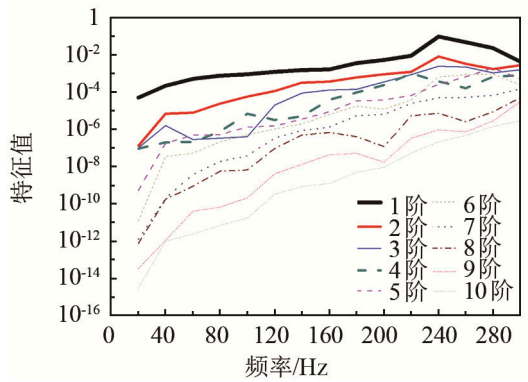


图 3 前 10 阶力辐射模态特征值曲线

Fig.3 Eigenvalue vs. frequency curves of the first 10 order force radiation modes

为了观察力辐射模态的形态，现有两种连续的分布力，如图 5 所示，分别为沿圆柱壳底部连续的分布力(图(5a))和以坐标原点为圆心、沿圆周连续的分布力(图(5b))，分别计算 240 Hz 下对应分布力下

的前 6 阶力辐射模态形态，如图 6 所示。

通过对以上两种分布力的前 6 阶力辐射模态形态观察，得到一些关于力辐射模态形态特征规律。

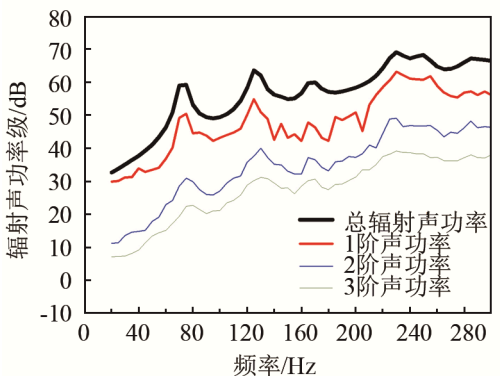
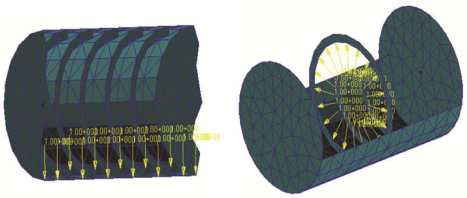


图 4　前三 3 阶力辐射模态下辐射声功率级

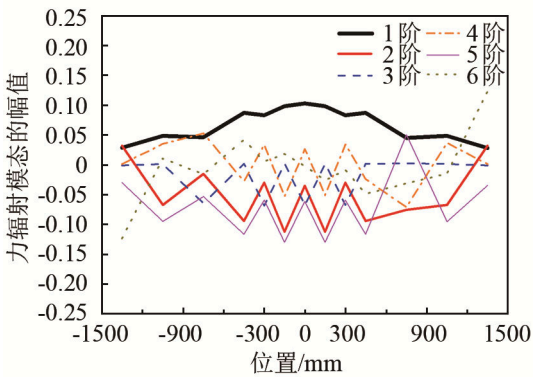
Fig.4　Sound powers of the first 3 order force radiation modes



(a)　　(b)

图 5　两种连续分布力

Fig.5　Two kinds of continuously distributed driving forces



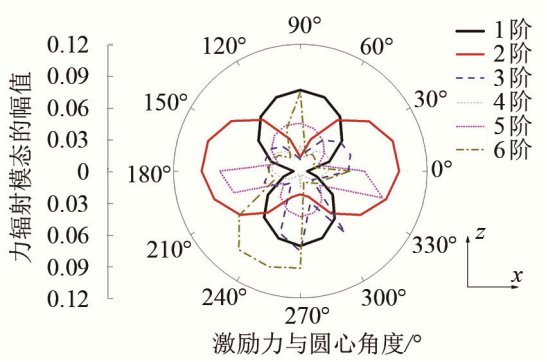


图 6　两种连续的分布力前 6 阶力辐射模态形态(240 Hz)

Fig.6　The shapes of the first 6 order force radiation modes of the two kinds of continuously distributed driving forces (240 Hz)

第 1 阶力辐射模态形态为分布比较规则、对称，基本呈现波长较长的力波形态。高阶力辐射模态在形态上分布并不规则，呈现对称或反对称的较短力波形态，这些模态对辐射声功率的贡献很小。因此激励力作用位置的不同会产生不同的第 1 阶力辐射模态的幅值，若要产生较小的辐射噪声，激励力应作用在第 1 阶力辐射模态幅值较小的位置。

为了验证基于力辐射激励力作用位置对辐射声功率的影响，依据前面两种给定的分布力的力辐射模态形态，采用三种工况进行比较分型。具体激励作用位置如图 7 所示，从左到右分别依次记为工况 1、2、3 计算各工况下圆柱壳的总辐射声功率级与第 1 阶力辐射模态辐射声功率级随频率变化的曲线，如图 8 所示。

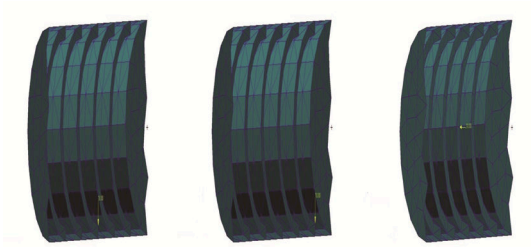


图 7　三种工况

Fig.7　Three working cases

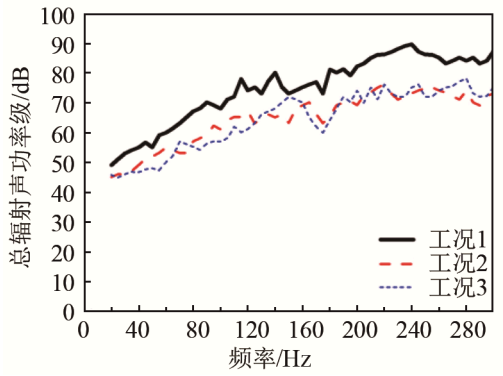


图 8　三种工况总辐射声功率级与第 1 阶模态辐射声功率级

Fig.8　The overall sound power in three working cases and the radiated sound power of the first order force radiation mode

结合力辐射模态形态图 6 进行分析，三种工况下工况 1 会产生最大的第 1 阶力辐射模态幅值，因而工况 1 的第 1 阶力辐射模态所产生的辐射声功率最大，所预报的总辐射声功率级也会最大。这也验证了激励力作用位置的变化主要是影响第 1 阶力辐射模态幅值分量，从而影响了辐射声功率。再用实验数据进行验证。实验布置方式如图 9 所示，圆柱壳内装有激励机，两肋骨间布置 24 个速度传感器，距两端各 1.5 m 处布置两个水听器。施加激励力的位置和图 7 的三种工况一致，分别记录传感器反馈的数据，计算圆柱壳总辐射声功率级，如图 10 所示。

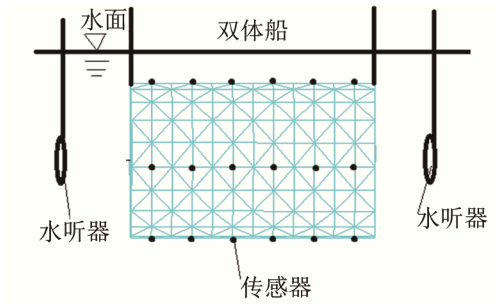


图 9 简易实验布置

Fig.9 The simple experimental arrangement

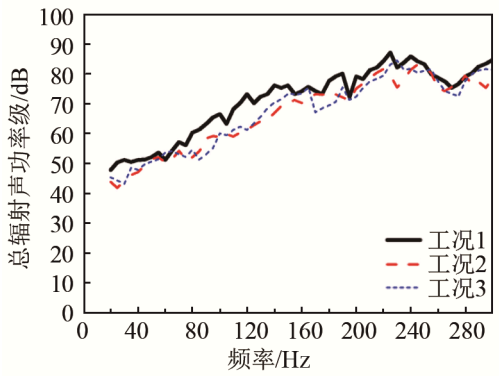


图 10 三种工况总辐射声功率级(实测)

Fig.10 The overall sound power in three working cases (tested)

由于实验场地受到风浪等环境因素的影响，可以看到实验测量值(如图 10 所示)和数值计算(如图 8 所示)得到的辐射声功率级还是存在一定的误差，除了少数频率段外，基本上是工况 1 所测得的辐射声功率最大，这也证实了三种工况数值预报的辐射声功率级的正确性。通过研究激励力位置对辐射声功率的影响能够为结构的减振降噪提供一种可行的方法。

辐射声功率的产生与均方法向速度和辐射效率均有关系，即有[7]

$$W=\rho cS\sigma<\bar{v}^2>$$

$$<\bar{v}^2>=\frac{\boldsymbol{v}_e^{\mathrm{H}}\boldsymbol{v}_e}{2N}$$

其中：ρ 为流体密度，c 为声音在水中的传播速度，σ 为辐射效率，$<\bar{v}^2>$ 为均方法向速度，N 为湿表面的单元数量。

在力辐射模态下，各阶的辐射效率为[8]：

$$\sigma_i=\frac{2\lambda_i}{\rho cS} \tag{10}$$

由式(10)可知，各阶的辐射效率只与对应的特征值有关系，第一阶力辐射模态的辐射效率最大。随着模态阶数的增加，各阶辐射效率逐渐下降。再研究各阶的均方法向速度与频率的关系，如图 11 所示。

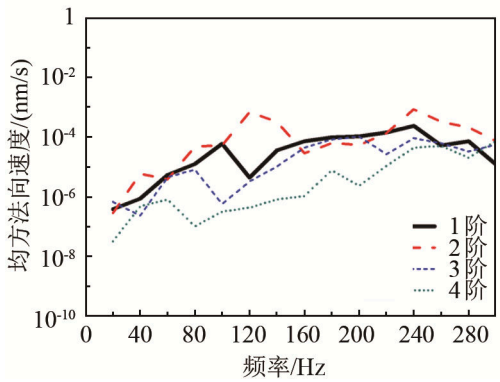


图 11 前 4 阶力辐射模态的法向速度(均方根值)

Fig.11 The normal velocities (*rms* value) of the first 4 order force radiation modes

前四阶力辐射模态的均方法向速度并无明显的规律，从图 11 可知，第 1 阶力辐射模态的均方法向速度在某些频率范围内并不是最大的，若想采用控制均方法向速度或者辐射效率的某一方面来控制低阶力辐射模态的辐射声功率并不是一种全面合理的做法，而对于均方法向速度与激励力位置的关系[1]，可从关系式(11)中找到圆柱壳产生均方法向最小的位置，具体计算这里不再进行。

$$<\bar{v}^2>=\frac{\boldsymbol{v}_e^{\mathrm{H}}\boldsymbol{v}_e}{2N}=\frac{1}{2N}\{\boldsymbol{f}\}^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{T}]^{\mathrm{H}}[\boldsymbol{T}]\{\boldsymbol{f}\} \tag{11}$$

不难发现，均方法向速度最小的位置并不一定是产生的辐射声功率最小的位置。从激励力位置的变化导致均方法向速度的变化这个角度来解释激励力位置对辐射声功率的影响并不是可行的，而只有基于力辐射模态，才能够有效说明激励力位置与辐射声功率关系。同时还能了解辐射噪声的构成成分，从而指导工程上将潜艇机械设备装置在产生辐射声功率最小的位置。

3 结 论

本文基于力辐射模态分析法对激励力作用位置与辐射声功率之间的关系进行理论研究，同时指出能够通过激励力的位置来对噪声的主要成分进行控制，从而有效降低辐射噪声，具有一定的工程意义。得到结论概括为：

(1) 力辐射模态法是能够合理有效地解释说明圆柱壳激励力作用位置与辐射声功率关系的方法。力辐射模态法以力为变量，将激励力分解为固有激励力分布方式的叠加，能够计算得到每阶的力辐射模态幅值，同时各阶模态相互独立产生辐射声功率，低阶力辐射模态贡献了绝大部分辐射声功率。

(2) 激励力位置不同导致辐射声功率不同的关

键因素在于不同位置处分解得到低阶力辐射模态的幅值不同。因此可以依据低阶力辐射模态的形态特征来确定激励力的作用位置，从而对圆柱壳进行噪声控制。

参 考 文 献

[1] Zenzo Yamaguchi, J Stuart Bolton, Kimihiro Sakagami. Reduction of sound radiation by using force radiation modes[J]. Applied Acoustic, 2011, **72**: 420-427.

[2] ZHOU Qidou, JOSEPH P F. A numerical method for the calculation of dynamic response and acoustic radiation from an underwater structure[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, **105**(3/5): 853-873.

[3] 纪刚, 张纬康, 周其斗, 等. 圆柱壳的力辐射模态分析与噪声控制[J]. 海军工程大学学报, 2014, **26**(4): 83-91.
JI Gang, ZHANG Weikang, ZhOU Qidou, et al. Force radiation mode analysis and acoustic reduction of cylindrical structure[J]. Journal of Naval University of Engineering, 2014, **26**(4): 83-91.

[4] Frank Fahy, Paolo Gardonio. Sound and structural vibration[M]. 2nd edition. Southampton, UK: Academic Press in an imprint of ELserier, 2007.

[5] Gordon C Everstine, Fracis M Henderson. Coupled finite element/boundary element approach for fluid-structure interaction[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1990, **87**(5): 1938-1947.

[6] McCollum M D, Siders C M. Modal analysis of a structure in a compressible fluid using a finite element boundary element approach[J]. J Acoust Soc Am, 1996, **99**(4): 1949-1957.

[7] Tanaka N, Snyder S D. Distributed parameter model filtering using smart sensors[J]. ASME Transactions, The Journal of Vibration and Acoustics, 1996, **118**(4): 630-640.

[8] 李直, 黎胜, 刘彦森. 结构声辐射的声功率模态分析研究[J]. 中国舰船研究, 2012, **7**(1): 35-40, 56.
LI Zhi, LI Sheng, LIU Yansen. Analysis of structural acoustic radiation using acoustic power modes[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2012, **7**(1): 35-40, 56.

[9] Hansen C H, Snyder S. D. Active control of noise and vibration[M]. London: E&Fn Spon, 1997.

• 简 讯 •

中国科学院声学研究所成功设计并验证了水下声学隐身毯

2017 年 4 月 6 日，中国科学院声学研究所中科院噪声与振动重点实验室杨军研究员与贾晗副研究员领导的超材料研究组在《Nature》杂志旗下期刊《Scientific Reports》上在线发表了最新研究成果《水下声学隐身毯的设计与验证》(Design and demonstration of an underwater acoustic carpet cloak)。该项成果首次制备出水下声学隐身毯样品，并实验验证了其隐身效果。

随着近些年声学超材料与变换声学的发展，以控制声传播路径为手段的新型声学隐身器件引起了人们的极大关注，声学隐身毯便是其中之一。该研究组曾利用穿孔板结构实现了二维空气声隐身毯，并进行了实验验证，成果发表于《Journal of Applied Physics》(http://dx.doi.org/10.1063/1.4775408)。然而，由于水声器件对材料参数的苛刻要求，水下声学隐身毯一直停留在理论仿真阶段。该研究组巧妙地在变换声学中引入了参数弱化因子，以牺牲一定阻抗匹配为代价，制备出水下声学隐身毯样品。实验结果证实体系的声回波信号与平整反射面的声回波信号相一致，成功实现对目标的声隐藏，验证了该隐身毯的有效性。研究中所提出的水下声学隐身毯结构十分简单，且工作效率高，得到同行评审专家的高度认可(“The materials of the carpet cloak are very simple, which are the multilayers composed of brass and water. Both the simulations and experiments match each other very well. I highly recommend to publish this paper in Scientific Reports”)。该工作为新型声学隐身器件走向实际应用打下了坚实的基础，在未来水下反探测中具有十分重要的应用前景。

论文第一作者是中国科学院声学研究所 2015 级博士生毕亚峰，通讯作者为杨军研究员。该研究得到中国科学院青年创新促进会、中国科学院先导专项、国家自然科学基金等项目的资助。

相关文章链接：http://www.nature.com/articles/s41598-017-00779-4

《声学技术》编辑部