

叶片出口角影响离心泵噪声辐射数值研究

丁 剑, 刘厚林, 王 勇, 谈明高, 崔建保

(江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘 要: 运用 FEM\BEM 声振耦合计算方法分析叶片出口角对离心泵在水动力激励下泵壳振动辐射噪声影响。采用大涡模拟方法模拟离心泵内部瞬态流场, 获得蜗壳壁面偶极子声源; 对泵壳体结构进行模态分析获得结构模态响应; 利用 LMS Virtual Lab 间接边界元 IBEM 声振耦合模块计算非定常流动引起的离心泵内部噪声, 并与实验数据对比, 验证基于 LES、声振耦合的噪声数值模拟方法可行性。计算离心泵外场噪声及声辐射, 研究叶片出口角度对离心泵外场噪声辐射影响。结果表明, 离心泵叶片通过频率 BPF 处的辐射声功率随叶片出口角的增大而增大; 外场噪声声压级指向性分布显示叶片出口角存在合适范围, 使泵在小流量工况运行时噪声较小。

关键词: 离心泵; 叶片出口角; 大涡模拟; 声振耦合; 噪声

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A

Numerical study on the effect of blade outlet angle on centrifugal pump noise

DING Jian, LIU Hou-lin, WANG Yong, TAN Ming-gao, CUI Jian-bao

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The FEM\BEM acoustic-vibro-coupling method was applied to study the effect of blade outlet angle on centrifugal pump noise caused by hydrodynamic forces. The large eddy simulation (LES) method was used to solve the transient flow field of the pump, and the volute surface dipole was obtained. The modes of the pump housing structure were analyzed using the finite element method (FEM). The acoustic-vibro-coupling module of the Virtual Lab software was employed to study the interior sound field of the pump caused by unsteady flow. By comparing the computational results with experimental ones, the method of LES combined with FEM\BEM for centrifugal pump noise computation was verified. On this basis, the outer sound fields were investigated, and the effect of blade outlet angle on outer sound fields was studied. The results show that the sound power at the blade passing frequency (BPF) becomes large as the blade outlet angle increases and the blade outlet angle should be at suitable range to ensure a lower noise level at low flow rates.

Key words: centrifugal pump; blade outlet angle; large eddy simulation; acoustic-vibro-coupling; noise

离心泵噪声包括机械振动噪声与流体诱导噪声^[1]。机械振动噪声主要源于机械设计、制造, 此已通过主动控制技术解决; 而离心泵内部流体诱导噪声机理更复杂, 涉及频率范围更广泛。水泵诱导噪声已成研究热点。

目前国内外对流体诱导噪声研究主要集中于试验及数值计算。Choi 等^[2]采用热线风速仪及压力传感器测量离心泵叶轮速度、压力脉动分量, 发现叶轮出口存在射流/尾迹现象, 并分析诱导噪声机理; Srivastav 等^[3]通过测定振动速度、噪声声压研究离心泵在不同工况

下叶轮与隔舌间隙对噪声影响, 结果表明噪声随该间隙的增大而降低; 袁寿其等^[4-5]通过实验研究离心泵内压力脉动与流动噪声关系; 刘厚林^[6-7]基于实验研究不同叶片数、(不同叶轮出口宽度对离心泵流体诱导噪声影响。伴随 CFD 技术的快速发展, CAA(计算气动声学)技术不断完善。工程计算声学使用较广的混合方法为: CFD + Kirchhoff 方法、CFD + Lighthill 声比拟方法^[8]。文献[9-14]基于 CFD 结合声类比方法研究泵内水动力噪声; Jiang 等^[15-17]通过 LES 结合声振耦合求解方法对离心泵流动诱导噪声进行数值模拟, 结果表明泵壳结构振动模态对外声场计算结果影响显著。

上述研究仅在数值计算方面对泵噪声进行预测, 缺少实验验证。离心泵内非定常流动激励力为泵流体诱导噪声的主要声源^[18], 可用水听器测量声波在泵内流体介质中传播形成的内场噪声; 声波向外界传播, 引

基金项目: 国家自然科学基金(51109095、51079062、51179075); 国家科技支撑计划(2011BAF14B03); 江苏省自然科学基金(BK2010346、BA2010155、BY2011140); 江苏高校优势学科建设工程项目

收稿日期: 2012-11-26 修改稿收到日期: 2013-03-15

第一作者 丁 剑 男, 博士生, 1987年3月生

起结构振动,声场-结构振动协同作用引起空气辐射噪声,即外场噪声。

本文借助文献[15,19],用大涡模拟方法计算离心泵内部瞬态流场获得蜗壳壁面偶极子声源。在对泵壳体结构模态分析基础上,用LMS Virtual Lab间接边界元IBEM声振耦合模块计算非定常流动引起的离心泵内场噪声,进行试验验证,并计算离心泵外场噪声及声辐射,研究叶片出口角对离心泵外场噪声辐射影响。

1 泵结构及实验方案

选转速 $n_s = 96.9$ 的单级离心泵作为研究对象,见图1(a)。叶轮为封闭式,采用三种不同叶片出口角度布置的叶轮,分别为叶轮29、33及37。泵设计转速 $n = 2\ 900$ r/min,设计流量 $Q = 50$ m³/h,设计扬程 $H = 30.18$ m。离心泵结构参数及测试工况见表1。

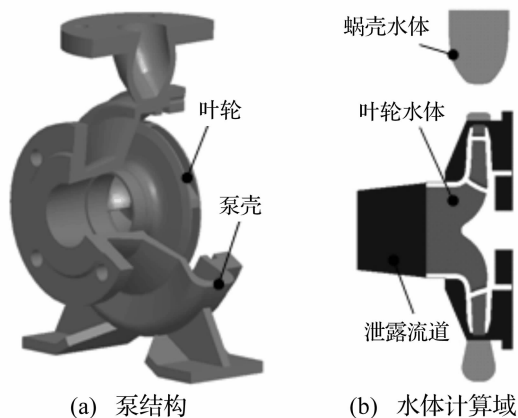


图1 泵结构及水体计算域示意图

Fig.1 Sketch map of pump geometry and CFD model

表1 离心泵主要结构参数及测试工况

Tab.1 Main geometry parameters and test conditions

	描述	参数	数值
叶轮	进口直径/mm	D_1	36
	出口直径/mm	D_2	168
	叶片数	z	5
	叶片包角/(°)	θ	115
	叶轮出口宽度/mm	b_2	10
叶轮29	出口安装角/(°)	β_2	29
叶轮33	出口安装角/(°)	β_2	33
叶轮37	出口安装角/(°)	β_2	37
蜗壳	基圆直径/mm	D_3	184
	基圆处宽度/mm	b_3	20
测试工况	小流量/(m ³ ·h ⁻¹)	$0.8Q_{opt}$	40
	设计/(m ³ ·h ⁻¹)	Q_{opt}	50
	大流量/(m ³ ·h ⁻¹)	$1.2Q_{opt}$	60

2 流场计算方法

2.1 控制方程

用CFX-12求解离心泵内部三维流场,基于LES方法模拟湍流作用。用滤波函数对 $N-S$ 方程进行滤波获得LES控制方程。滤波后不可压缩连续性方程及 $N-S$ 方程为:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (2)$$

式中: B_i 为哥氏力作用产生的源项; τ_{ij} 为亚格子尺度应力,考虑小尺度涡作用,定义为:

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3)$$

通过涡粘度 ν_{sgs} 建立亚格子应力 τ_{ij} 与大尺度应变率张量关系为:

$$\tau_{ij} = \frac{1}{3} \delta_{ij} \tau_{kk} = -2\nu_{sgs} \bar{S}_{ij}, \quad \bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

用WALE(Wall-Adapting Local Eddy-viscosity)模型^[20]求解涡粘度。该模型中含无量纲系数 C_w ,模型定义为:

$$\nu_{sgs} = (C_w \Delta)^2 = \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij})^{5/2} + (S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/4}} \quad (5)$$

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} (\bar{g}_{ij}^2 + \bar{g}_{ji}^2) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \bar{g}_{kk}^2, \quad \bar{g}_{ij} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

式中: Δ 为滤波长度,取决于网格体积 ($\Delta = (\Delta x \Delta y \Delta z)^{1/3}$); $C_w = 0.1$ 为模型系数。

2.2 计算网格及边界条件

计算域分三部分,见图1(b)。用多重坐标系,叶轮流场在旋转坐标系中计算,蜗壳与泄漏流道在静止坐标系中计算。在动静部件间用交界面进行数据交换。稳态计算用冻结转子交界面(Frozen rotor interface);瞬态计算用瞬态动静交界面(Transient rotor/stator interface)。计算域进口设为质量流量边界,出口表面静压设为0。计算域中所有表面均采用无滑移壁面条件。用GridPro 5.1生成高质量结构网格,见图2。叶片上第一层节点距壁面距离定为1 μm ,其它表面上该距离定为5 μm 。计算获得叶片表面 y^+ 值小于1,满足LES对 y^+ 的要求。用三套不同密度网格研究大涡模拟网格无关性,三套网格定义为 CM, MM, FM ,见表2。

对三套网格进行定常RANS计算,获得大尺度 ($L = k^{3/2}/\varepsilon$)、泰勒尺度 ($\lambda = (10\nu k/\varepsilon)^{1/2}$) 及Kolmogorov尺度 ($\eta = (\nu^3/\varepsilon)^{1/4}$) 在叶轮子午面 ($0 \leq m_i/m \leq 1$) 及蜗壳圆周环面 ($0^\circ \leq \alpha \leq 350^\circ$) 的面积平均值,并与当地滤波长度 ($\Delta = V^{1/3}$) 比较,见图3、图4。由二图看出,MM,

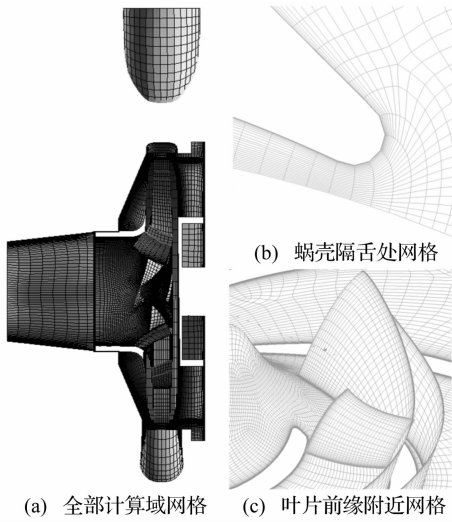


图2 计算域网格

Fig. 2 The grid of computational domains

FM 网格在大尺度与泰勒尺度之间,与泰勒尺度接近且位于同数量级;若继续增加网格数量,即可使滤波波长小于泰勒尺度,但对计算机性能要求更高。考虑计算机能力,计算中采用 FM 网格,计算平台为曙光 TC3600 刀片服务器,处理器为 Intel Xeon CPU 5600。时间步长设为 1.15×10^{-5} s 以保证平均库朗特数小于 5,该时间步长与叶轮旋转一周的 1 800 步相当。

表 2 三套网格细节

Tab. 2 The details of three grid topologies

网格数	叶轮 (10^6)	泄漏流道 (10^6)	蜗壳 (10^6)	总数 (10^6)
CM	0.26	0.28	0.23	0.77
MM	1.6	1.1	1.8	4.5
FM	4.1	2.1	3.8	10

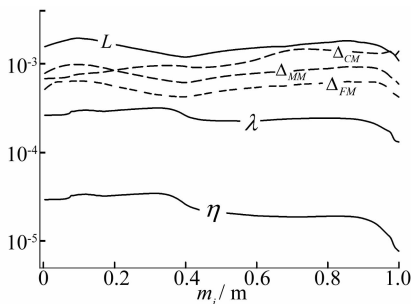


图3 叶轮网格空间分辨率

Fig. 3 Spatial resolution of impeller grid topologies

3 声振耦合计算方法

边界元 BEM 方法为基于波动方程的数值模拟方法,多用于计算结构低模态密度频域内声学问题。与有限元方法、差分法相比具有输入数据少、计算时间短等优点,适用于无限域及有限域。FEM - BEM 耦合计算方法结合 FEM 法与 BEM 法各自优势,能计算声学流

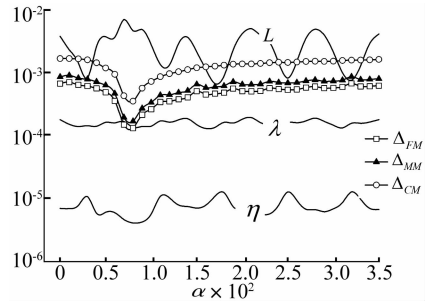


图4 蜗壳网格空间分辨率

Fig. 4 Spatial resolution of volute grid topologies

体域与薄壁结构间声固耦合效应。本文采用程序 LMS Virtual. lab 中间接边界元 IBEM 声振耦合模块计算离心泵噪声。基于 LES 非定常计算输出两完整旋转周期的蜗壳内表面偶极子声源后,对泵壳体结构进行模态分析获得结构模态响应,在 LMS Virtual. Lab 中进行声振耦合求解,获得声压及指向性信息。计算流程见图 5。

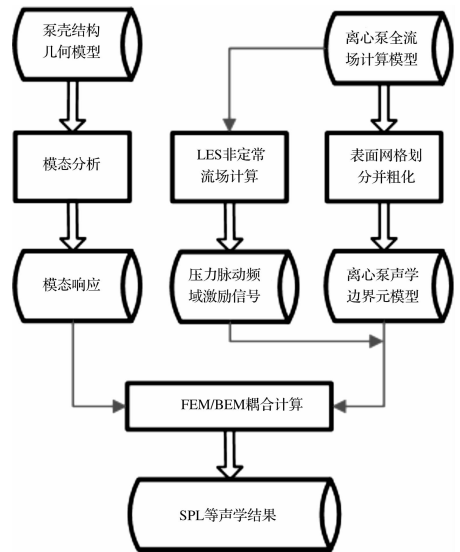


图5 声振耦合计算流程

Fig. 5 The acoustic-vibro-coupling calculation process

采用有限元方法分析泵壳体模态响应。泵壳体材料各向同性,弹性模量 $E = 200$ GPa,密度 $\rho = 7\ 800$ kg/m³,泊松比 $\mu = 0.3$,阻尼系数比设置为 0.01。泵体通过地脚螺栓与地基连接,模态分析边界条件为与地基接触底面施加 3 个位移约束。计算获得前 7 阶模态固有频率见表 3。

表 3 泵壳体前 7 阶固有频率

Tab. 3 The seven native frequency of the pump housing

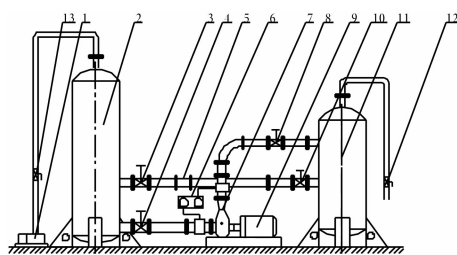
阶数 N	1	2	3	4	5	6	7
频率/Hz	64	342	511	599	849	1099	1174

4 离心泵内声场计算及实验验证

离心泵外场噪声受电机噪声、管道噪声及背景噪

声干扰,精确测量有一定难度。为验证数值计算方法的可信度,通过离心泵内部噪声信号进行验证。离心泵内部噪声信号用水听器测量,水听器采用齐平式安装方式,直接安装在管壁上,使传感器探头与测压点周围壁面齐平,直接测量管内流体噪声,水听器测点布置在模型泵出口 4 倍管径处。实验装置见图 6。

由于蜗壳表面偶极子为泵内主要噪声源,叶轮转动偶极子影响可忽略^[14],故本文采用大涡模拟仅提取蜗壳壁面偶极子声源,基于 FEM/BEM 方法计算泵内场噪声,介质为水,密度 $1\ 000\ \text{kg/m}^3$,声波传播速度 $1\ 500\ \text{m/s}$,参考声压 $1 \times 10^{-6}\ \text{Pa}$ 。



1. 真空泵 2. 汽蚀筒 3. 4. 8. 10. 碟阀 5. 涡轮流量计
6. 压力变送器 7. 模型泵 9. 电机 11. 稳压罐 12. 13. 球阀

图 6 实验装置示意图

Fig. 6 Sketch of experimental setup

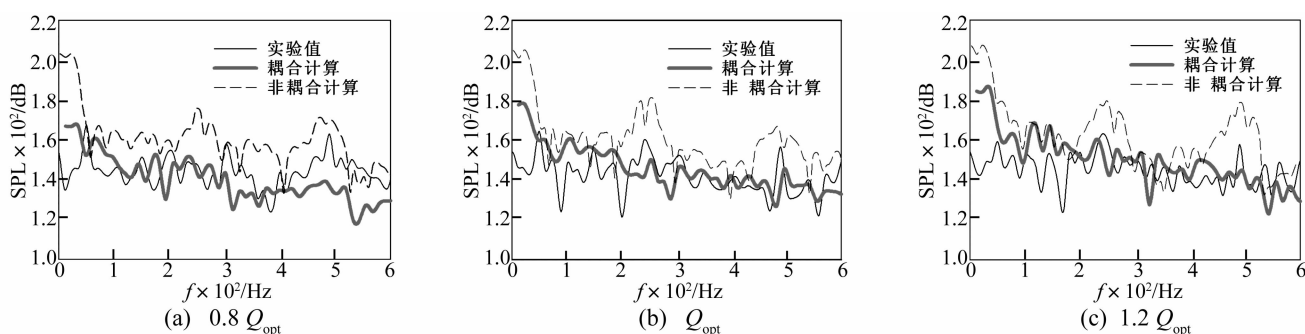


图 7 各工况点计算与实验结果对比

Fig. 7 Comparison of the calculated and experimental results

图 7 为叶轮 37 模型泵不同流量的噪声实验与计算结果对比。由图 7 可见,耦合计算结果与实验值趋势基本一致,耦合计算结果较非耦合情况更合理;实验值与耦合计算值在叶片通过频率 BPF (241 Hz) 处吻合良好。对定性、定量而言,基于 FEM\BEM 声振耦合方法计算 BPF 噪声可行。

5 叶片出口角对外声场影响

在实验验证对比基础上,用 FEM\BEM 方法计算离心泵外场噪声辐射,介质为空气,密度 $1.225\ \text{kg/m}^3$,声波传播速度 $340\ \text{m/s}$,在泵壳体外距几何中心 $1\ \text{m}$ 处创建一球面场点网格,以观察声压分布及计算透过的声功率。表 4 为不同叶片出口角、不同工况在叶片通过频率 BPF 处辐射声功率。由表 4 看出, $0.8Q_{\text{opt}}$ 及 $1.2Q_{\text{opt}}$ 工况下,随叶片出口角 β_2 的增加,离心泵在叶片通过频率 BPF 处辐射声功率增加; Q_{opt} 工况下,辐射声功率随出口角 β_2 的增加先增大后减小。观察整体趋势,离心泵辐射声功率随叶片出口角 β_2 的增大而增大。叶轮 29、叶轮 33 模型泵辐射声功率在 Q_{opt} 处均远大于 $0.8Q_{\text{opt}}$ 及 $1.2Q_{\text{opt}}$; 叶轮 37 模型泵辐射声功率在三工况下相差不大。各工况辐射声功率数值比较显示,叶轮 29 模型泵较优。

表 4 不同叶轮出口角离心泵 BPF 处辐射声功率

Tab. 4 The acoustic power at BPF for different blade outlet angles of the centrifugal pumps

叶轮	工况	辐射声功率/W
叶轮 29	$0.8Q_{\text{opt}}$	38.4
	Q_{opt}	83.015
	$1.2Q_{\text{opt}}$	42.384
叶轮 33	$0.8Q_{\text{opt}}$	76.933
	Q_{opt}	102.32
	$1.2Q_{\text{opt}}$	56.439
叶轮 37	$0.8Q_{\text{opt}}$	84.048
	Q_{opt}	82.459
	$1.2Q_{\text{opt}}$	70.23

声音传播有明显方向性,不同空间点相对声源位置,方向不同噪声频谱存在差异。为获得离心泵声压级周向分布,在叶轮中心回转面的泵壳外部一圈距叶轮轴 $1\ 000\ \text{mm}$ 处设置 36 个监测点,

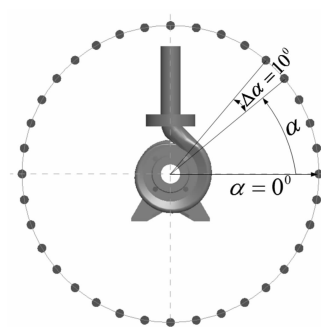


图 8 外部监测点布置

Fig. 8 The setting of monitor points
工况、不同叶片出口角在叶片通过频率 BPF 处的外场

辐射噪声指向性分布。

由图9(a)看出, $0.8Q_{opt}$ 工况下叶轮 29 及叶轮 33 的噪声指向分布曲线几乎重合, 而叶轮 37 的噪声值明显较大, 该工况下声压级指向性分布极值位于 0° 、 150° ; 由图9(b)看出, Q_{opt} 工况下声压级随叶片出口角增大而递增, 递增幅度较小, 声压级极值位于 30° 、 210° ; 由图9(c)看出, $1.2Q_{opt}$ 工况下叶轮 33、叶轮 37 指向分布曲线几乎重合, 叶轮 29 声压级最小, 声压级极值位于 30° 、 210° 。对比图9看出, 相同流量下, 不同叶片出口角度噪声指向分布在各方向趋势相同, 极值位置一致; 随流量增加, 其极大值方向在 30° 以内变化, 因此出口角度对声压级指向变化影响不大。而幅值, 小

流量工况下噪声声压级受叶片出口角影响较明显, 叶片出口角由 29° 增至 33° , 噪声声压级无明显变化, 由 33° 增至 37° 时, 噪声声压级增幅较大, 较 33° 增大约 28%; Q_{opt} 工况下各向声压级随角度的增加均匀增大, 递增幅值约 6%; 大流量工况下, 叶片出口角由 33° 增至 37° , 噪声声压级增幅不明显, 由 29° 增至 33° 时, 声压级增幅明显, 较 29° 增大约 11%。因此, 叶片出口角增加超过一定值时, 小流量工况下声压级增大显著; 而大流量下其声压级增加不明显。表明叶片出口角存在合适范围, 保证泵性能在满足使用要求的同时, 使外场噪声声压级在小流量工况下较小。

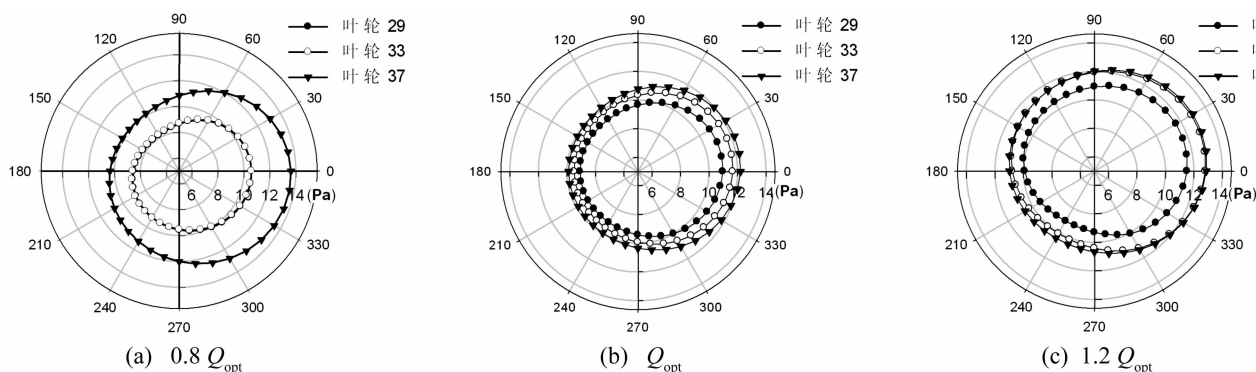


图9 BPF处辐射噪声指向性分布

Fig. 9 The noise directivity distribution of the monitor points at BPF

6 结论

基于 LES 结合 FEM\BEM 声振耦合计算方法分析叶片出口角对离心泵在水动力激励下泵壳振动辐射噪声影响, 结论如下:

(1) 通过离心泵内场噪声实验验证对比, 基于 FEM\BEM 的声振耦合计算方法可行, 耦合计算较非耦合计算更合理。

(2) 离心泵叶片通过频率 BPF 处的辐射声功率随叶片出口角 β_2 的增大而增大。

(3) 外场噪声声压级指向性分布显示, 叶片出口角存在合适范围, 得泵运行在小流量工况下时噪声较小。该分析结果有利于拓宽离心泵设计思路, 为新泵设计提供参考。

参考文献

[1] Langthjem M A, Olhoff N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump [J]. Part I: Hydrodynamics Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3):349-368.
 [2] Choi J S, McLaughlin D K, Thompson D E. Experiments on the unsteady flow field and noise generation in a centrifugal pump impeller [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 263(3): 493-514.

[3] Srivastav O P, Pandu K R, Gupta K. Effect of radial gap between impeller and diffuser on vibration and noise in a centrifugal pump [C]//Journal of the Institution of Engineers (India): Mechanical Engineering Division, 2003:36-39.
 [4] Yuan S Q, Yang J, Yuan J P, et al. Experimental investigation on the flow-induced noise under variable conditions for centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(3):456-462.
 [5] 袁寿其, 薛菲, 袁建平, 等. 离心泵压力脉动对流动噪声影响的试验研究 [J]. 排灌机械, 2009, 27(5): 287-290. YUAN Shou-qi, XUE Fei, YUAN Jiang-ping, et al. Experimental study on impact of pressure fluctuation on flow-noise in centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(5):287-290.
 [6] 刘厚林, 王勇, 袁寿其, 等. 叶片出口宽度对离心泵流动诱导振动噪声的影响 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2012, 40(1):123-127. LIU Hou-lin, WANG Yong, YUAN Shou-qi, et al. Effects of impeller outlet width on the vibration and noise from centrifugal pumps induced by flow [J]. J. Huazhong Univ. of Sci. Tech. (Natural Science Edition), 2012, 40(1): 123-127.
 [7] 谈明高, 王勇, 刘厚林, 等. 叶片数对离心泵内流诱导振动噪声的影响 [J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2):131-135. TAN Ming-gao, WANG Yong, LIU Hou-lin, et al. Effects of number of blades on flow induced vibration and noise of

- centrifugal pumps [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2012, 30(2): 131 - 135.
- [8] Wang M, Freund J B, Lele S K. Computational prediction of flow-generated sound [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2005, 38(1): 483 - 512.
- [9] Kato C, Yamade Y, Wang H, et al. Numerical prediction of sound generated from flows with a low Mach number [J]. *Computers & Fluids*, 2007, 36(1): 53 - 68.
- [10] 黄俊雄, 耿少娟, 吴 瑞, 等. 不同叶轮形式下离心泵噪声特性对比研究 [J]. *声学学报*, 2010, 35(2): 113 - 118.
HUANG Jun-xiong, GENG Shao-juan, WU Rui, et al. Comparison of noise characteristics in centrifugal pumps with different types of impellers [J]. *Acta Acustica*, 2010, 35(2): 113 - 118.
- [11] 袁寿其, 司乔瑞, 薛 菲, 等. 离心泵蜗壳内部流动诱导噪声的数值计算 [J]. *排灌机械工程学报*, 2011, 29(2): 93 - 98.
YUAN Shou-qi, SI Qiao-rui, Xue Fei, et al. Numerical calculation of internal flow-induced noise in centrifugal pump volute [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2011, 29(2): 93 - 98.
- [12] 王宏光, 徐小龙, 杨爱玲, 等. 轴流泵流动噪声数值模拟 [J]. *排灌机械工程学报*, 2011, 29(3): 199 - 203.
WANG Hong-guang, XU Xiao-long, YANG Ai-ling, et al. Numerical simulation of flow noise in axial-flow pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2011, 29(3): 199 - 203.
- [13] 袁建平, 金 荣, 陈红亮, 等. 离心泵用赫姆霍兹水消声器声学特性数值模拟 [J]. *排灌机械工程学报*, 2012, 30(2): 141 - 146.
YUAN Jian-ping, JIN Rong, CHEN Hong-liang, et al. Numerical simulation of acoustic performance of Helmholtz water-muffler for centrifugal pumps [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2012, 30(2): 141 - 146.
- [14] 何 涛, 尹志勇, 孙玉东. 离心泵流动诱发振动特性数值计算分析 [J]. *振动与冲击*, 2012, 31(12): 96 - 102.
HE Tao, YIN Zhi-yong, SUN Yu-dong. Numerical analysis for flow induced vibration of a centrifugal pump [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(12): 96 - 102.
- [15] Jiang Y Y, Yoshimura S, Imai R, et al. Quantitative evaluation of flow-induced structural vibration and noise in turbomachinery by full-scale weakly coupled simulation [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2007, 23(3): 531 - 544.
- [16] 谭永学, 王宏光, 杨爱玲, 等. 离心泵水动力噪声预测 [J]. *上海理工大学学报*, 2011, 33(1): 89 - 94.
TAN Yong-xue, WANG Hong-guang, YANG Ai-ling, et al. Numerical prediction of hydrodynamic noise for a centrifugal pump [J]. *Journal University of Shanghai for Science and Technology*, 2011, 33(1): 89 - 94.
- [17] 王镇宇, 杨爱玲, 戴 韧. 离心泵流动诱导噪声的数值预测 [J]. *机械工程学报*, 2012, 48(6): 162 - 167.
WANG Zhen-yu, YANG Ai-ling, DAI Ren. Numerical prediction of the flow-induced noise of centrifugal pump [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(6): 162 - 167.
- [18] 蒋爱华, 章 艺, 靳思宇, 等. 离心泵叶轮流体激励力的研究 [J]. *振动与冲击*, 2012, 31(22): 123 - 127.
JIANG Ai-hua, ZHANG Yi, JIN Si-yu, et al. Fluid exciting forces on centrifugal pump part I: force on volute [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(22): 123 - 127.
- [19] Wagner C, Hüttl T, Sagaut P. *Large-eddy simulation for acoustics* [M]. New York: Cambridge University Press, 2007.
- [20] Nicoud F, Ducros F. Subgrid-scale stress modeling based on the square of velocity gradient tensor [J]. *Flow Turbulence Combustion*, 1999, 62(3): 183 - 200.