

DOI:10.11918/202410077

螺旋轴流泵内流致噪声特性的数值模拟

庄子扬¹, 周慧慧^{1,2}, 余志毅¹

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 湖北汽车工业学院 汽车智能制造学院, 湖北 十堰 442000)

摘要: 为识别螺旋轴流泵内流致噪声声源位置并分析非定常流场对流致噪声的影响, 文中结合计算流体力学和声学有限元法对泵内流致噪声进行了数值模拟分析。首先, 基于 ANSYS CFX 软件, 采用剪切应力输运(SST)模型对泵内三维非定常流动进行模拟, 获取泵内流场的压力脉动特性。其次, 将固体壁面处压力脉动作为激励源, 基于 LMS Virtual Lab 软件并采用 FW-H 方程对泵内声场进行数值计算, 重点分析了流致噪声频域特性以及不同部件和区域对噪声的贡献, 以识别声源位置。最后, 结合时域信号相关性及相干性理论, 对叶片表面压力脉动信号的时空关联性进行深入分析, 揭示关键声源区域的流动特性及其对噪声的贡献机理。结果表明: 与导叶下游相比, 叶轮上游的流致噪声更大, 随频率衰减更慢, 噪声贡献量最高的频带位于 0~3 000 Hz 范围内, 声压级最大峰值出现在叶片通过频率处; 旋转声源在此处总声压级比静止声源高 25.4 dB, 其中, 叶片吸力面比压力面产生更大的噪声, 其前 50% 弦长区域对噪声贡献量更大; 对叶片吸力面不同位置处压力脉动信号的时空关联性分析表明, 此区域的压力脉动主要来源于此处的附面层分离。

关键词: 螺旋轴流泵; 压力脉动; 声学有限元法; 流致噪声; 涡结构; 时空关联性分析

中图分类号: TK72 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2025)08-0125-09

Numerical simulation of the characteristics of flow-induced noise in a helical-axial pump

ZHUANG Ziyang¹, ZHOU Huihui^{1,2}, YU Zhiyi¹

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; 2. School of Automotive Intelligent Manufacturing, Hubei University of Automotive Technology, Shiyan 442000, Hubei, China)

Abstract: To identify the flow-induced noise sources in a helical-axial pump and analyze the influence of the unsteady flow on the flow-induced noise, a numerical simulation analysis of the flow-induced noise in the pump was conducted using a combination method of computational fluid dynamics (CFD) and acoustic finite element method (FEM). Firstly, the 3D unsteady flow within the pump was simulated using the shear stress transport (SST) turbulence model in ANSYS CFX to obtain the pressure pulsation characteristics of the flow field. The pressure pulsations on the solid walls were treated as excitation sources, and the flow-induced noise field in the pump is numerically calculated using the FW-H equation with the software of LMS Virtual Lab. In order to identify the noise source location, the focus was put on the frequency domain characteristics of flow-induced noise and the contribution of different components and regions to noise. Finally, based on the temporal signal correlation and coherence theory, the spatial-temporal correlation of the pressure pulsation signal on the impeller blade surface was deeply analyzed to reveal the flow characteristics and noise contribution mechanism of the key noise source region. The results indicate that, compared with the downstream of the diffuser, the flow-induced noise at the upstream of the impeller is greater and exhibits a slower attenuation with increasing frequency, with the highest noise contribution occurring in the frequency range of 0~3 000 Hz. The maximum sound pressure peak appears at the blade passing frequency. The total sound pressure level of the rotating source at the monitoring point is 25.4 dB higher than that of the stationary source, with the suction surface of the blade generating more noise than the pressure surface, particularly in the first 50% chord length region, which contributes significantly to the overall noise. Spatial-temporal correlation analysis of pressure pulsation signals at different positions on the suction surface of impeller blades reveals that the pressure pulsation in this region primarily originates from boundary layer separation.

收稿日期: 2024-10-31; 录用日期: 2024-12-19; 网络首发日期: 2025-07-08

网络首发地址: <https://link.cnki.net/urlid/23.1235.T.20250708.1436.008>

基金项目: 北京市自然科学基金(3212021); 湖北汽车工业学院博士基金(BK202203)

作者简介: 庄子扬(2000—), 男, 硕士研究生; 余志毅(1976—), 男, 副教授, 博士生导师

通信作者: 余志毅, yuzhiyi@bit.edu.cn

Keywords: helical-axial pump; pressure pulsation; acoustic FEM; flow-induced noise; vortex structure; spatial-temporal correlation analysis

螺旋轴流泵是油气混输技术的关键设备,具有输送流量大,对颗粒磨损适应性较好等优点,被广泛应用于石油、生物、化工等行业^[1]。与其他泵型一样,螺旋轴流泵运行时将产生机械噪声和流致噪声。其中,机械噪声可通过制造和安装工艺的改进在较大程度上得到有效控制^[2-3],而流致噪声由于该泵型的复杂结构而变得更加复杂,尤其是气液混输条件下的流致噪声,已逐渐成为近年来的研究热点^[4]。

国内外学者已针对泵内的非定常流动与噪声特性开展了一系列研究。张金凤等^[5]通过对一立式管道泵的数值模拟发现,管道泵内由动静干涉作用引起的压力脉动是引起设备振动和噪声的主要来源。Mongeau 等^[6]通过实验的方法研究了离心泵叶轮所产生的噪声,并得出不同转速下噪声声压级频谱。Quan 等^[7]通过数值模拟的方法求解了螺杆泵气液混合工况下水力噪声,结果表明,螺杆轴流泵出口水力噪声大于进口噪声,声压级在低频段明显。孙奥冉等^[8]研究了轴流泵内部的压力脉动和流动噪声特性,发现压力脉动减小时,流动噪声也减小,研究压力脉动特性对流动噪声控制有指导作用。付建等^[9]对一混流泵的流场与噪声进行数值模拟分析,结果表明,混流泵静止壁面压力脉动最强位置位于动静结合处,且混流泵中旋转部件对噪声的贡献量最大,静止部件的贡献量可忽略。Chen 等^[10]通过混合数值模拟的方法,模拟了轴流泵内部流动所引起的结构振动和噪声,并与试验的结果相对比,表明混合数值模拟方法可以有效计算轴流泵流致振动和噪声。Wang 等^[11]通过数值模拟和实验相结合的方法,对多级泵的压力脉动、振动和噪声之间的关系进行了深入研究,发现动静干涉作用在多级泵内可诱发强烈的压力脉动,从而诱发结构振动与噪声。

涡声理论指出,涡是低马赫数下流体动力场和辐射声场基本且唯一的来源^[12]。为了更深入的揭

示流致噪声产生机制,需要研究流场涡结构的演化规律,明确流致噪声的激励源。在过去,已经进行了很多分析与研究,其中快速傅里叶变换(fast Fourier transform, FFT)方法已经成为了揭示压力脉动频域特性的有力工具^[13-14]。然而单一的 FFT 方法并不能准确揭示不同位置处流场的时空关联特性,而相关性、相干性和相位干涉效应分析结合的方法可以较好解决这一问题。Zhang 等^[15]利用相干分析从不同位置测点处压力脉动信号中识别出离心泵的失速频率,结果表明在靠近蜗壳进口处旋转失速现象最为显著,且不同流量下失速频率相同,小流量条件下的失速现象主要来源于该条件下叶片出口处的大尺度反向涡流结构。

以往对于轴流泵流致噪声特性的研究主要通过对其压力脉动和流场分布特性开展,针对噪声声源定位、流场激励与流致噪声时空关联性的研究相对较少。本文选取一螺旋轴流泵为研究对象,基于计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)和声学有限元法(finite element method, FEM),对纯水工况下泵内流致噪声进行了数值模拟分析,研究了流致噪声频域特性及声源分布特性,对压力脉动信号进行相关性和相干性分析处理,进而识别该工况下诱发流致噪声的主要涡流结构,为下一步气液两相工况下流致噪声特性的研究积累基础数据。

1 计算模型及网格

本文研究的螺旋轴流泵系统包括进口管道、出口管道、叶轮和导叶 4 部分。相较于一般轴流泵,螺旋轴流泵最突出的特点是流道先缩后扩,此设计在保证增压需求的同时可更有效防止气液分离。泵设计转速 n 为 2 950 r/min,设计流量为 50 m³/h,设计扬程为 15 m。泵叶片数为 4 个,导叶叶片数为 11 个,其他设计参数见表 1。

表 1 泵设计参数

Tab. 1 Design parameters of the pump

叶轮轮毂直径/mm		叶轮轴向长度/mm	导叶轮毂直径/mm		导叶轴向长度/mm	轮缘直径/mm
进口 D_{h1}	出口 D_{h2}		进口 D_{h3}	出口 D_{h4}		
120	134	60	134	120	40	150

图 1 为该泵流道计算域及全局网格分布,包括进口管道、叶轮、导叶和出口管道 4 部分。表 2 给出了 5 种不同网格数下泵性能参数的变化。总体上,泵的扬程和效率随总网格数的增加而减小,当总网格数约为 368 万和 482 万时,泵扬程之间相对误差为 0.12%,泵效率之间相对误差为 0.01%。综合考虑计算的准确性和经济型,最终选用 368 万网格的计算方案^[13]。

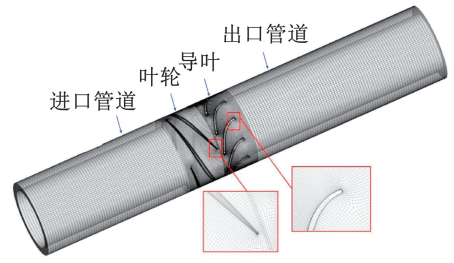


图 1 流场计算网格

Fig.1 Mesh of the flow simulation

表 2 网格无关性分析

Tab.2 Mesh independence analysis

网格	网格数量				性能参数		
	进口管道	叶轮	导叶	出口管道	总网格	扬程/m	效率/%
网格 1	54 516	165 096	35 168	99 540	1 201 288	17.79	60.07
网格 2	54 516	306 660	56 280	99 540	1 999 776	17.55	59.64
网格 3	54 516	483 952	94 080	99 540	3 124 774	17.33	59.20
网格 4	54 516	590 416	105 840	99 540	3 679 960	17.24	58.95
网格 5	54 516	809 361	129 472	99 540	4 825 530	17.22	58.90

2 数值计算方法

2.1 流场计算方法

螺旋轴流泵的设计扬程较低,且本文所分析的工况为设计工况,运行较平稳,空化现象一般不太显著,因此本文中暂不考虑空化问题,按纯水流动工况处理。水泵内部流动数值计算采用 ANSYS CFX 软件,湍流模型采用剪切应力运输 (shear stress transfer, SST) 模型,该模型适用于叶片泵中由于逆压梯度引起的流动分离的预测。边界条件方面,进口采用质量流量入口条件,出口给定相对静压,各壁面均采用速度无滑移条件;进口管与叶轮交界面,叶轮与导叶交界面的数据传递均采用瞬态转子法 (transient rotor-stator, TRS)。非定常计算中的时间步长设置为叶轮旋转 2° 的时间,即 1.13×10^{-4} s,总时长为 0.203 4 s,即叶轮旋转 10 圈的时长。根据 Nyquist 采样理论^[16]可知,最高分析频率可达 4 425 Hz,是叶片通过频率的 22.5 倍,满足分析要求。均方根误差 (root mean square, RMS) 设置为 1×10^{-6} ,当计算 10 个叶轮旋转周期后,计算结束,然后输出最后 4 个周期的流场数据,即 720 个时间步的流场数据进行分析。

用于数值计算方法验证的螺旋轴流泵外特性试验已在文献[13]中进行了详细的介绍。图 2 为螺旋轴流泵试验外特性曲线,与试验工况对比,数值计

算中设计工况下泵的效率 and 扬程相对误差分别为 0.94% 和 2.97%,验证了 CFD 计算的可靠性^[13]。

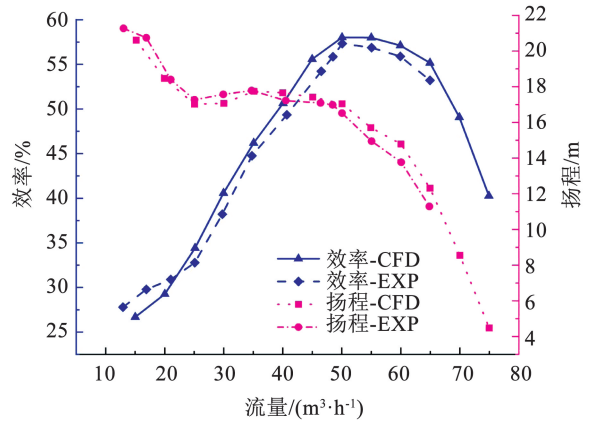


图 2 螺旋轴流泵扬程和效率^[15]

Fig.2 Head and efficiency of the helical-axial pump^[15]

非定常计算中,为了提取特定位置处的流场信息,沿流动方向在叶轮和导叶流道中心位置总共设置 8 个监测点。叶轮中监测点分别为 $R_1 \sim R_4$,导叶中监测点分别为 $D_1 \sim D_4$,见图 3。8 个监测点沿流向均匀排布,展向上均位于 50% 叶高处,所采集到的压力信息具有较好的代表性。

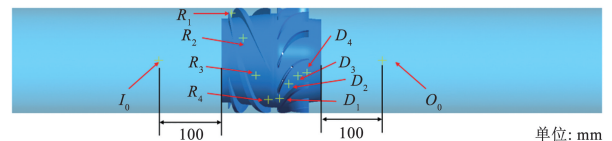


图 3 监测点位置示意

Fig.3 Location of the monitoring point

2.2 声场计算方法

螺旋轴流泵内部流致噪声的分析基于 LMS Virtual Lab 软件和声学有限元法。控制方程采用考虑了湍流和固体壁面相互作用的 FW-H 方程。针对不可压缩流体,单极子源和四极子源噪声均可忽略^[17],因此只需分析壁面处压力脉动激励诱发的偶极子源噪声。

在计算旋转机械的流致噪声时,通常将噪声源分为旋转声源和静止声源分别计算,然后再叠加得出总噪声,其中旋转声源指叶轮旋转叶片,其他部分为静止声源,包括管道、导叶叶片、导叶轮毂。声场仿真计算步骤如下:1)利用 CFD 非定常计算导出旋转域和静止域的壁面压力脉动结果作为噪声激励力;2)划分声学网格;3)定义声学边界条件;4)将旋转域和静止域壁面压力脉动数据转化成等效扇声源和壁面偶极子声源进行噪声频谱求解;5)将旋转域和静止域声场结果叠加得出总噪声。该声场预测方法在文献[9, 18-19]中已经进行了试验验证,设计点的噪声仿真误差不超过 4%,方法的准确性和可靠性得到验证。

从流场计算方法可知,最高分析频率为 4 425 Hz,根据网格单元尺度不超过 1/6 波长的声场求解基本要求^[20],网格最大单元尺寸应小于 0.056 m。采用四面体单元进行声场网格划分,总网格单元数为 115 万,最大单元尺寸为 0.035 m,满足声场网格要求。声场计算网格见图 4。

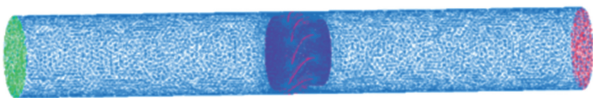


图 4 声场计算网格

Fig. 4 Mesh of the acoustic calculation

叶轮旋转源辐射声场求解过程中,旋转源采用等效点声源方法进行处理,该方法将叶片表面离散成多个区域,当每个区域的几何尺度与波长比值远小于 1 时,每个区域可以等效为 1 个紧致点声源。以 R_4 点处压力脉动为例,前 3 000 Hz 范围内的脉动能量占比为总脉动能量的 99.99%,所以本文噪声分析的最大频率选取 3 000 Hz。根据最大分析频率 3 000 Hz 和紧致点声源等效原则,叶轮叶片表面离散后的等效点声源数量是 480。

在声场数值模拟中,流体介质为水,进、出口壁面设置无反射边界条件,其他壁面设为固体壁面。

声场的基本计算参数设置见表 3。

表 3 声场基本计算参数

Tab. 3 Basic parameters of the acoustic calculation

基准声压/ Pa	水的密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	水中声速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	进、出口声阻抗/ ($(\text{Pa} \cdot \text{s}) \cdot \text{m}^{-3}$)
1×10^{-6}	998	1 500	1.497×10^6

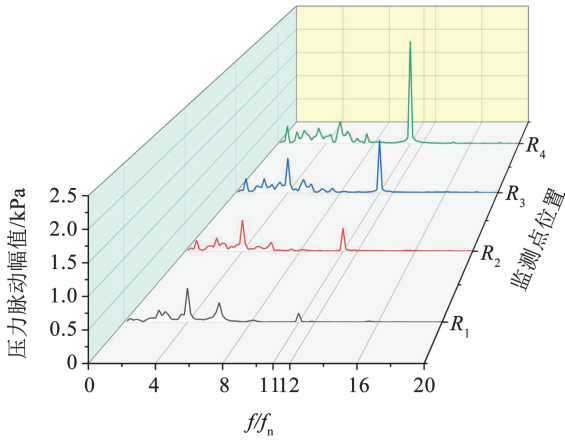
由于不同物理场数值模拟采用的网格尺度不同,网格节点不一致,因此不同物理场间进行数据传递时需要进行插值处理。本文采用 inverse distance 方法进行数据插值,插值前、后压力最大相对误差为 1.2%,插值精度较高,减小数据插值带来的数据传递误差,保证了插值后壁面处压力脉动信息的完整性和准确性。

为了确定螺旋轴流泵内部流致噪声的最大声源位置,设置了两个监测点对泵内各部件造成的噪声进行统计分析。考虑到旋转机械噪声偶极子源的指向性分布及旋转多普勒效应的影响^[9],两个监测点分别设置在叶轮上游及导叶下游的管道轴线上,记为 I_0 、 O_0 , I_0 距叶轮进口截面以及 O_0 距导叶出口截面的距离均为 100 mm(见图 3)。

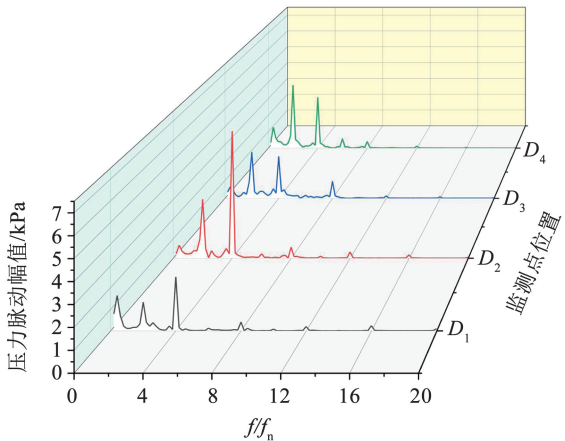
3 结果与分析

3.1 流场压力脉动频域特性分析

流致噪声的激励源是流场压力脉动,下面针对设计工况,对该泵流道内压力脉动进行分析。图 5 为叶轮和导叶流道内监测点压力脉动频谱图,其中 f_n 为轴频,即 49.17 Hz。可以看出,压力脉动的峰值主要集中在 $20f_n$ 以内,约为 0 ~ 1 000 Hz 范围内。叶轮和导叶内监测点处压力脉动的峰值频率不相同。叶轮内监测点处压力脉动峰值对应的频率是 $4f_n$ 、 $6f_n$ 和 $11f_n$,压力脉动幅值沿着流向逐渐增大, R_1 处最小, R_4 处最高,这是因为监测点越靠近动静交界面,流动受到动静干涉的影响越强烈,压力脉动幅值越高^[21]。 R_1 点靠近叶轮入口,主要受叶片转动和进口来流冲击影响,主频为 $4f_n$ 。 R_4 点靠近叶轮叶片尾缘,受动静干涉影响明显,主频为 $11f_n$ 。在导叶内监测点处压力脉动在 $2f_n$ 和 $4f_n$ 均出现峰值。其中, D_2 处 $4f_n$ 频率下压力脉动幅值最高,这与叶轮叶片数对应,说明该频率下此处的压力脉动主要受叶片转动和叶片与导叶间的动静干涉影响; $2f_n$ 频率下压力脉动峰值沿流向呈增大趋势,其中 D_4 处最大,这可能与导叶叶片尾缘附近涡脱落频率有关。



(a) 叶轮监测点



(b) 导叶监测点

图 5 监测点处压力脉动频谱

Fig. 5 Spectrum of pressure pulsation at monitoring points

3.2 噪声特性及区域贡献量分析

图 6 给出了设计工况下上、下游监测点处噪声的频谱图。从图 6 可以看出,泵内部上、下游监测点处声压在 $4f_n$ 及其谐频处出现明显峰值,说明上游和下游的噪声主要由叶轮旋转激励产生,这与其他相关文献的研究结论一致^[9, 22-23],进一步验证了声场计算的准确性。对于总噪声贡献量最高的频带集中在 $0 \sim 3\,000$ Hz 范围内,此外,上、下游监测点在 $4f_n$ 处声压级相差较小,但随着频率的增大,声压级衰减明显,相较于上游监测点,下游监测点处声压级随频率增大衰减更快。

为了识别流致噪声的声源位置,将静止声源和旋转声源对监测点处噪声贡献量分别进行计算。图 7 为静止声源和旋转声源以及总噪声的对比。从图 7 可以看出,旋转源和静止源噪声主频分别是 $4f_n$ 和 $6f_n$ 。旋转源的噪声总声压级(total sound pressure level, TSPL)和声压级(sound pressure level, SPL)频谱与总噪声基本一致,显著高于静止源,这说明螺旋轴流泵内流致噪声的主要来源是叶片旋转声源,静

止声源的贡献量可以忽略。这也解释了进口监测点噪声比出口监测点噪声更大的原因,因为进口监测点与主要噪声源的距离更近。

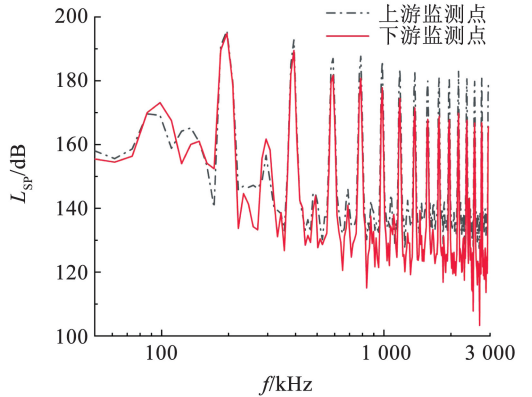
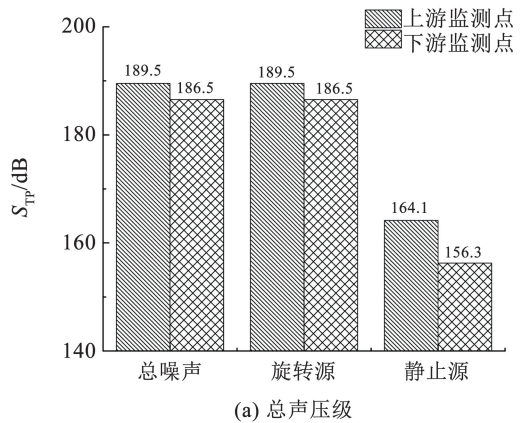
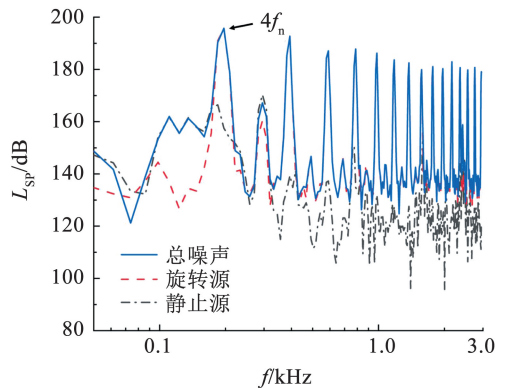


图 6 进、出口监测点总噪声频谱图

Fig. 6 Spectrum of total noise at inlet and outlet monitoring points



(a) 总声压级



(b) 声压级频谱

图 7 静止源、旋转源及总噪声对比

Fig. 7 Comparison of stationary source, rotating source and total noise

为了定位对流致噪声贡献量最高的区域,为后续噪声控制提供依据,针对旋转声源表面进行区域贡献量分析。采用叶片的吸力面、压力面和叶顶的压力激励分别单独加载,其他区域激励置零的方法,

求解出各区域的噪声。图 8 为各区域产生的噪声总声压级。由图 8 可以看出,吸力面、压力面和叶顶分别单独作为声源时总声压级的差异较明显,差异约为 7 ~ 10 dB 左右,吸力面对上、下游监测点处噪声的贡献量最大,是泵内部流致噪声的主要来源。

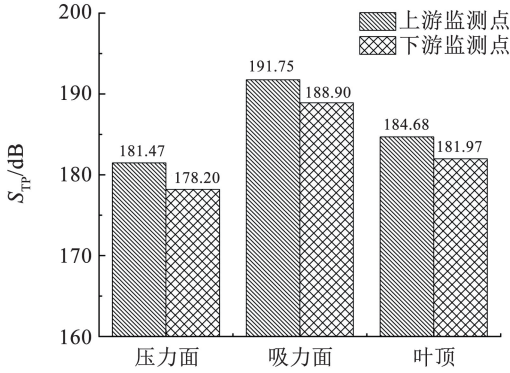


图 8 叶片压力面、吸力面和叶顶总声压级对比

Fig. 8 Comparison of TSPL on the pressure surface, suction surface and tip of the blade

为了进一步定位,将叶片吸力面表面沿展向和流向分别进行区域划分,A ~ D 组为展向分组,a、b 组为流向分组,分组时为了减少几何因素的影响,使每组占比相同,见图 9。

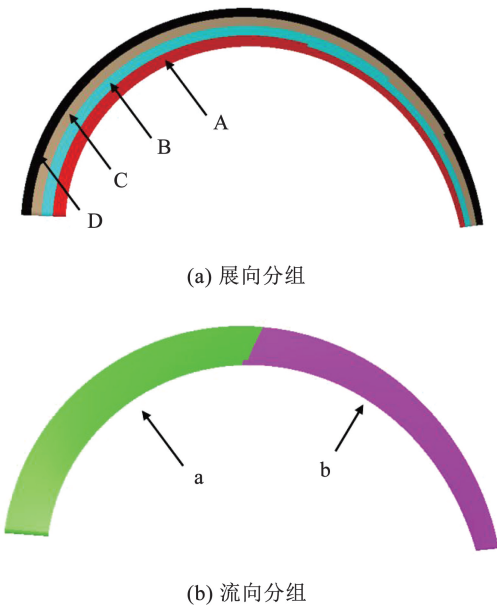


图 9 吸力面噪声源分析区域划分

Fig. 9 Regional division of SS for noise source analysis

图 10(a)所示为流向区域贡献量对比。从图中可以看出,沿着流向向下游噪声总声压级降低,a 组噪声显著高于 b 组,因此 a 组是流向主要噪声源。图 10(b)所示为展向区域贡献量对比,随着叶片展向位置的改变,噪声总声压级几乎不变,展向各组的

贡献量基本一致。从分组贡献量结果可以看出,叶片吸力面对监测点处噪声贡献量较高的区域主要位于距叶片前缘的前 50% 弦长区域。

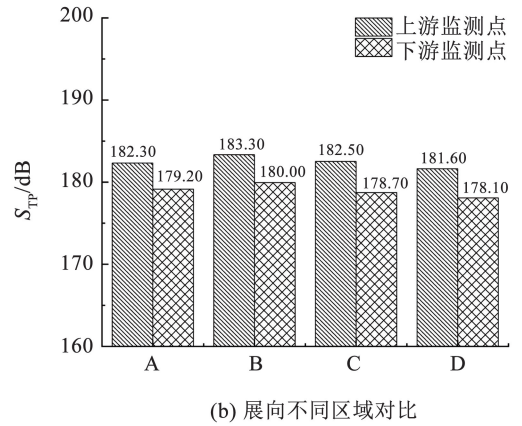
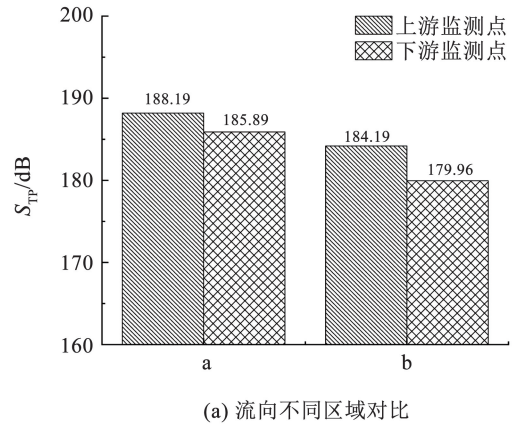


图 10 吸力面不同区域总声压级对比

Fig. 10 Comparison of TSPL on different regions of SS

3.3 涡结构与流致噪声关联性分析

涡是流场压力脉动和辐射噪声的主要来源^[12]。本文将分析泵内涡结构,并结合压力脉动信号的时空关联性(包括相关性和相干性)分析,识别出对泵内流致噪声影响最大的涡结构。采用 Q 准则对螺旋轴流泵内主要涡结构分布进行分析。基于以往研究中对类似流动工况的分析经验,以及对泵内主要涡结构特征的识别需求,本文中 Q 大小取为 $1 \times 10^6 \text{ s}^{-2}$, Q 等值面用漩涡强度着色显示,见图 11。从图 11 可以看出,螺旋轴流泵内部存在 5 种典型的涡结构:前缘涡、尾缘涡、分离涡、叶顶泄漏涡以及附面层分离涡。叶轮流道中前缘涡、分离涡和附面层分离涡体积较大,占主导地位。从图 11 中可以看出,在前缘处相互干涉后,前缘涡逐渐远离叶片吸力面,而分离涡沿着周向向叶轮旋转反方向运动。在叶片吸力面上有大量附面层分离涡,并从前缘开始向后发展,伴有较强的脉动能量。

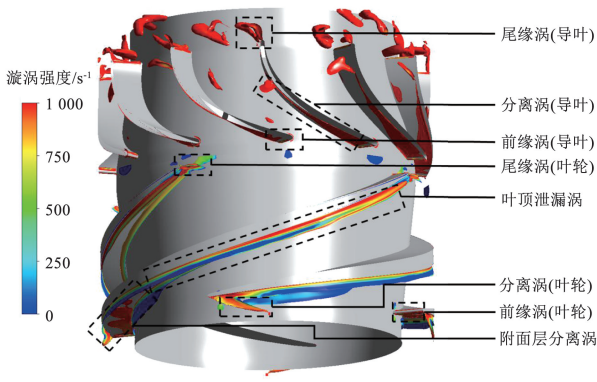


图 11 螺旋轴流泵内涡结构

Fig. 11 Vortex structures in the helical-axial pump

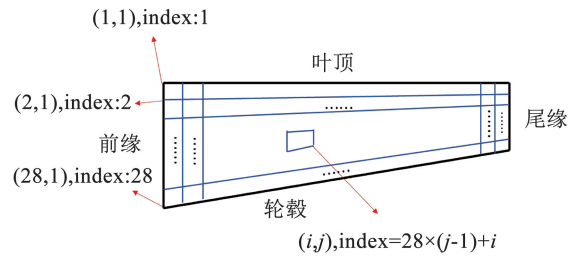
为了更加清晰的明确螺旋轴流泵内诱导流致噪声的主要涡流结构,为后续螺旋轴流泵装置优化和噪声控制提供依据,对叶片吸力面处压力脉动的时空关联性进行分析。Amiet^[24]指出,叶片前缘干涉噪声与叶片相干尺度有关。根据图 10 的分析可以发现,叶片吸力面上展向噪声差异不大,而流向上差异较大,本文将进一步研究吸力面表面的压力脉动展向和流向相关性和相干性。

定义压力脉动时空相关性系数为

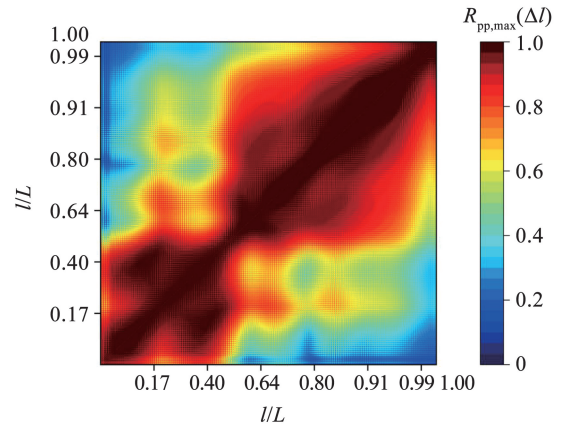
$$R(p(l,t),p(l+\Delta l,t)) = \frac{\text{cov}(p(l,t),p(l+\Delta l,t))}{\sqrt{\text{var}(p(l,t))\text{var}(p(l+\Delta l,t))}} \quad (1)$$

式中:cov 为在两个不同位置的压力时间信号的协方差,var 为该两个压力时间信号的方差。

图 12 为吸力面上所有节点之间的相关系数,主要研究了流向的相关性。节点序号的转换方法如图 12(a)所示,定义最靠近叶顶和前缘的节点坐标为(1,1),序号为 1,依次向下增加,则坐标(i,j)节点的序号为 $28 \times (j-1) + i$ 。从图 12(b)中可以看出,在弦长前 50%的节点之间压力脉动的相关性较高,此外靠近尾缘处节点之间的相关性较高,这反映了叶片吸力面前半部分主要诱导因素是吸力面上附面层分离涡,而尾缘附近可能由尾缘脱落水或动静干涉导致的回流导致,将由吸力面表面相干性进一步分析。此外,从节点的序号定义方式看,每连续 28 个点的相关性可以表示展向相关性,从图 12(b)中可以看出,同一弦长位置下各节点展向相关性差异不大,说明噪声产生的原因与前缘涡和分离涡相关性不大。



(a) 节点序号转换示意



(b) 相关系数

图 12 叶片吸力面压力信号相关性分析

Fig. 12 Correlation analysis of pressure on the suction surface

定义时间信号自功率谱和互功率谱密度如下:(当下标相同时表示自功率谱密度,当下标不同时表示互功率谱密度)

$$S_{XY}(f) = \frac{1}{NW_H} \sum_{k=1}^N [X_k^*(f)Y_k(f)] \quad (2)$$

式中: N 为段数, W_H 为汉宁窗对应的权重常数, $Y_k(f)$ 为信号 Y 的第 k 个数据段的 FFT, $X_k^*(f)$ 为信号 X 的第 k 个数据段 FFT 的复共轭,则幅值平方相干函数为^[25]

$$\gamma_{XY}^2(f) = \frac{|S_{XY}(f)|^2}{S_{XY}(f)S_{XY}(f)} \quad (3)$$

互功率谱密度的模值表示两个信号在某一频率上的幅值相关程度,而其相位表示两个信号在某一频率上的相位差,可以反映出两个时间信号之间的滞后关系,相位延迟如下计算:

$$\phi_{XY}(f) = \arctan\left(\frac{\text{Im}(S_{XY}(f))}{\text{Re}(S_{XY}(f))}\right) \quad (4)$$

式中: $\text{Im}(S_{XY}(f))$ 为互功率谱密度的虚部, $\text{Re}(S_{XY}(f))$ 为互功率谱密度的实部, $\phi_{XY}(f)$ 为两个信号在频率 f 处的相位差。

图 13(a) 为 $4f_n$ 频率下吸力面上所有节点之间的相干系数,主要研究了该频率下的流向相干性。

从图 13(a)中可以看出,相对于叶片前缘,压力脉动相干性沿流向逐渐降低,主要的影响范围为叶片吸力面弦长前 50% 区域,结合图 11 各种涡结构的影响范围可以发现,该区域压力脉动主要受附面层分离涡影响。在尾缘处部分节点之间相干性也较高,结合图 11 来看,这部分的压力脉动主要受动静干涉的影响。

图 13(b)为 $4f_n$ 频率下吸力面上所有节点之间的压力脉动相位谱分析,本文采用相位角的正切 $\tan(\phi_{pp})$ 来衡量相位干涉效应,当其值为 0 时表示相位相同,其值越远离 0 时表示相位差越大。从图 13(b)中可以看出,在 $4f_n$ 频率下,叶片吸力面前半部分基本处于同一相位,而越靠后,相位差越大,相位干涉效应越强烈。破坏性的干涉效应降低了噪声的辐射效率^[26],因此导致此处噪声被截断,吸力面后半部分的噪声相关性与相干性降低,同时噪声水平也降低。

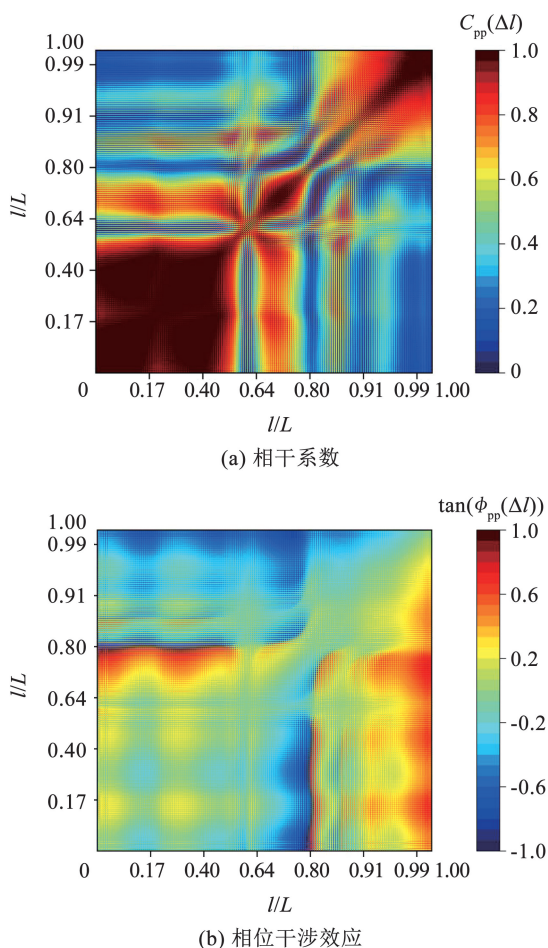


图 13 叶片吸力面压力信号相干性分析

Fig. 13 Coherence analysis of pressure on the suction surface

4 结 论

本文通过计算流体力学和声学有限元相结合的

方法,对一螺旋轴流泵内纯水工况流场和流致噪声特性进行数值模拟。结合流致噪声频域特性及区域噪声贡献量分析,识别泵内噪声源位置;通过对泵内涡结构分布及不同位置压力脉动信号的时空关联性进行分析,揭示对噪声贡献最大的涡流结构。所获结论如下:

1)螺旋轴流泵叶轮上游的流致噪声比导叶下游的流致噪声更大,随频率衰减更慢,总声压级为 189.5 dB,噪声贡献量最高的频带位于 $0 \sim 3\ 000$ Hz 范围内。其中,旋转源噪声是主要声源,峰值频率为 $4f_n$ 及其谐频;静止源噪声峰值频率为 $6f_n$,对总噪声贡献量可忽略。

2)旋转源噪声中叶片吸力面产生的噪声大于压力面产生的噪声。其中,吸力面展向各分区对噪声贡献量基本一致,流向分区中前 50% 弦长区域相较于后 50% 弦长区域对噪声贡献量更大。

3)螺旋轴流泵流道内出现了 5 种不同的涡流结构,其中附面层分离涡位于吸力面前 50% 弦长区域。相较于其他区域,该区域节点间的压力脉动相关系数及相干系数较高,且相位差较小,表明该区域上的附面层分离涡是该泵内流致噪声的主要诱导因素。

参 考 文 献

- [1] WU Defa, LIU Yinshui, LI Donglin, et al. Effect of materials on the noise of a water hydraulic pump used in submersible[J]. Ocean Engineering, 2017, 131: 107. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2016.12.022
- [2] MAO Xiuli, PAVESI G, CHEN Diyi, et al. Flow induced noise characterization of pump turbine in continuous and intermittent load rejection processes [J]. Renewable Energy, 2019, 139: 1029. DOI: 10.1016/j.renene.2019.02.116
- [3] HE Aixia, SHAO Chunlei. Study on the induced noise of gas-liquid two-phase flow in a centrifugal pump[J]. Applied Acoustics, 2021, 176: 107892. DOI: 10.1016/j.apacoust.2020.107892
- [4] GONZÁLEZ J, SANTOLARIA C. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 937. DOI: 10.1115/1.2234782
- [5] 张金凤, 贾静, 胡日新, 等. 立式管道泵流动噪声特性与仿生降噪研究[J]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 138
ZHANG Jinfeng, JIA Jing, HU Rixin, et al. Flow noise of pipeline pump and bionic sound optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 138. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.016
- [6] MONGEAU L, THOMPSON D E, MCLAUGHLIN D K. A method for characterizing aerodynamic sound sources in turbomachines[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 181(3): 369. DOI: 10.1006/jsvi.1995.0146
- [7] QUAN Hui, QUAN Sizhe, LI Rennian, et al. Research on the

- characteristic of noise and pressure fluctuation in the oil-gas mixing transportation of screw-axial pump[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, 240(3): 032031. DOI: 10.1088/1755-1315/240/3/032031
- [8] 孙奥冉. 轴流泵内部压力脉动特性及流动诱导噪声研究[J]. 中国农村水利水电, 2020(2): 168
SUN Aoran. Research on pressure pulsation characteristics and flow induced noise in axial-flow pump[J]. China Rural Water and Hydropower, 2020(2): 168
- [9] 付建, 王永生, 靳栓宝. 混流泵水动力噪声的数值预报方法[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(1): 62
FU Jian, WANG Yongsheng, JIN Shuanbao. Numerical predicting method for hydroacoustics of mixed-flow pump[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2016, 47(1): 62. DOI: 10.11817/j.issn.1672-7207.2016.01.010
- [10] CHEN Eryun, MA Zuiling, ZHAO Gaiping, et al. Numerical investigation on vibration and noise induced by unsteady flow in an axial-flow pump[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(12): 5397. DOI: 10.1007/s12206-016-1107-4
- [11] WANG Chuan, CHEN Xinxin, QIU Ning, et al. Numerical and experimental study on the pressure fluctuation, vibration, and noise of multistage pump with radial diffuser[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2018, 40(10): 481. DOI: 10.1007/s40430-018-1355-6
- [12] POWELL A. Theory of vortex sound[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1964, 36(1): 177. DOI: 10.1121/1.1918931
- [13] ZHANG Wenwu, YU Zhiyi, LI Yongjiang, et al. Numerical analysis of pressure fluctuation in a multiphase rotodynamic pump with air-water two-phase flow[J]. Oil & Gas Science and Technology - Revue D'IFP Energies Nouvelles, 2019, 74(1): 18. DOI: 10.2516/ogst/2018101
- [14] 张德胜, 耿琳琳, 施卫东, 等. 轴流泵水力模型压力脉动和振动特性试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 66
ZHANG Desheng, GENG Linlin, SHI Weidong, et al. Experimental investigation on pressure fluctuation and vibration in axial-flow pump model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 66. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.06.010
- [15] ZHANG Ning, GAO Bo, NI Dan, et al. Coherence analysis to detect unsteady rotating stall phenomenon based on pressure pulsation signals of a centrifugal pump[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 148: 107161. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107161
- [16] NYQUIST H. Certain factors affecting telegraph Speedl[J]. Bell System Technical Journal, 1924, 3(2): 324. DOI: 10.1002/j.1538-7305.1924.tb01361.x
- [17] 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(4): 531. DOI: 10.1016/j.jfluidstruct.2006.10.003
- [18] 丁科, 王永生, 魏应三. 推力轴承基座对艇体振动及其辐射噪声的影响[J]. 船舶力学, 2013, 17(3): 306
DING Ke, WANG Yongsheng, WEI Yingsan. Influence of thrustbearing pedestal form on vibration and radiated noise of submarine[J]. Journal of Ship Mechanics, 2013, 17(3): 306. DOI: 10.3969/j.issn.1007-7294.2013.03.011
- [19] 胡斯特, 吴金鑫, 胡小文, 等. 油烟机多翼离心风机气动噪声源及贡献度研究[J]. 流体机械, 2023, 51(12): 64
HU Site, WU Jinxin, HU Xiaowen, et al. Study on main noise sources and partition contribution of a multi-blade centrifugal fan in a range hood[J]. Fluid Machinery, 2023, 51(12): 64. DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2023.12.010
- [20] 郎涛, 金力成, 刘玉涛, 等. 单叶片离心泵水动力噪声特性数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2022, 40(6): 541
LANG Tao, JIN Licheng, LIU Yutao, et al. Numerical analysis of hydrodynamic noise characteristics of single-blade centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022, 40(6): 541. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.22.0025
- [21] 张珂, 余志毅, 劳星胜, 等. 气体添加对叶片泵输油过程压力脉动影响的数值研究[J]. 船舶力学, 2023, 27(11): 1651
ZHANG Ke, YU Zhiyi, LAO Xingsheng, et al. Numerical study of the effect of gas addition on the pressure fluctuation in the oil transportation process through a vane pump[J]. Journal of Ship Mechanics, 2023, 27(11): 1651. DOI: 10.3969/j.issn.1007-7294.2023.11.007
- [22] 刘腾岩, 冯超, 杨孟子, 等. 混流泵水力模型空化诱导振动与噪声特性试验研究[J]. 流体机械, 2023, 51(8): 7
LIU Tengyan, FENG Chao, YANG Mengzi, et al. Experimental investigation on cavitation induced noise and vibration characteristics of mixed-flow pump model[J]. Fluid Machinery, 2023, 51(8): 7. DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2023.08.002
- [23] 刘晨, 曹贻鹏, 孙文剑, 等. 基于试验的压气机气动噪声特性分析[J]. 内燃机学报, 2018, 36(2): 153
LIU Chen, CAO Yipeng, SUN Wenjian, et al. Experimental analysis of aerodynamic noise characteristics of a marine diesel engine compressor[J]. Transactions of CSICE, 2018, 36(2): 153. DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.201802020
- [24] AMIET R K. Acoustic radiation from an airfoil in a turbulent stream[J]. Journal of Sound and Vibration, 1975, 41(4): 407. DOI: 10.1016/S0022-460X(75)80105-2
- [25] YAO Zhifeng, WANG Fujun, QU Lixia, et al. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering: Transactions of the ASME, 2011, 133(10): 101303. DOI: 10.1115/1.4004959
- [26] FEINERMAN J A, KOUSHIK S, SCHMITZ F H. Effect of leading-edge serrations on helicopter blade-vortex interaction noise[J]. Journal of the American Helicopter Society, 2017, 62(3): 1. DOI: 10.4050/jahs.62.032001