

Doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.17.0133



泵腔径向间隙对多级离心泵泵腔 内部流场的影响

庞庆龙,蒋小平*,朱嘉炜,吴国桥,王鑫伟,王莉

(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)



庞庆龙

摘要:为研究泵腔径向间隙对泵腔内部流场的影响,更好地优化多级泵水力性能,选取某悬臂式多级离心泵为研究对象,应用计算流体力学(CFD)与试验相结合的方法对泵腔内部流场进行研究。 $k-\varepsilon$ 湍流模型下的数值计算结果与多级泵外特性试验值吻合较好,说明应用数值计算对泵腔内部流场进行分析是可靠的。设计3种泵腔间隙方案,对比分析了泵腔内部切向速度分布及压力脉动情况。结果表明:随着测速点位置半径的减小,前泵腔切向速度逐渐增大,且液体旋转速度会超出叶轮旋转速度,而后泵腔中切向速度总体呈现逐渐减小的趋势;泵腔间隙区域及叶轮出口处压力脉动主要集中在0~1 680 Hz范围内,压力脉动主频均出现在1倍导叶片数处,主频脉动幅值由首级向末级逐级递减;泵腔间隙区域压力脉动也受到叶轮叶片数的影响,次主频出现在1倍叶轮叶数处,且在其他叶数倍数处均发生压力脉动现象。

关键词:悬臂式多级离心泵;泵腔;动静干涉;压力脉动;切向速度

中图分类号: TH311; S277.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2019)07-0580-07

庞庆龙,蒋小平,朱嘉炜,等. 泵腔径向间隙对多级离心泵泵腔内部流场的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(7):580-586.

PANG Qinglong, JIANG Xiaoping, ZHU Jiawei, et al. Influences of radial clearance between impeller and diffuser on flow field in side chambers of multistage centrifugal pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2019, 37(7):580-586.
(in Chinese)

Influences of radial clearance between impeller and diffuser on flow field in side chambers of multistage centrifugal pump

PANG Qinglong, JIANG Xiaoping*, ZHU Jiawei, WU Guoqiao, WANG Xinwei, WANG Li

(National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: To understand the influence of radial clearance between impeller and diffuser on flow field in two side chambers and optimize hydraulic performance even better, a cantilevered multistage centrifugal pump was selected as a study model. The flow fields in the pump side chambers were analyzed based on combination of computational fluid dynamics (CFD) method and experimental measurement. The numerically predicted performance with the standard $k-\varepsilon$ turbulence model showed good agreement with the experimental data, demonstrating that CFD method can replace experimental approach in analysis of the flow field in the pump. Three radial clearances designed and the fluid tangential velocity distribution as well as pressure fluctuation in the two side chambers were compared. The results show that the dimensionless tangential velocity in the front side chamber increases with reducing radius observed,

收稿日期: 2017-06-13; 修回日期: 2017-11-03; 网络出版时间: 2018-03-02

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20180302.1016.082.html>

基金项目:“十三五”国家重点研发计划项目(2017YFC0404204, 2017YFC0403703);江苏省重点研发计划(现代农业)项目(BE2017334);
江苏高校优势学科建设工程项目建设

第一作者简介: 庞庆龙(1990—),男,山东临沂人,硕士研究生(1101196988@qq.com),主要从事流体机械内部流场及试验研究。

通信作者简介: 蒋小平(1971—),男,湖南邵阳人,研究员(jxp2502@163.com),主要从事流体机械及工程研究。

and the fluid rotational angular velocity can exceed the impeller rotational angular speed, but the dimensionless tangential velocity decreases with reducing radius in the rear side chamber essentially. The pressure fluctuations in the radial gap and impeller exit are mainly with a frequency in the range of 0–1 680 Hz, and the dominant pressure fluctuations occur at diffuser blade passing frequency. The amplitude of pressure fluctuations with the dominant frequency decreases progressively from the first stage to the last stage. The pressure fluctuation in the radial gap is also affected by the number of impeller blades. The secondary dominant pressure fluctuations appear at impeller blade passing frequency, and the pressure fluctuations also exist at the other multiplications of impeller blade passing frequency.

Key words: cantilever multistage centrifugal pump; pump chamber; rotor–stator interaction; pressure fluctuation; tangential velocity

悬臂式多级离心泵将叶轮、导叶等主要零件安装于主轴双支撑的一端,具有小流量、高扬程、使用安装方便等优点,广泛应用于农业喷灌、工业用水以及城市供水等领域^[1-3]。但是由于自身结构的特点,多级离心泵内部流场的流动状态更加复杂,具有极其重要的研究价值^[4-5]。

目前,对于离心泵泵腔内部流场的研究多集中于单级离心泵^[6-7],对圆盘摩擦损失产生机理、泵腔内部压力分布以及轴向力计算方法都有较为全面的研究^[8-9]。随着CFD技术的发展,数值模拟方法逐渐成为流体机械研究的重要手段,刘在伦等^[10]推导出了设计工况下泵腔液体压力数学模型,引入势扬程修正系数解决了泵腔入口液体压力的计算问题,并验证了此数学模型的可靠性。王秀勇等^[11]对由叶轮通道、蜗室、泵腔和密封环间隙组成的离心泵计算域进行了定常数值模拟,指出泵腔内的流场分布具有非轴对称性。赵万勇等^[12]研究了口环间隙对泵腔内流动的影响,结果表明前口环间隙大小对泵腔内流体的压力及速度分布具有较大影响,随着间隙值的增大,压力系数变小,泵腔内流体速度随之增大。

截至目前,对于多级离心泵泵腔内部流场的研究较少,文中以悬臂式多级离心泵为研究对象,运用CFD数值模拟与试验相结合的方法研究泵腔内部速度场分布和压力脉动情况。在通过试验验证数值模拟准确性的基础上,对比分析泵腔径向间隙对于泵腔流场速度分布及压力脉动的影响。

1 计算模型数值模拟及试验验证

1.1 计算模型

选取某企业生产的悬臂式多级离心泵为计算模型,该泵剖面如图1所示,其设计流量 $Q_d=10 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=40 \text{ m}$,转速 $n=2 800 \text{ r}/\text{min}$,比转数 $n_s=$

113,级数为5.采用圆柱形叶轮,叶轮进口直径 $D_1=45.0 \text{ mm}$,出口直径 $D_2=101.5 \text{ mm}$,叶片出口宽度 $b_2=10.0 \text{ mm}$,叶片数 $Z_i=6$;导叶采用流道式结构,叶片数 $Z_g=12$,基圆直径 $D_3=104.5 \text{ mm}$,进口宽度 $b_3=12.0 \text{ mm}$.

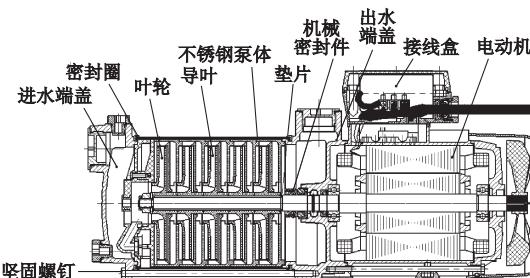


图1 悬臂式多级离心泵剖面
Fig.1 Axial cross-sectional drawing of cantilevered multistage centrifugal pump

1.2 计算域

叶轮口环间隙导致容积泄漏损失,同时旋转叶轮与泵体静壁面形成的泵腔易导致圆盘摩擦损失,所以多级离心泵水体域不仅包括叶轮水体与导叶水体区域,还包括与叶轮前盖板和后盖板接触的区域。为了保证计算结果的可靠性,在进行水体域建模时需要考虑口环和泵腔的水体域,文中将口环水体合并于泵腔水体中进行三维建模,进行网格划分,忽略二者之间的交界面设置,可以更好地保证数值计算的准确性。

为了分析多级离心泵第二、三、四级的内部流场,综合考虑数值计算的计算量和可靠性,采用三级模拟方法,以数值计算模型中的第二级代替实际五级离心泵中第二、三、四级进行分析,并在进口、出口端设置进口段水体和出口段水体。采用Creo3.0造型软件进行三维建模,整体计算域包括进口段、叶轮、泵腔与口环、导叶以及出口段水体,如图2所示。



图 2 三级离心泵计算水体
Fig.2 Fluid domain of three-stage centrifugal pump

1.3 网格划分及无关性分析

网格划分包括结构网格、非结构网格以及混合网格,结构网格根据流场的预估,需要对计算域进行拓扑分块.对于计算域中简单结构的水体域进行结构网格划分,复杂结构进行非结构网格划分.由于流道式导叶的存在,导叶水体结构复杂,采用非结构网格划分,其他水体域则采用结构化网格划分.

叶轮和泵腔作为重要的计算域部分,对其网格进行边界层加密,即沿壁面法向方向设置合适的节点分布.以 y^+ 表示第一层网格节点与壁面的量纲一距离,对于高雷诺数模型下的标准壁面函数,控制 y^+ 的范围为30~300.为尽可能减小不同水体之间数据传递误差,2个对应交界面上节点分布应按相同分布规律进行设置,在文中即控制叶轮、泵腔进、出口处相应交界面节点分布规律一致.采用 ICEM-CFD 14.5 软件对叶轮、泵腔和口环进行网格划分如图 3 所示.

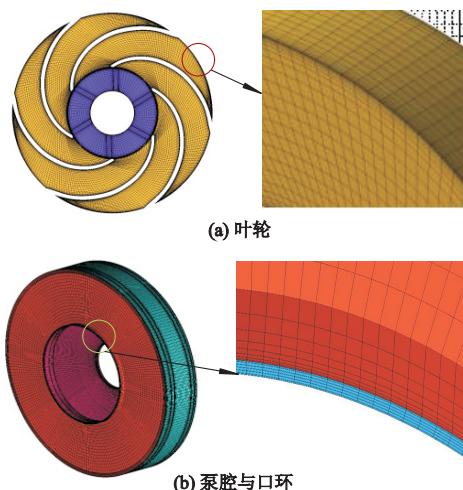


图 3 水体域网格划分
Fig.3 Typical mesh patterns in fluid domain

进行网格无关性分析,选择3种不同的总网格数,分别对设计工况时的总扬程进行计算.当网格数为6 153 842时,总扬程偏高,为28.63 m.网格数为9 345 782时的总扬程(26.86 m)比网格数为7 728 450时的(27.01 m)下降0.55%,此时误差较小,故进行多级离心泵后续数值计算时选择网格数为7 728 450.各计算域网格数N及节点数M见表1.

表 1 网格信息
Tab.1 Mesh information

计算域水体	N	M
进口段	470 664	453 600
出口段	610 848	586 116
泵腔与口环	416 900	379 060
叶轮	470 160	435 168
导叶	1 328 586	235 277
总水体	7 728 450	4 188 231

1.4 数值模拟设置

运用CFX 14.5 进行数值求解,将整个全流场设为三维不可压稳态黏性湍流流场,湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 模型.叶轮水体设为转动部件,其余水体为静止部件,与叶轮水体接触的交界面设为“Frozen Rotor”,进口设为速度进口,出口设为“Opening”,根据扬程预设其相对静压,固壁表面无滑移.在求解控制中,采用高阶格式离散差分方程,收敛精度设为 10^{-5} .为保证收敛效果,在计算过程中对泵进、出口总压及扬程进行监测,其最终的曲线波动保证在0.5%以内.

1.5 试验验证

在江苏大学流体机械实验室搭建多级离心泵试验台,严格按照GB/T 3216—2005 标准进行试验,试验装置简图如图 4 所示.

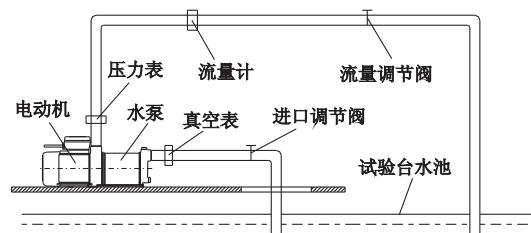


图 4 试验装置简图
Fig.4 Drawing of test stand

为了验证数值计算的准确性,将试验数据与数值计算数据进行对比.结果表明:在设计工况下,三级数值计算结果换算成五级,扬程为44.14 m,效率为59.4%,试验扬程为42.57 m,效率为56.3%;数值计算扬程与效率均略高于试验值,扬程计算误差为3.7%,效率计算误差为5.5%;在设计工况下数值计算结果与试验结果吻合性较好,可以用数值计算方法进行模型泵的内部流场分析.

2 泵腔内部流场分析

2.1 设计方案

为研究泵腔径向间隙对悬臂式多级离心泵泵腔内部流场的影响,在原方案的基础上对叶轮出口边结构进行三维建模改进,方案一叶片半径 r_1 与前、后盖

板半径 R_1 一致,方案二在方案一的基础上进行叶片的切除处理,前、后盖保持不变,使得叶片半径 r_1 低于前、后盖板半径 R_1 ,导叶尺寸保持不变,各方案具体参数如表 2 所示,表中 r_2 为导叶半径, d 为单边间隙。

表 2 方案参数
Tab.2 Scheme parameters mm

方案	r_1	R_1	r_2	d
原方案	50.75	50.75	52.25	1.50
方案一	51.25	51.25	52.25	1.00
方案二	50.75	51.25	52.25	1.50

改进后的叶轮出口结构如图 5 所示。

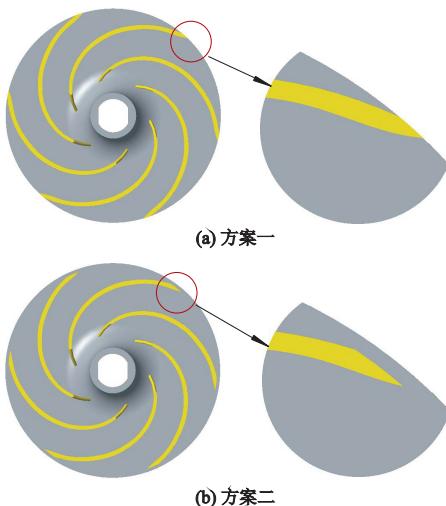


图 5 叶轮出口结构
Fig.5 Impeller outlet configuration

2.2 水力性能对比

在设计工况下,分别对各方案进行定常数值计算,水力性能计算结果如表 3 所示,表中 H_1 , H_2 , H_3 分别为首级扬程、次级扬程、末级扬程; H_t 为总扬程; η 为效率。

表 3 不同方案的水力性能比较
Tab.3 Comparison of hydraulic performance with different schemes

设计方案	H_1/m	H_2/m	H_3/m	H_t/m	$\eta /%$
原方案	10.04	8.57	8.40	27.01	59.4
方案一	11.31	9.48	9.35	30.14	58.2
方案二	10.28	8.59	8.54	27.41	58.6

由表 3 可以看出:各方案中首级扬程 H_1 均明显大于次级扬程 H_2 与末级扬程 H_3 ,这是由于水流由进口段流入首级叶轮时较平稳,进口无旋流现象,在首级叶轮和导叶中能量损失小,扬程高于其他两级;次级和末级扬程十分接近,在原方案中差值最大,达到 0.17 m,方案二中差值最小,仅为 0.05 m;方案一较原方案扬程有明显的提高,总扬程提高了

11.59%,自首级至末级,单级扬程分别提高 12.65%,10.62%,11.31%,这是由于减小了叶轮与导叶动静交接处的单边间隙,动静干涉作用有所增强;方案二较原方案扬程有小幅提高,总扬程提高了 1.48%,自首级至末级,单级扬程分别提高 2.39%,0.23%,1.67%,相比于方案一,方案二叶片出口处到多级离心泵叶轮边缘形成一圈水环,相当于增大了多级离心泵叶轮与导叶动静过渡区的间隙,即可以减弱动静干涉作用,同时叶轮前、后盖板半径不变,能够更好地收集水流进入导叶,从而保证水利性能;首级单级扬程提高最多,末级次之,次级提高最少,这可能是由于次级位于首级与末级之间,进口受到首级导叶收集效果的影响,出口受到末级叶轮旋转的影响,能量损失最高,所以扬程增加最少;方案一效率较原方案下降 1.20%,方案二下降 1.35%,二者相差不大。

2.3 泵腔速度对比

为更准确地反映离心泵内部流场信息,在定常数值计算的基础上,进行非定常数值计算,叶轮每旋转 1° 设为一时间步长,计算 6 圈,共 2 160 步,收敛精度设为 10^{-5} ,最大迭代步数设为 20.以第二级泵腔为研究对象,分析前、后泵腔中切向速度沿轴向方向的变化趋势。分别选取 $r=0.9R, 0.7R, 0.5R$ (R 为泵腔半径) 位置处监测切向速度,并对切向速度 V 进行量纲一化。泵腔中量纲一切向速度的实质是泵腔中液体旋转角速度与叶轮旋转角速度的比值。

$$V=v_r/(\omega r), \quad (1)$$

$$\omega=2\pi n/60, \quad (2)$$

式中: v_r 为测速点切向速度; ω 为角速度; r 为测速点位置半径; n 为叶轮转速。

图 6 为 3 种方案的绝对速度分布,其中左侧为前泵腔,右侧为后泵腔。可以看出:多级离心泵由于导叶的存在,使得泵腔中水流呈对称性流动的特点,其绝对速度分布也呈对称性;各方案中泵腔进口处绝对速度最大,前泵腔绝对速度总体上高于后泵腔,后泵腔绝对速度降低变化明显;方案一绝对速度值最大,前泵腔进口位置出现流动紊乱现象,这可能是由于泵腔间隙的减小加剧了动静干涉的影响,使得泵腔内流动变得更加复杂;方案二中由于水环的存在,前泵腔中流动紊乱现象消失,泵腔流动特点与原方案一致,泵腔进口位置绝对速度值较方案一有所减小,但是明显高于原方案。

图 7 为 3 种方案前、后泵腔切向速度沿轴向的对比分布情况,图中横坐标 Z_q 表示前泵腔测速点轴向位置在壳体与叶轮前盖板间的相对位置, Z_h 表示

后泵腔测速点轴向位置在叶轮后盖板与壳体间的相对位置.

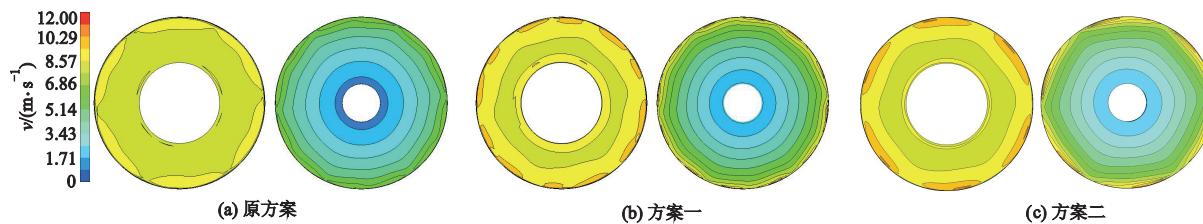


图 6 不同方案的绝对速度分布
Fig.6 Absolute velocity distribution with different schemes

由图 7a 可以看出:在泵腔中存在切向速度沿轴向位置变化不明显的流动核心区,3 种方案前泵腔内量纲一切向速度随测速点位置半径的减小总体呈增大趋势,即液体的旋转角速度随测速点位置半径的减小而增大;在流动核心区中,0.9R 半径位置处量纲一切向速度为 $(0.6 \sim 0.7)\omega$,0.7R 半径位置处为 $(0.7 \sim 0.8)\omega$,距离口环位置最近的 0.5R 半径位置处增大至 1.1ω 左右,这是由于前泵腔中口环造成的液体泄漏所致,泵运转过程中,液体在叶轮出口处压力达到最高,在压差的作用下,半径位置大的高压区液体在向半径位置小的低压区运动过程中存在一个加速效果,所以切向速度随着半径位置的减小而增大,在 0.5R 半径位置处液体旋转角速度甚

至高于叶轮旋转角速度;单边间隙最小的方案一切向速度值均高于其他 2 种方案,且 0.9R 半径位置处差值最大,0.5R 半径位置处差值最小;0.9R 半径位置处方案二切向速度曲线略高于原方案,0.7R 与 0.5R 半径位置处曲线较为接近,这是由于在 0.9R 半径位置处距离叶轮出口边较近,切向速度值主要受叶轮出口边结构的影响,而在半径位置减小的过程中,叶轮出口边结构对切向速度的影响逐渐减小,口环泄漏作用的影响逐渐增大,0.5R 半径位置处,口环泄漏作用影响达到最大.

因此,保持其他结构参数不变,在只改变出口边结构的情况下,各方案沿径向的切向速度差值呈现由大到小的变化过程.

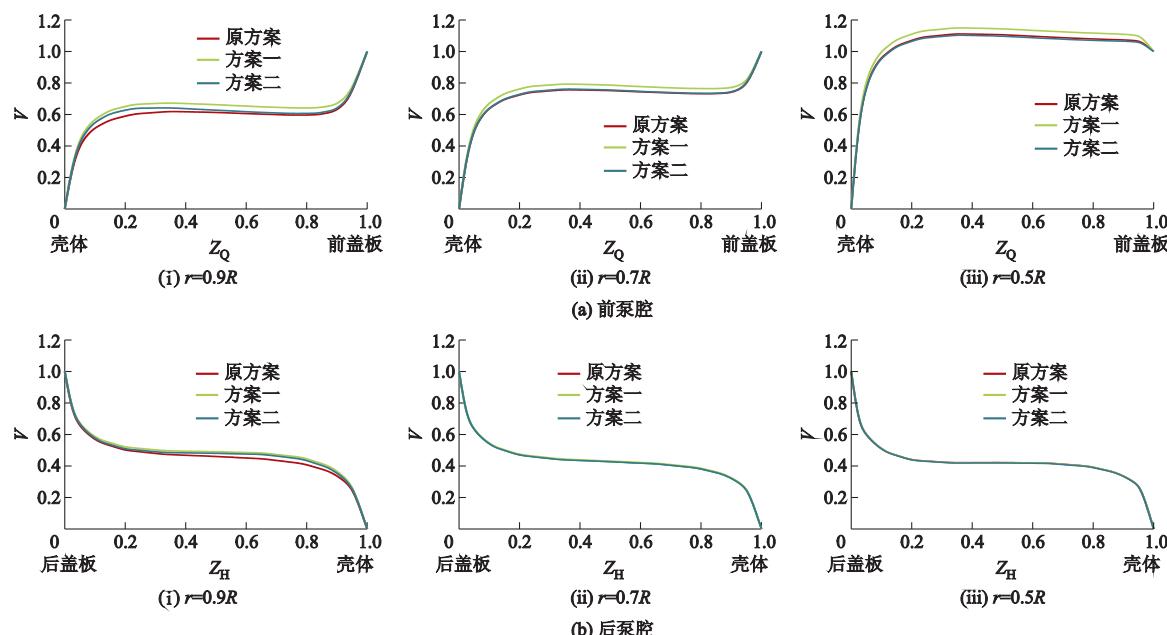


图 7 切向速度分布
Fig.7 Tangential velocity distribution

由图 7b 可以看出:3 种方案后泵腔中量纲一切向速度总体变化趋势随测速点位置半径的减小而减小,这与前泵腔的变化规律相反,并且切向速度降低的程度较平缓,0.5R~0.9R 半径内量纲一切向速度为

$(0.4 \sim 0.5)\omega$,未出现液体旋转角速度大于叶轮旋转角速度的现象,造成这种与前泵腔完全相反结果的原因是后泵腔不存在液体泄漏现象,液体运动过程中能量一直被消耗;除 0.9R 半径位置外,原方案量纲一切向

速度曲线略低于方案一和方案二,0.5R与0.7R半径位置处各方案曲线拟合程度较好。

2.4 压力脉动对比

在泵腔间隙区域(静止域)及叶轮出口区域(旋转域)设置压力脉动监测点,如图8所示。

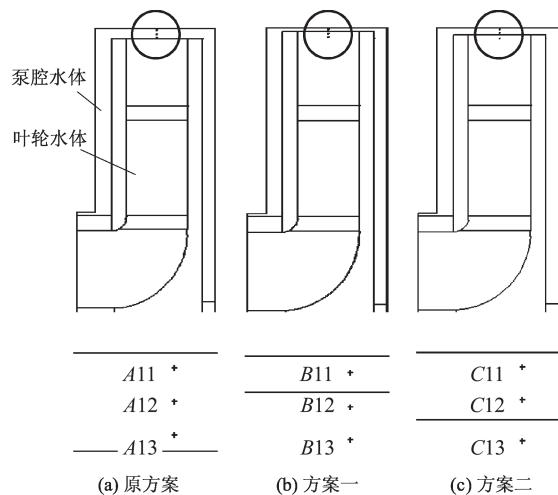


图8 水体压力监测点布置

Fig.8 Monitoring points for pressure

监测点布置原则如下:每级叶轮出口边轴向中心位置设置A11,A12,A13,分别表示原方案第一级自上而下3个监测点,A21,A22,A23分别表示原方案第二级自上而下3个监测点,A31,A32,A33分别表示原方案第三级自上而下3个监测点,以此类推,方案一与方案二以字母B和C表示。原方案中监测点均位于泵腔间隙区域,方案一中B11,B21,B31位于泵腔间隙区域,其余监测点位于叶轮出口处,方案二中C13,C23,C33位于叶轮出口处,其余监测点位于泵腔间隙区域。

取后2圈压力时域信号进行压力系数 C_p 变换,定义压力系数 C_p 为

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u_2^2}, \quad (3)$$

式中: Δp 为瞬时压力与平均压力之差; ρ 为流体密度; u_2 为叶轮出口圆周速度。

压力系数 C_p 的实质是瞬时压力值在平均压力值附近的上下波动,是一种时域信号。模型泵轴转速为2 800 r/min,换算成轴频为46.67 Hz。

将时域信号进行快速傅里叶变换(FFT),得到0~2 000 Hz范围内的压力脉动频域图,如图9所示。由图可以看出:泵静止域监测点压力脉动主频多为1倍叶轮叶频280 Hz,叶轮旋转域监测点压力脉动

主频多为1倍导叶片频560 Hz,3种方案中各级监测点压力脉动主频多为1倍导叶片频,且2倍导叶片频1 120 Hz与3倍导叶片频1 680 Hz频率值处压力脉动也有较明显的波峰,这是由于压力脉动值在叶轮通过频率和导叶通过频率的公倍数处(即560,1 120,1 680 Hz)会出现增强现象,使得各监测点主频均表现为1倍导叶片频;主频脉动幅值由首级向末级逐级递减,这与各级内部压力梯度分布有关,在基于进出口压力的单级扬程计算方法前提下,首级扬程明显高于次级扬程,次级扬程略高于末级扬程(见表3),说明首级水体中压力分布梯度最大,末级最小,对应主频幅值随级数的递减规律;叶轮出口处监测点的压力脉动在1倍叶轮叶频及其他倍频处无明显的脉动幅值,次主频出现在2倍导叶片频1 120 Hz频率值处,并且压力脉动幅值随着频率的增大而减小;泵腔间隙区域监测点的次主频出现在1倍叶轮叶频处,且在其他倍频处均有较明显压力脉动现象,这说明泵腔间隙区域压力脉动也受到叶轮叶片数的影响。

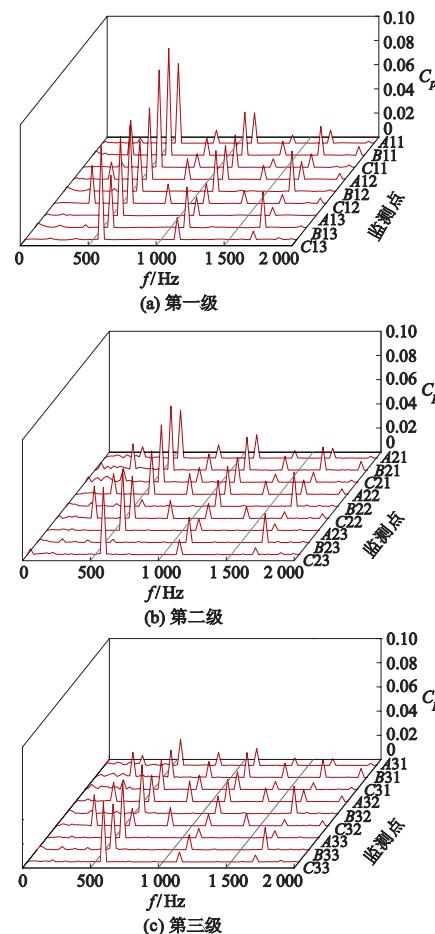


图9 压力脉动频域图

Fig.9 Frequency spectrum of pressure fluctuation

3 结 论

1) 各方案中首级扬程 H_1 均明显大于次级扬程 H_2 与末级扬程 H_3 , 并且由方案一、方案二与原方案比较可知, 改变泵腔间隙以提高泵扬程时, 首级单级扬程提高最多, 末级次之, 次级提高最少。

2) 多级泵泵腔流动具有对称性, 前泵腔量纲一切向速度总体变化趋势随着测速点位置半径的减小而增大, 在距离口环位置最近的 $0.5R$ 半径位置处增大至 1.1ω 左右, 液体旋转角速度超出叶轮旋转角速度; 后泵腔中量纲一切向速度总体变化趋势随着测速点位置半径的减小而减小, 并且切向速度降低的程度较平缓, 未出现液体旋转角速度大于叶轮旋转角速度的现象。在只改变叶轮出口边结构的情况下, 前后泵腔在大径处的切向速度变化差值较为明显。

3) 内流场泵腔间隙区域及叶轮出口处压力脉动主要集中在 $0\sim1680$ Hz 内, 压力脉动值在叶轮通过频率和导叶通过频率的公倍数处出现增强现象, 主频均为 1 倍导叶片频 560 Hz, 主频脉动幅值由首级向末级逐级递减; 泵腔间隙区域压力脉动也受到叶轮叶片数的影响, 次主频出现在 1 倍叶轮叶片频 280 Hz 频率值处, 且在其他倍频处均有较明显的压力脉动现象。

参考文献(References)

- [1] ZHOU Ling, SHI Weidong, LU Weigang, et al. Numerical investigations and performance experiments of a deep-well centrifugal pump with different diffusers [J]. Journal of fluids engineering, 2012, 134(7) : 071102.
- [2] LI Wei, JIANG Xiaoping, PANG Qinglong, et al. Numerical simulation and performance analysis of a four-stage centrifugal pump [J]. Advances in mechanical engineering, 2016, 8(10) : 1-8.
- [3] WANG Chuan, SHI Weidong, WANG Xinkun, et al. Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics [J]. Applied energy, 2017, 187 : 10-26.
- [4] 蒋小平, 吴家辉, 冯琦, 等. 基于 CFD 的悬臂式多级离心泵径向力与轴向力研究 [J]. 水电能源科学, 2017, 35(11) : 178-182, 189.
- JIANG Xiaoping, WU Jiahui, FENG Qi, et al. Study on radial and axial force of cantilever multistage centrifugal pump based on CFD [J]. Water resources and power, 2017, 35(11) : 178-182, 189. (in Chinese)
- [5] 张忆宁, 曹卫东, 姚凌钧, 等. 不同叶片出口角下离心泵压力脉动及径向力分析 [J]. 流体机械, 2017, 45(11) : 34-40.
- ZHANG Yining, CAO Weidong, YAO Lingjun, et al. Analysis on pressure fluctuation and radial thrust of centrifugal pump under different blade outlet angle [J]. Fluid machinery, 2017, 45(11) : 34-40. (in Chinese)
- [6] SERRE E, ONTOUX P B, LAUNDER B E. Direct numerical simulation of transitional turbulent flow in a closed rotor-stator cavity [J]. Flow, turbulence and combustion, 2002, 9(1) : 35-50.
- [7] LADOUANI A, NEMSILI A. Influence of reynolds number on net positive suction head of centrifugal pumps in relation to disc friction losses [J]. Forsch ingenieurwes, 2009, 73(3) : 173-182.
- [8] DDEBUCHY R, GATTA S D, DHAUDTL E, et al. Influence of external geometrical modifications on the flow behaviour of a rotor-stator system: numerical and experimental investigation [J]. Journal of power and energy, 2007, 221(6) : 857-863.
- [9] SALVADORI S, MARINI A, MARTELLI F. Methodology for the residual axial thrust evaluation in multistage centrifugal pumps [J]. Engineering applications of computational fluid mechanics, 2012, 6(2) : 271-284.
- [10] 刘在伦, 张森, 邵安灿, 等. 离心泵泵腔液体压力分布理论计算及验证 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(4) : 178-184, 191.
- LIU Zailun, ZHANG Sen, SHAO Ancan, et al. Theoretical computation and verification for fluid static pressure in centrifugal pump side chamber [J]. Journal of mechanical engineering, 2016, 52(4) : 178-184, 191. (in Chinese)
- [11] 王秀勇, 王灿星, 黎义斌. 离心泵泵腔内流动特征的数值分析 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(4) : 86-90.
- WANG Xiuyong, WANG Canxing, LI Yibin. Numerical study of flow characteristics in the impeller side chamber of centrifugal pump [J]. Transactions of the CSAM, 2009, 40(4) : 86-90. (in Chinese)
- [12] 赵万勇, 赵爽, 王磊, 等. 离心油泵口环间隙对泵腔内流动的影响 [J]. 兰州理工大学学报, 2013, 39(1) : 33-36.
- ZHAO Wanyong, ZHAO Shuang, WANG Lei, et al. Influence of seal ring clearance of centrifugal oil pump on flow characteristics of pump chamber [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2013, 39(1) : 33-36. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)