Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering

doi: 10.3969/j. issn. 1674 - 8530. 15.0194



多级旋涡泵内部流动特性与 压力脉动的数值分析



王秀勇

王秀勇¹²,黎义斌¹²,毕祯¹,肖丽倩¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃 兰州 730050)

摘要: 为了揭示旋涡泵内部流场结构和非定常压力脉动特性,研制具有开式叶轮和闭式流道结构的多级旋涡泵,基于 RNG $k-\omega$ 湍流模型、SIMPLEC 算法与块结构化网格,对旋涡泵内部流场进行数值模拟和试验验证. 通过外特性数值预测验证了该旋涡泵能够满足设计参数的要求. 基于 CFD 数值模拟技术,对旋涡泵内部流场进行数值模拟. 结果表明: 随着流量逐渐增大,旋涡泵扬程呈现陡降的趋势,同时叶轮叶片的做功能力变差,叶片对液体的增压能力逐渐降低. 在叶轮吸入口和压出口两侧的叶片流道内部,其速度分布和湍动能分布变化梯度较大,其他叶片流道内部速度分布和湍动能分布较为相似. 叶轮流道内部叶顶区域中间流道内存在 1 个速度梯度密集、适区域湍动能较大,即叶片流道的叶根区域存在较大的损失耗散区,随着流量的逐渐增大,该损失耗散区越来越小. 叶轮流道内部叶根区域存在较大的损失耗散区,随着流量的逐渐增大,该损失耗散区越来越小. 分析旋涡泵各特征位置的压力脉动特性发现,在叶轮叶片不同监测位置和闭式流道不同监测位置,压力脉动频率特性较为明显,即此处会诱发较为明显的水力振动和噪声. 结果揭示了旋涡泵内部流场和性能的影响机理,为旋涡泵的设计提供了理论依据.

关键词: 旋涡泵; 开式叶轮; 闭式流道; 压力脉动; 数值分析

中图分类号: TH313 文献标志码: A 文章编号: 1674-8530(2016)10-0853-07

王秀勇,黎义斌,毕祯,等.多级旋涡泵内部流动特性与压力脉动的数值分析[J].排灌机械工程学报 2016 34(10):853-859.

WANG Xiuyong , LI Yibin , BI Zhen , et al. Numerical analysis of internal flow characteristic and pressure fluctuation of multistage vortex pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME) , 2016 34(10):853 -859. (in Chinese)

Numerical analysis of internal flow characteristic and pressure fluctuation of multistage vortex pump

WANG Xiuyong¹², LI Yibin¹², BI Zhen¹, XIAO Liqian¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: In order to reveal pressure fluctuation characteristics of internal fluid field's structures in vortex pump , a multistage side pump with unshrouded impellers and closed runners was developed. Based on RNG $k-\omega$ turbulence model , SIMPLEC algorithm and structural grid , numerical simulations and experimental tests of the vortex pump were conducted. The external characteristic predictions indicated that the pump performance meet design requirements. Based on numerical simulation techniques , the internal flow field in the vortex pump was simulated. The results show that the vortex

收稿日期: 2015-08-30; 网络出版时间: 2016-10-08

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20161008.1620.042.html 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51369015); 甘肃省科技计划项目(145RJZA047)

作者简介: 王秀勇(1978—) ,男 ,山东莱阳人 副教授(34944526@ qq. com) ,主要从事流体机械内部流动机理研究.

黎义斌(1977—) ,男 ,甘肃临洮人 副教授 ,博士(通信作者 ,liyibin58@163.com) ,主要从事流体机械内部流动机理研究.

pump's head has the tendency of plunge and at the same time blade power capacity becomes worse, blade pressurizing ability to liquid decreases gradually. Inside the blade runner of impeller inlet and outlet, degrees of velocity and turbulence energy distribution change sharply, velocity and turbulence energy distributions in other blade runners are very much alike. Inside the middle of impeller blade tip flow channel exists a low velocity region and the region becomes smaller and smaller with the flow rate increasing gradually. Inside the middle of impeller blade root flow channel exists a concentration zone of velocity gradient, in which the turbulence kinetic energy is larger, namely there exists a larger dissipation loss area in impeller blade root flow channel, and it is becoming smaller with the increasing of flow rate. Analysis of pressure fluctuation characteristics in vortex pump's characteristic locations found that at different monitoring locations of impeller blades and closed runners, pressure fluctuation frequency characteristics are more obvious, where obvious hydraulic vibration and noise can be induced. The results reveal the impact mechanism of internal fields and performance of vortex pump, which provides a theoretical basis for vortex pump's design.

Key words: vortex pump; unshrouded impeller; closed runner; pressure fluctuation; numerical simulation

旋涡泵是一种小流量、高扬程的叶片泵,在工业、农业以及航空航天领域有广泛应用^[1-3].鉴于多级旋涡泵结构的复杂性,试验方法难以准确测量叶轮叶片和流道内部的精细结构,因而 CFD 数值模拟成为研究叶顶间隙内部流动规律的主要手段^[4],国内外对旋涡泵内部流动机理已开展了深入而系统的研究^[5-8].王春林等^[9]分析了分离室内旋涡形成的原因;金玉珍等^[10]建立了小流量高扬程离心旋涡泵气液混输扬程的计算方法; COLE 等^[11]提出单轮双级旋涡泵,对提高旋涡泵的气蚀性能及综合性能具有理论意义.但在多级旋涡泵压力脉动方面相关文献仍然较少,缺乏其特性与机理的探讨,因此有必要对多级旋涡泵压力脉动特性做进一步深入的研究.

文中主要针对低比转数泵的气液混输,提出低比转数离心旋涡泵的叶轮设计方法,采用诱导轮、复合离心叶轮和开式旋涡叶轮串联组合的叶轮结构型式,自行研制 HTB - 560 型低比转数离心旋涡泵,设计以清水为介质的泵闭式试验装置,以清水代替两相混合介质研究样泵单相性能的变化规律.采用数值计算和外特性试验结合的方法,研究多级旋涡泵内部流场结构和水力性能的影响,同时为获得旋涡泵内压力脉动特性,选取第一级泵进行非定常计算,为设计高效低噪声多级旋涡泵叶轮提供理论依据.

1 计算模型及数值计算方法

1.1 三维模型

文中研究对象为多级旋涡泵,其设计参数:额

定流量 $Q=1.2 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ 额定扬程 $H=35 \,\mathrm{m}$, $\eta \ge 20\%$. 因具有一定自吸性能 ,运行期间可能会出现气液混合的现象 ,最高时液相的流量为 $0.8 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{h}$,其余均为气相. 基于上述设计要求 ,该泵设计为多级自吸旋涡泵 ,为了满足自吸和气液混输的能力 ,该泵的转速为 n=1 480 r/min ,叶轮选用开式叶轮 ,闭式流道半圆形断面. 根据设计要求计算得到主要几何参数为泵进口直径 $D_{\mathrm{s}}=32 \,\mathrm{mm}$,泵出口直径 $D_{\mathrm{d}}=25 \,\mathrm{mm}$,叶轮叶片最大直径 $D_{\mathrm{g}}=100 \,\mathrm{mm}$,最小直径 $D_{\mathrm{g}}=63 \,\mathrm{mm}$,叶轮叶片宽度 $b=8 \,\mathrm{mm}$,叶片数 Z=24 ,叶片厚度 $\delta=4 \,\mathrm{m}$.

多级旋涡泵整机计算域由进口段、一级叶轮、一级中段、二级叶轮、二级中段、三级叶轮、三级中段及出口段组成,总装配图如图1所示.

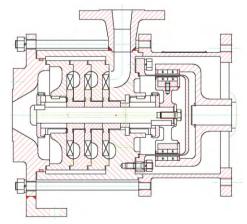


图1 多级旋涡泵总装图

Fig. 1 Assembly drawing of multistage vortex pump

单级旋涡泵采用了第一级中的水力部件. 根据旋涡泵水力图和结构图 ,采用 Pro/E 5.0 软件完成

全流道的三维建模,计算域如图 2 所示.



图 2 旋涡泵计算域

Fig. 2 Computational domains of vortex pump

1.2 湍流模型

多级旋涡泵内不可压缩流体的三维非定常湍 流控制方程采用雷诺平均动量方程 即

$$\rho \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial t} + \rho \overline{u}_{j} \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{j}} = \rho F_{i} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_{i}} + \mu \frac{\partial^{2} \overline{u}_{i}}{\partial x_{j}^{2}} - \rho \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\overline{u'_{i}u'_{j}}) , \qquad (1)$$

$$-\rho \ \overline{u'_{i}u'_{j}} = \mu_{t} \left(\frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{i}} + \frac{\partial \overline{u}_{j}}{\partial x_{i}} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_{t} \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{i}} \right) \delta_{ij} , \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; $-\rho \mu_i \mu_j$ 为平均雷诺应力; μ_i 为湍流黏性系数 是湍动能 k 和湍流耗散率系数 ε 的函数; δ_i 为克罗内克尔数.

$$\rho \frac{\mathrm{d}k}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\alpha_{k} \mu_{\mathrm{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_{j}} \right) + 2\mu_{\iota} \overline{S}_{ij} \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{j}} - \rho \varepsilon , \qquad (3)$$

$$\rho \frac{\mathrm{d}\varepsilon}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\alpha_{\varepsilon} \mu_{\mathrm{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} \right) +$$

$$2C_{1s}\frac{\varepsilon}{k}\mu_{i}\overline{S}_{ij}\frac{\partial\overline{u}_{i}}{\partial x_{i}}-R-C_{2s}\rho\frac{\varepsilon^{2}}{k},\qquad (4)$$

$$\overline{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right); \mu_{\text{eff}} = \mu_t + \mu , \qquad (5)$$

$$R = \frac{C_{\mu}\rho\eta^{3} \left(\frac{1-\eta}{\eta_{0}}\right)}{1+\beta\eta^{3}} \frac{\varepsilon^{2}}{k} \eta = \frac{Sk}{\varepsilon}, \qquad (6)$$

式中: \bar{S}_{ij} 为应变率张量分量; R 为 ε 方程中的附加源项 表示平均应变率对 ε 的影响,S 为量纲一的应变率; 模型参数 $C_{\mu}=0.084$ 5, $C_{1\varepsilon}=0.42$, $C_{2\varepsilon}=1.68$, $\alpha_{k}=1.0$, $\alpha_{\varepsilon}=0.769$, $\beta=0.012$, $\eta_{0}=4.38$.

1.3 计算域网格划分

对于模拟间隙流动等复杂区域的流动问题,与 非结构化网格相比,结构化网格具有生成速度快、 网格质量高以及能够有效捕捉物理结构表面等优 点. 对于旋涡泵的间隙和局部尖角区域 ,考虑到间隙尺度与主流区域特征尺寸差异较大 ,采用网格生成软件 ICEM CFD ,对整机进行网格生成. 在计算域内 ,叶轮采用高质量的块结构化六面体网格 ,进口段、中段和出口段采用四面体网格; 由于旋涡泵存在叶片间隙和中段尖角等局部微小结构 ,所以对叶片间隙处的叶顶区域网格区进行了局部加密 ,并对中段尖角等局部网格加密和网格拓扑优化处理 ,获得了高质量的整体网格质量. 通过网格无关性(如表1所示)和时间步长独立性验证 ,当网格数大于7.3×10°时 ,泵的计算扬程值趋于稳定 ,获得最经济的网格数. 据此 ,单级旋涡泵和多级旋涡泵的计算网格总数分别为 3.4×10°和 8.2×10°.

表 1 网格无关性检查 Tab. 1 Grids independence check

参数	1	2	3	4	5
网格数/106	7. 0	7. 5	8. 0	8. 2	8. 4
H/m	36. 09	36. 35	36.60	36. 61	36. 61
η /%	21.82	21. 77	21.74	21.72	21.72

1.4 数值计算方法

采用固定于旋转叶轮上的相对参考系 转速为 1 480 r/min ,旋涡泵内部流场为三维不可压稳态黏 性湍流流场 建立相对坐标系下时均连续方程和动 量方程. 采用 RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型对三级旋涡泵进 行定常计算以模拟旋涡泵内部流场结构 其次采用 $SST k - \omega$ 湍流模型对单级旋涡泵进行非定常计算 以获得旋涡泵压力脉动特性. 流场求解中,压力与 速度耦合采用 SIMPLEC 算法 采用二阶迎风格式离 散基本方程组,迭代进行求解.代数方程迭代计算 采取亚松弛,设定收敛精度为10-4.计算收敛精度 和结果的准确性受边界条件选取的影响较大,所以 设叶轮进口为压力进口条件,进口参考压力设为 101 325 Pa; 出口设置为质量出口条件. 固壁面设为 无滑移壁面,即壁面上各速度分量均为零,对近壁 面的湍流流动按标准壁面函数法处理,开式叶轮与 闭式流道间交互面采用滑移网格技术.

2 性能预测和外特性试验验证

2.1 外特性试验装置

为了验证数值模拟的准确性并尽量节约试验 成本 在兰州理工大学开式试验台只针对单级旋涡 泵进行外特性试验,试验台示意图如图 3 所示. 泵卧 式安装在试验台泵段,并以泵出口所在平面为基准 面进行试验. 泵轴转速、转矩和轴功率由转速转矩 仪测量 原扬程由进出口压力表测量. 试验泵的工作介质为常温清水. 试验系统及采用的仪器仪表均符合国家 B 级试验台精度要求.

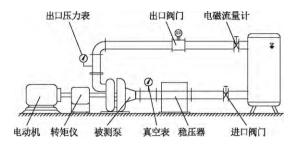


图 3 闭式试验台示意图

Fig. 3 Sketch of multistage vortex pump

2.2 外特性数值分析

为了与试验进行对比研究,首先进行单级旋涡泵的外特性预测,分别选取 6 个工况点进行数值计算,得到外特性预测曲线和试验曲线,如图 4 所示.其中横坐标 Q/Q_{opt} 为实际流量与额定工况流量之比,即流量相对值.

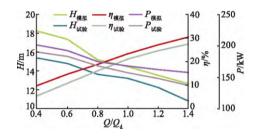


图 4 单级旋涡泵模型的外特性预测与试验

Fig. 4 Simulating and experimental external characteristics of single-stage vortex pump

由图 4 可知 额定工况时,试验得到单级旋涡泵扬程为 14.5 m,效率为 23.3%.数值计算得到多级旋涡泵总扬程为 37.2 m,总效率为 22.7%.通过对比单级旋涡泵的外特性模拟值和试验值,并考虑到数值计算和试验之间的误差,认为该多级旋涡泵能够满足设计参数的要求.另外,考虑到该多级旋涡泵结构形式为开式叶轮和闭式流道的结构配置,所以具有较好的自吸性能和气液混输特性,其中气液两相流中气相体积百分比不大于 15% 时,扬程降低小于 6 m,效率降低小于 3%.

3 数值计算结果与分析

3.1 多级旋涡泵内部流场分析

为了能够直观地表现旋涡泵内部流场特征,提取叶轮中间截面的静压分布、速度分布和湍动能分布规律,分别在小流量工况($0.8Q_d$)、大流量工况($1.2Q_d$)、额定工况($1.0Q_d$)下对比不同断面的静压分布、速度分布与湍动能分布. 旋涡泵内部速度分布直观地表现在叶轮和蜗壳形状影响下泵内部流动特性 湍动能表示湍流脉动的程度,其大小和空间不均匀性也在一定程度上表明了脉动扩散和黏性耗散损失的大小及其发生范围,湍动能值越大,说明此处旋涡耗散较大,反之,说明此处旋涡耗散较小.

选取具有代表性的次级叶轮对旋涡泵内流场进行分析. 图 5 6 为次级旋涡泵不同工况下内部流场静压分布和速度分布规律.

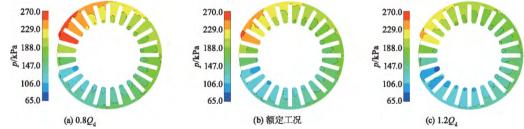


图 5 0.8 Q 工况下次级旋涡泵叶轮中间断面静压分布

Fig. 5 Static pressure distribution of secondary stage pump impeller at mid-section under different working conditions

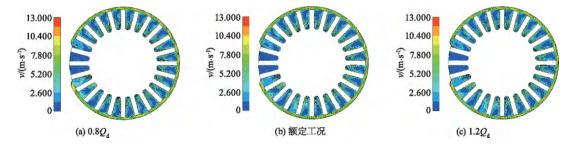


图 6 $0.8Q_d$ 工况下次级旋涡泵叶轮中间断面速度分布

Fig. 6 Velocity distribution of secondary stage pump impeller at mid-section under different working conditions

图 7 为次级旋涡泵不同工况下叶轮中间断面湍 动能分布.

通过对比不同工况下叶轮中间断面的静压分 布、速度分布规律,可以看到,在额定工况下,叶轮

中间断面的静压分布、速度分布规律达到最佳:在 大流量工况下,叶轮中间断面的湍动能达到最佳, 即随着流量的增加,叶轮中间断面的水力损失呈现 显著降低趋势.

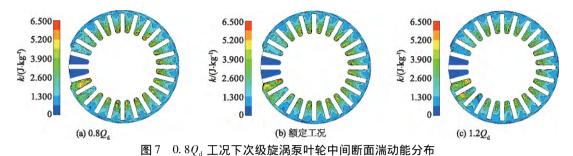


Fig. 7 Turbulent kinetic energy distribution of secondary stage pump impeller at mid-section under different working conditions

3.2 压力脉动特性

3.2.1 压力监测点布置

在单级旋涡泵中选取1枚叶片 在其轮毂处、轮 缘处、压力面与吸力面的中间流线上共选取 4 个监 测点 IP1 - IP4,在蜗壳圆角处、中段中心线上分别 选取监测点 VP1, VP2 蜗壳进、出口处各取1个监测 点 分别为 MP 和 OP. 监测点分布位置如图 8 所示.

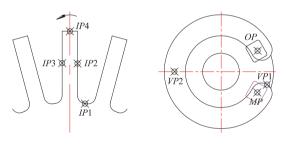


图 8 压力脉动监测点布置 Fig. 8 Locations of monitoring points

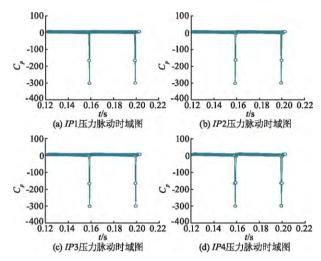
为将各点压力值转化为量纲为一的压力系数 进行频谱分析 定义压力系数为

$$C_{p} = \frac{p - \bar{p}}{\frac{1}{2}\rho U_{2}^{2}} \,, \tag{7}$$

式中: p 为监测点的静压; \bar{p} 为 1 个旋转周期内监测 点的平均静压; U_2 为叶轮出口圆周速度.

3.2.2 压力脉动数值分析

在额定工况下,对旋涡泵内部压力脉动进行数 值计算,并分析压力脉动监测点的时域特性及频域 特性 如图 9 所示. 由图可以看出,由于叶轮的周期 性旋转,压力脉动呈现出明显的周期性变化规律. 对比叶轮叶片上不同监测点的压力脉动时域图,叶 轮叶片流道根部 IP1、叶片流道壁面中部 IP2 IP3 以 及叶片流道的叶顶区域 IP4 的压力脉动存在较高的 幅值特性,且脉冲波为负值,压力系数最大值为 -300 即表明旋涡泵叶轮叶片上压力脉动幅值均较 大 易诱发较为明显的振动和噪声现象.



额定工况下叶片监测点压力脉动时域特性 Pressure fluctuation characteristic in time domain of impeller

图 10 所示为蜗壳流道内 VP1 ,VP2 ,MP ,OP 这 4 个监测点压力脉动时域图. 数值分析表明 ,监测点 VP1 VP2 和 OP 的压力脉动时域分布规律相同 其 幅值均与 IP1 IP2 IP3 和 IP4 相近. 类似的 闭式流 道内部 VP1 ,VP2 ,OP 的压力系数存在较高的负波 动特性,且脉冲波为负值,压力系数最大值为-300, 即表明旋涡泵闭式流道内部压力脉动幅值均较大, 易诱发较为明显的振动和噪声现象. 由于监测点 MP 远离叶轮做功区域,其叶片旋转产生的周期性 波动效应对其影响较弱,所以点 MP 的压力脉动时 域分布的幅值较小,可以忽略不计.

图 11 分别为叶轮叶片监测点 IP1 JP2 JP3 JP4 和闭式流道附近监测点 VP1, VP2, OP, MP 压力脉动 频域特性.数值分析表明,在同一频率范围内,叶轮叶片监测点 *IP1*, *IP2*, *IP3*的压力脉动幅值变化较小,而 *IP4*的压力脉动幅值变化较大,这主要是因为 *IP4*监测点受到叶轮叶片尾迹区域和蜗壳的动静干涉效应的影响,使得此处液流的混渗作用较为明显,由此产生较大的脉动效应.

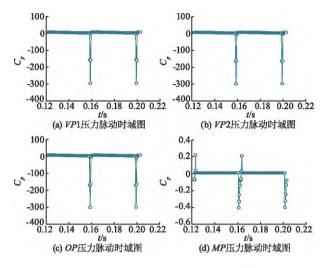


图 10 额定工况下蜗壳监测点时域特性 Fig. 10 Meridional velocity distribution of impeller

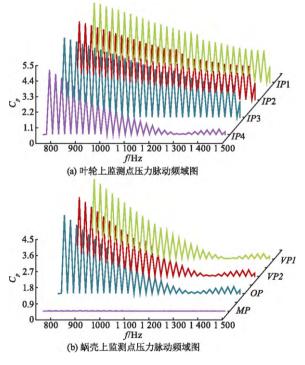


图 11 各监测点压力脉动频域图

Fig. 11 Pressure fluctuation frequency domain characteristics of all monitoring points

同样的,对于闭式流道的压力脉动监测点 VP1, VP2, OP, MP, 在同一频率范围内部,叶轮叶片监测点 VP1, VP2, OP 的压力脉动幅值变化较大,而 MP

的压力脉动幅值基本无变化,这主要是因为监测点 MP 处于闭式流道过渡段和下一级叶轮叶片进口过渡段中间位置,此时叶轮出口的射流区域和流道进口的尾迹区域的动静干涉效应对监测点 MP 位置的影响较小,使得此处液流的非定常效应不明显,由此在宽频范围内产生微弱的脉动效应,此压力脉动可以忽略不计.

4 结 论

- 1) 性能预测表明,额定工况下,多级旋涡泵扬程为37.2 m 效率为22.7%.考虑到数值计算和试验的误差表明多级旋涡泵能够满足设计要求.
- 2) 数值模拟分析表明,随着流量逐渐增大,旋涡泵扬程呈现陡降的趋势,同时叶轮叶片的做功能力变差,叶片对液体的增压能力逐渐降低.在叶轮吸入口和压出口两侧的叶片流道内部,其速度分布和湍动能分布规律变化梯度较大,其他叶片流道内部速度分布和湍动能分布较为相似.叶轮流道内部叶顶区域中间流道内存在1个低速区,随着流量的逐渐增大,低速区越来越小.叶轮流道内部叶根区域中间流道内存在1个速度梯度密集区,该区域湍动能较大,即叶片流道的叶根区域存在较大的损失耗散区,随着流量的逐渐增大,该损失耗散区越来越小.
- 3) 分析旋涡泵各特征位置的压力脉动时域特性和频域特性 表明在叶轮叶片不同监测位置和闭式流道不同监测位置 ,压力脉动频率特性较为明显 即此处容易诱发较为明显的水力振动和噪声.

上述结果揭示了多级旋涡泵内部流场和性能的影响机理,为多级旋涡泵的设计提供了理论依据.

参考文献(References)

- [1] 武鹏 涨菲茜 吴大转 筹. 非等距叶片微型旋涡泵压力脉动特性研究 [J]. 工程热物理学报,2015,36 (4):775-779.
 - WU Peng, ZHANG Feixi, WU Dazhuan, et al. Study on pressure fluctuation of a micro vortex pump with non-uniform blade [J]. Journal of engineering thermophysics, 2015, 36(4):775-779. (in Chinese)
- [2] 李华聪, 王斌 李喜荣 等. 高速航空旋涡泵的设计研究[J]. 机械设计与制造 2009,8(8):30-32.

 LI Huacong, WANG Bin, LI Xirong, et al. Design and research of high speed vortex pump for aeroengine [J].

 Machinery design and manufacture, 2009,8(8):30-32.(in Chinese)

- [3] 袁丹青,王冠军 陈向阳 筹. 旋涡泵的研究现状与展望[J]. 排灌机械 2008,26(6):63-68.
 YUAN Danqing, WANG Guanjun, CHEN Xiangyang, et al. Research status and prospect of vortex pump[J].
 Drainage and irrigation machinery, 2008,26(6):63-68.(in Chinese)
- [4] SONG J W ENGEDA A CHUNG M K. A modified theory for the flow mechanism in regenerative flow pump [J]. Journal of power and energy 2003 217(3): 311 -322.
- [5] 谢鹏,朱祖超,偶国富,等. 小流量高扬程离心旋涡 泵的设计与试验研究[J]. 流体机械,2007,35(8): 1-4.

XIE Peng , ZHU Zuchao , OU Guofu , et al. Design and experimental study of small-flow high-head centrifugal-vortex pump [J]. Fluid machinery ,2007 35(8):1-4. (in Chinese)

- [6] KUOPANPORTTI P, ANDERSON B P, MÖTTÖNEN M. Vortex pump for a Bose – Einstein condensate utilizing a time-averaged orbiting potential trap [J]. Physical review A, 2013, 52(87):453 –457.
- [7] MIHALIC T, GUZOVIC Z, PREDIN A. Performances and flow analysis in the centrifugal vortex pump [J]. Journal of fluids engineering, 2013, 135 (1): 675 -678.
- [8] 闻建龙 沙毅 汪军锋 等. 微型自吸旋涡泵的实验研究[J]. 江苏大学学报(自然科学版) 2002 23(4):

34 - 37.

Chinese)

WEN Jianlong, SHA Yi, WANG Junfeng, et al. Experimental research of micro vortex pump [J]. Journal of Jiangsu University (natural science edition), 2002,23 (4): 34-37. (in Chinese)

- [9] 王春林 河艳雷 赵佰通 筹. 旋流自吸泵内部湍流场大 涡模拟[J]. 农业机械学报,2009,40(9):68-72,97. WANG Chunlin, SI Yanlei, ZHAO Baitong, et al. Large eddy simulation on interior flow field of rotational flow self-priming pump[J]. Transactions of the CSAM, 2009,40(9):68-72,97.(in Chinese)
- [10] 金玉珍,谢鹏,胡旭东. 小流量高扬程离心旋涡泵气液混输扬程的分析[J]. 浙江理工大学学报,2007,24(4): 420-423.

 JIN Yuzhen, XIE Peng, HU Xudong. The head analysis on gas liquid two-phase mixture flow of small-flow high-head centrifugal-vortex pump [J]. Journal of Zhe-jiang Sci-tech University,2007,24(4):420-423. (in
- [11] COLE D , NEAL J S , CONNOLLY M R , et al. Vortex pumps in the crossing lattices regime of highly anisotropic layered super-conductors [J]. Physica C superconductivity , 2006 , 437(4): 52 – 56.

(责任编辑 盛杰)