

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20220463

平面 S 型轴伸贯流泵装置泵内流动特性研究

吴泽昊, 严 杰

(扬州市勘测设计研究院有限公司, 江苏 扬州 225007)

摘要: 为分析平面 S 型轴伸贯流泵装置泵内流动特性, 采用软件 CFX 对平面 S 型泵装置开展三维全流道数值模拟, 并采用能量梯度理论分析不同工况下泵装置内的流动特性。结果表明, 不同流量工况下平面 S 型轴伸贯流泵装置进水水道内的水流均非常平顺, 整体差异较小。出水水道内的水流流态差别较大, 流量越小出水水道内流态越差。小流量工况下平面 S 型轴伸贯流泵装置内相同位置的脉动最大。小流量工况下出水水道内能量梯度差异最大, 说明此工况下出水水道内会产生较大的能量损失。平面 S 型轴伸贯流泵装置出水水道设计时应尽量增加出水水道的平顺段长度, 保证能量梯度分布均匀。研究结果为深入了解平面 S 型轴伸泵装置和优化设计提供了理论指导。

关键词: 平面 S 型轴伸贯流泵; 能量梯度; 压力脉动; 流动特性; 数值模拟

中图分类号: TV136⁺.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-7709(2023)01-0176-05

1 引言

水泵是区域调水的关键设备之一, 在低扬程的供水工程中轴流泵使用较多, 根据安装布置形式可分为立式、斜流式、平面式轴流泵, 平面 S 型水泵机组是平面式泵的一种^[1]。目前, 对于平面 S 型轴伸贯流泵装置内流动和运行特点有了基本认识, 但关于低扬程平面 S 型轴伸贯流泵内的能量变化与流动稳定之间关系的研究较少。谢荣盛等^[2,3]指出离心泵内流动失稳的根本原因是由流场内能量分布的差异造成, 根据 N-S 方程提出能量梯度理论用于分析旋转机械内流动失稳机理, 分析旋转机械内部不同位置能量梯度分布, 从流动失稳机理根源上解决流场结构内的流动失稳问题。对此, 本文采用 CFD 数值模拟, 运用能量梯度理论分析平面 S 型轴伸贯流泵内的流动机理, 以期工程实践提供指导。

2 数值仿真模型构建

2.1 控制方程

水泵内的水流看作为不可压缩黏性水流, 采

用雷诺 N-S 方程求解水泵内的不可压缩粘性水流。流动过程主要考虑流体各物理量的空间分布和时间演化, 对不可压缩流体, 主要是满足质量守恒和动量守恒^[4-6]分别为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2)$$

式中, ρ 为流体密度; t 为时间; x_i, x_j 均为空间坐标分量; u_i, u_j 分别为流体在 i, j 方向上的速度分量; p 为时均压力; μ 为流体的运动黏性系数。

本文选择 RNG κ - ϵ 湍流模型。

2.2 几何模型及其参数

研究黄金坝泵的装置物理模型的流动特性, 其主要参数为叶轮叶片数为 4, 叶轮直径为 300 mm, 叶顶间隙为 0.2 mm, 导叶数为 7, 叶轮转速为 1 250 r/min。水泵设计流量 Q_d 为 260 L/s。采用 UG 9.0 软件对 S 型平面轴伸泵装置进行三维几何建模, 泵装置包含进水水道、叶轮室、后置导叶、出水水道, 为保证进出水水流的平顺性接近实际流动情况, 在进出水水道前分别建立进水池和出水池等延伸段, 整个计算模型长 12 m, 计算模型见图 1。

收稿日期: 2022-03-12, 修回日期: 2022-04-15

基金项目: 江苏省自然科学基金项目(BK20190647)

作者简介: 吴泽昊(1991-), 男, 工程师, 研究方向为流体机械内部流动分析, E-mail: 14103977@qq.com

通讯作者: 严杰(1992-), 男, 工程师, 研究方向为流体机械内部流动分析, E-mail: 502040200@qq.com

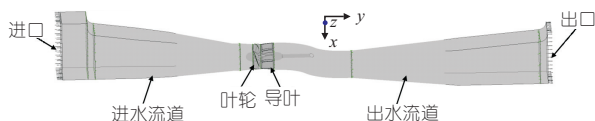


图 1 计算模型

Fig. 1 Calculation model

采用 Turbogrid 完成导叶和叶轮的网格剖分, 网格为四面体网格。对进出水通道及延伸段采用 ICEM 完成六面体结构化网格剖分, 网格质量均大于 0.35, 网格角度介于 $24^{\circ} \sim 155^{\circ}$ 之间。分析各部件网格无关性, 最终确定网格见图 2, 网格节点数见表 1。

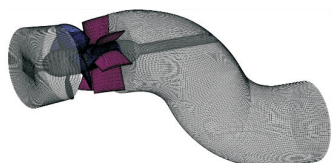


图 2 网格图

Fig. 2 Grid diagram

表 1 泵装置不同部分网格节点数

Tab. 1 Number of grid nodes in different parts of pump unit

计算域	节点数	网格数	计算域	节点数	网格数
叶轮室	296 586	243 593	进水通道	310 532	282 356
导叶室	284 653	235 896	总数	1 315 358	1 164 202
出水通道	423 587	402 357			

2.3 边界条件及计算方案设置

进口边界条件采用质量流量出流条件, 出口边界条件采用静压条件, 壁面采用无滑移壁面。采用动静交界面处理叶轮与进水通道、导叶体之间动静耦合流动的参数传递, 其他交界面采用“None”形式。压力脉动测点选择在叶轮进口、叶轮出口、导叶出口, 在叶轮进、出口均各设置 8 个压力脉动监测点, 在导叶出口设置 4 个压力脉动监测点, 监测点位置见图 3。计算方案为小流量工况 $0.8Q_d$ 、设计流量工况 Q_d 、大流量工况 $1.2Q_d$ 等三个流量工况。计算周期为 6 个叶轮旋转周期, 计算步长为叶轮旋转 2° 的时长。

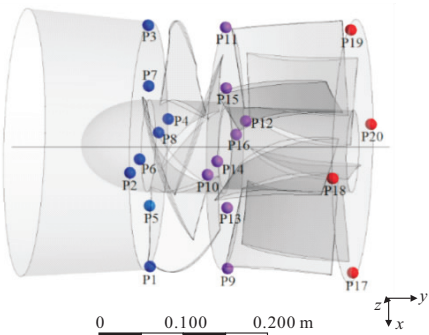


图 3 压力脉动监测点位置图

Fig. 3 Location of pressure fluctuation monitoring points

3 结果与分析

3.1 可靠性验证

采用文献[7]中试验结果验证计算结果可靠性。图 4 为采用模型试验和数值模拟获得的水泵的能量性能曲线, 可以看出数值模拟与模型试验获得的泵装置性能结果非常接近, 说明计算结果可靠。

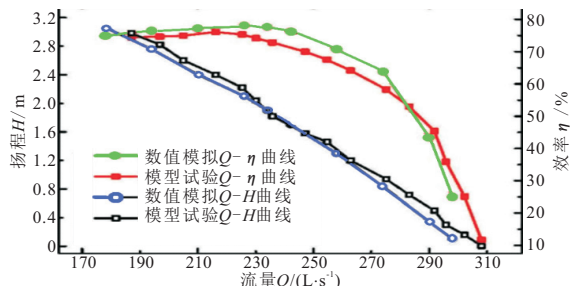


图 4 泵装置性能试验验证曲线

Fig. 4 Experimental verification curve of pump device performance

3.2 流场特性分析

图 5(a)~(c)分别为小流量工况 ($0.8Q_d$) 220 L/s、设计流量工况 (Q_d) 260 L/s 和大流量工况 ($1.2Q_d$) 300 L/s 三个流量工况下泵装置流线图。三种工况下进水通道内的水流均非常平顺, 整体差异较小。出水通道内的水流流态差别较大, 明显可以看出流量越大出水通道内的水流越平顺, 旋转流距离泵出口越远。小流量工况下出水口水流旋转流距离出水口较近。这说明流速越大出水通道内水流流态越平顺, 流量越小出水通道内流态越差, 水流越容易出现旋转流动。

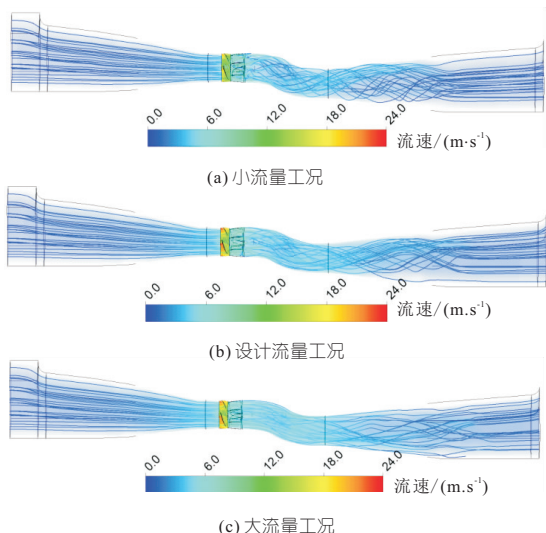


图 5 小流量、设计流量、大流量工况泵装置流线图
Fig. 5 Flow pattern of pump device under small flow condition, design flow condition and large flow condition

3.3 压力脉动特性分析

根据压力脉动定义, 压力脉动幅值用瞬时压

力 p 与时均压力的压差表示^[8]：

$$\Delta p = p - \bar{p} \quad (3)$$

定义叶轮旋转周期数 $N = t/T$ (t 为任意一点对应的时间； T 为叶轮旋转 1 周的时间)。为清楚展示泵装置不同位置压力脉动的时域规律，选取后 4 个周期的压力脉动数据。图 6 为小流量和大流量工况下叶轮进口 P1 测点、叶轮出口 P9 测点、导叶出口 P17 测点的时域图。

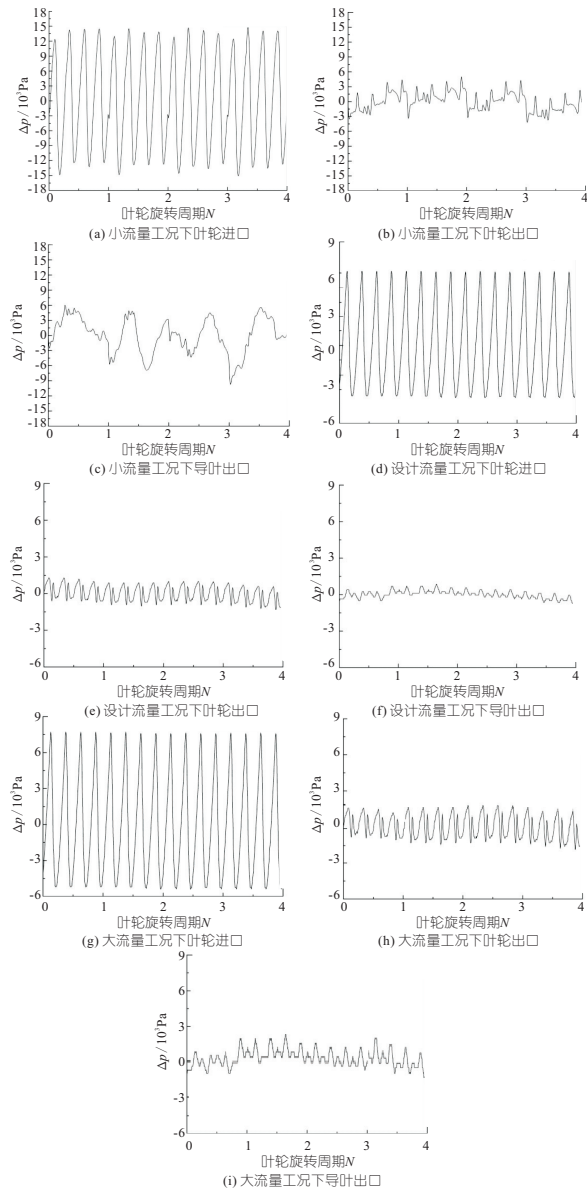


图 6 小流量、设计流量、大流量工况下泵装置内压力脉动时域变化曲线

Fig. 6 Time domain variation curve of pressure pulsation under small flow condition, design flow condition and large flow condition

(1)小流量工况。由图 6(a)~(c)可知，小流量工况下，叶轮进口压力脉动时域曲线随时间呈周期性变化，在一个叶轮旋转周期内叶轮进口压力脉动具有 4 个波峰和波谷(图 6(a))，这是因为叶轮每旋转一周，每张叶片均会产生一次压力脉

动激励，与叶片数相同。小流量工况下，叶轮出口压力脉动在一个叶轮旋转周期内具有 7 个波峰和波谷，其中包含 4 个大的波峰和波谷和 3 个小的波峰和波谷(图 6(b))，这是因为小流量工况下叶轮出口流场受到叶轮与导叶之间的动静干涉作用，此处叶轮和导叶互为压力脉动激励源；叶轮出口的压力脉动不仅受到叶轮旋转的影响，同样受导叶影响，所以压力脉动波峰和波谷数量为 7 个，叶轮出口流场叶轮的旋转作用诱导的压力脉动强于导叶的动静干涉作用。小流量工况下，叶轮进出口和导叶出口的压力脉动峰峰值分别为 29 530、86 100、18 300 Pa，可以看出，小流量工况下叶轮进口的压力脉动强度最大，叶轮出口的压力脉动强度最小；导叶出口流场变化大，会出现局部大尺度漩涡导致导叶出口压力脉动强度同样大，这验证了导叶出口流动特性。

(2)设计流量工况。设计流量工况下，泵装置不同位置压力脉动时域曲线随时间呈周期性变化，变化形态明显优于小流量工况下压力脉动变化形态(图 6(d)~(f))。在一个叶轮旋转周期内，叶轮进口压力脉动同样具有 4 个波峰和波谷(图 6(d))；叶轮出口压力脉动同样受到导叶和叶轮动静干涉作用，在一个叶轮旋转周期内具有 7 个波峰和波谷(图 6(f))；导叶出口压力脉动随时间呈周期性变化，但在一个叶轮旋转周期内压力变化具有很强随机性，这是因为经过导叶的整流作用，叶轮转动对导叶出口流场的影响很小，导叶出口流场的压力脉动主要受出口环量影响，而出口水流的不确定性会导致导叶出口一个叶轮旋转周期内压力脉动变化规律性差。设计流量工况下，叶轮进出口和导叶出口的压力脉动峰峰值分别为 10 820、2 700、1 800 Pa。设计流量工况下泵装置不同位置压力脉动特性最优，不同位置的压力脉动幅值变化也验证了平面 S 型轴伸泵装置流动变化特性规律。

(3)大流量工况。大流量工况下，叶轮进口压力脉动时域曲线随时间同样呈周期性变化，在一个叶轮旋转周期内叶轮进口压力脉动具有 4 个波峰和波谷(图 6(g))。相较小流量工况下叶轮进口压力脉动时域，大流量工况下压力脉动时域曲线呈规则正弦波形。叶轮出口压力脉动在一个叶轮旋转周期内具有 7 个波峰和波谷(图 6(a))，相较小流量工况下叶轮出口压力脉动波峰和波谷的变化更加规律，这说明大流量工况下导叶和叶轮之间的动静干涉对叶轮出口的压力脉动影响程度更大；导叶出口压力脉动随时间呈周期性变化，单

个周期内压力脉动变化具有较强规律。大流量工况下,叶轮进出口和导叶出口的压力脉动峰峰值分别为 14 300、3 600、1 400 Pa,可以看出,大流量工况下叶轮进口的压力脉动强度最大,导叶出口的压力脉动强度最小,且不同位置压力脉动幅值明显比小流量工况下压力脉动幅值小。

3.4 泵装置出水通道流动失稳分析

为进一步分析平面 S 型轴伸泵装置内流动特性,采用能量梯度理论分析泵装置内流动失稳,能量梯度 K 函数的定义^[7,9]为:

$$K = (\partial E / \partial n) / (\partial H_i / \partial s) \quad (4)$$

式中, K 为无因次的流场函数,表示法向能量梯度与流向能量损失的比值, K 值越大处越易出现失稳; E 为每单位体积流体的机械能; n 为流体流动的法线方向; H_i 为每单位体积流体沿流线方向运动时产生的能量损失; s 为流体流动的流线方向。

式(4)的展开形式为:

$$K = \frac{\partial p' / \partial n + \rho U \partial U / \partial n}{\frac{\mu_t (\partial U)^2}{U (\partial n)^2} - \frac{2\mu_t}{\rho U^2} \frac{\partial U}{\partial n} \frac{\partial p'}{\partial n} + \frac{\mu_t}{\rho^2 U^3} \left(\frac{\partial p'}{\partial n} \right)^2} \quad (5)$$

$$U = \rho(u^2 + v^2 + w^2) / 2 \quad (6)$$

式中, p' 为静压; U 为流体速度矢量; μ_t 为流体运动粘度系数; u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 方向速度分量。

能量梯度分布反映流场内的湍流分布,能量梯度 K 值大处表示此处流场不稳定性大^[10,11]。分析表明平面 S 型轴伸泵装置出水通道内流动最复杂,不同流量工况下变化差异大,因此采用能量梯度理论分析出水通道内的能量分布特性。图 7 为 X - Y 、 Y - Z 视角下过导叶中心的两个断面,其中,平面 1 为纵断面,平面 2 为水平断面。

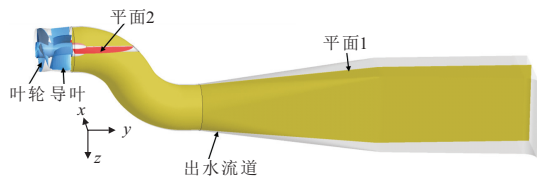


图 7 能量梯度分布分析断面位置

Fig. 7 Section position of energy gradient distribution analysis

图 8 为 $0.8Q_d$ 、 Q_d 、 $1.2Q_d$ 三个流量工况下的出水通道内能量梯度 K 值分布。可以看出,小流量工况下泵装置出水通道内能量梯度 K 值最大,设计工况下出水通道内的 K 值分布最小,大流量工况下泵装置出水通道内能量梯度 K 值介于两者之间。说明不同流量工况下平面 S 型轴伸贯流泵出水通道内的能量分布较大,这从能量分布的角度说明了出水通道流态分布不均原因。小流量工况下出水通道内的能量梯度差异最大,说明小

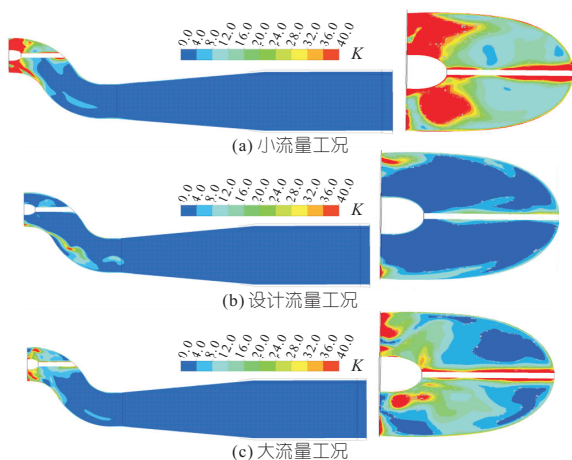


图 8 各工况下出水通道能量梯度 K 值分布

Fig. 8 Distribution of energy gradient K value of outlet channel under small flow condition, design flow condition and high flow condition

流量工况下出水通道内会产生较大的能量损失。最大 K 值分布主要集中在导叶出口和壁面边壁,也说明了结构壁面对水流造成较大的能量损失。不同流量工况下的能量梯度分布说明平面 S 型轴伸贯流泵装置出水通道设计时应该尽量增加出水通道的平顺段长度,保证能量梯度分布均匀,这样才会产生较少的能量损失。

4 结论

a. 出水通道是影响平面 S 型轴伸贯流泵装置性能的关键部件,进水通道内的水流均非常平顺,整体差异较小。导叶出水口容易出现旋转回流,流量越大出水通道内的水流越平顺,旋转流距离泵出口越远,流量越小出水通道内流态越差,水流越容易出现旋转流动。

b. 流量工况是影响平面 S 型轴伸贯流泵装置压力脉动的关键因素。小流量工况下平面 S 型轴伸贯流泵装置内相同位置的脉动最大,变化规律差异最大。出水通道内水流压力脉动强度最大,导叶出口压力脉动均呈不规律变化,其与导叶出口的回流和旋转流动有关。

c. 能量梯度 K 值分布揭示了平面 S 型轴伸贯流泵装置内流动失稳机理。不同流量工况下平面 S 型轴伸贯流泵出水通道内的能量分布差异较大,小流量工况下出水通道内差异最大,设计流量工况下能量梯度最小。

参考文献:

- [1] 梁金栋,陆林广,徐磊,等.轴流泵装置导叶出口水流速度环量对出水通道水力损失的影响[J].农业工程学报,2012,28(1):55-60.
- [2] 谢荣盛,汤方平,刘超,等.轴伸式出水通道内流场数值模拟分析[J].农业机械学报,2016,47(8):29-

