doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.011

S 形贯流泵装置多工况过流部件水力性能分析*

杨　帆[1]　刘　超[1]　汤方平[1]　周济人[2]　金　燕[2]

(1.扬州大学水利与能源动力工程学院,扬州 225127;2.扬州大学江苏省水利动力工程重点实验室,扬州 225009)

摘要:为深入研究 S 形轴伸贯流泵装置过流部件的水力性能,采用 CFD 技术对泵装置进行了多工况全流道的数值计算,分析了泵装置各过流部件的水力性能,重点阐述了 3 种特征工况(小流量工况 $K_Q=0.368$、最优工况 $K_Q=0.490$、大流量工况 $K_Q=0.613$)时转轮叶片表面的静压分布、摩擦力线、各轴向弦长位置的轴向速度分布以及导叶体内部流态和回收环量效果。结果表明:在轮缘侧的叶片压力面静压值较大,在轮毂侧的叶片吸力面的静压值较大,轮缘侧较小,且随着展向位置 Span 值的增大,压力面与吸力面的压差呈现出逐渐递增趋势。在最优工况时,从导叶体进口至出口,导叶体的静压值逐渐增大。随流量的减小,导叶体的回收环量比 C_H 先减小后增大。在最优工况 $K_Q=0.490$ 时,回收环量比 C_H 最小,其值仅为 0.031。针对该泵装置进行了同尺寸的物理模型试验,获得了泵装置的综合特性曲线,在叶片安放角 -2°时,新型 S 形轴伸贯流泵装置的最高效率达 83.55%,此时流量系数 $K_Q=0.443$,扬程系数 $K_H=0.828$。通过物理模型试验结果对泵装置外特性预测结果进行了验证,对比分析结果表明数值模拟是可信的。

关键词:贯流泵　叶轮　导叶体　流道　水力性能　数值模拟

中图分类号:TH312;TV13⁺.2　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2014)05-0071-07

引言

根据结构特点,卧式泵装置可分为全贯流式泵装置、灯泡式贯流泵装置、潜水式贯流泵装置、竖井式贯流泵装置和轴伸式贯流泵装置共 5 种类型[1]。对这 5 种贯流泵装置的内部流动规律及水动力性能,国内外学者均已开展了相关的研究工作[2-12],大多数学者采用的研究方法以数值模拟为主,模型试验为辅,且研究对象主要针对卧式泵装置中 5 种典型的泵装置,如:斜 15°轴伸贯流泵装置[2-3],后置大灯泡贯流泵装置[4-7],双向潜水贯流泵装置[8-9],平面轴伸式贯流泵装置[10-11],前置竖井式贯流泵装置[12-13]。我国首座卧式泵站为斗门西安泵站,于 1982 年建成。进入 21 世纪后,竖井贯流泵装置、潜水贯流泵装置和灯泡贯流泵装置才在我国推广应用,相比国外的研究及其成果应用相差甚远。

水力机械内部流动为不可压缩湍流流动,该流动可用雷诺时均 N-S 方程和连续性方程描述,该方法被国内外很多学者应用于研究分析水力机械的水动力性能[14-16],也表明了该方法的有效性和可靠性。本文采用雷诺时均方法(RANS),基于大型商用 CFD 软件 ANSYS CFX 对多工况运行条件时新型 S 形轴伸贯流泵装置进行全通道的三维定常数值计算,采用定量和定性相结合的方法分析泵装置各过流部件的水力性能,并通过物理模型试验验证数值计算结果的有效性,以期为该泵装置在实际工程中的推广应用奠定基础。

1　研究对象及试验验证

1.1　研究对象

S 形轴伸贯流泵装置的研发内容在文献[17]中已有介绍,这里不再赘述。S 形贯流泵装置采用比转数为 1 350 的轴流泵水力模型,转轮直径为 0.30 m,叶顶间隙平均为 0.15 mm,轮毂比为 0.4,叶片安放角为 0°,转轮叶片数为 3,导叶片数为 7,转速为1 450 r/min,计算的流量系数 K_Q 范围为 0.30 ~ 0.70。计算区域包括进水段、进水流道、转轮、导叶体、出水流道及出水段共 6 部分,其中贯流泵装置的三维模型如图 1 所示。

1.2　模拟方法

S 形贯流泵装置的转轮和导叶体分别采用 TurboGrid 软件中 H/J/L-Grid 和 H-Grid 拓扑结构进

收稿日期:2013-05-28　修回日期:2013-06-29

*国家自然科学基金资助项目(51279173)、"十二五"农村领域国家科技计划资助项目(2012BAD08B03-2)、2011 年度江苏省属高校自然科学研究重大项目(11KJA570001)和扬州大学高层次人才科研启动资金资助项目

作者简介:杨帆,讲师,主要从事泵及泵装置水力特性及多目标优化研究,E-mail:sqyzyangfan@126.com

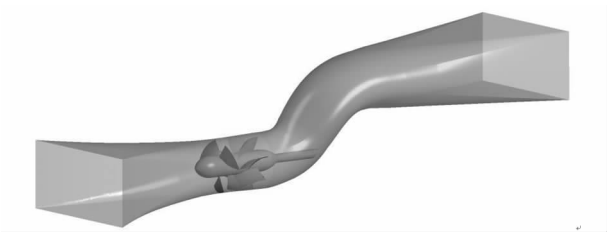

图 1 S 形贯流泵装置全流道示意图

Fig. 1 Sketch of entire flow passage of S-shaped tubular pumping system

行结构化网格剖分,进、出水流道采用 ICEM CFD 软件进行结构化网格剖分,泵装置的网格节点总数为 1 628 407,网格单元总数为 1 516 416。转轮、导叶体及出水流道的网格如图 2 所示。

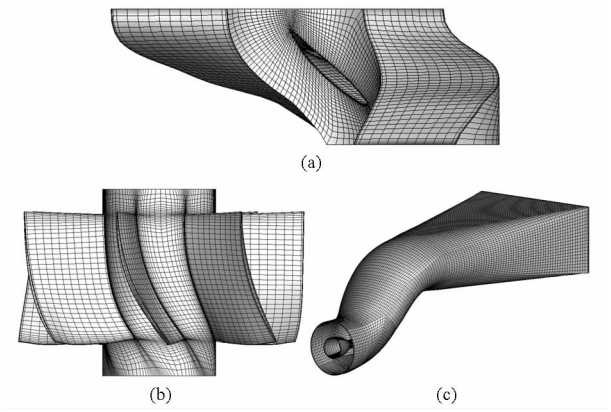

图 2 转轮和导叶体的网格

Fig. 2 Structured grids of impeller and guide vane

(a) 转轮 (b) 导叶体 (c) 出水流道

泵装置湍流场数值计算选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,近壁区采用可伸缩壁面函数(Scalable wall functions)进行处理,收敛精度设置为 1.0×10^{-5},数值计算求解器选用 CFX-Solver Manager。

1.3 泵装置能量性能预测及试验验证

基于贯流泵装置三维定常数值计算结果,对该泵装置的能量性能进行了预测,数值计算预测结果和模型试验结果对比如图 3 所示。预测的泵装置 K_Q-K_H、$K_Q-\eta$ 曲线与物理模型试验所得曲线趋势基本一致,预测的泵装置效率超过 80% 的流量系数 K_Q 范围为 0.460 ~ 0.521,泵装置物理模型试验获得效率超过 80% 的流量系数 K_Q 范围为 0.463 ~ 0.508,预测的泵装置效率超过 80% 的流量系数范围与物理模型试验所得结果基本吻合。

对该泵装置物理模型的其余 4 个角度进行能量性能试验以获得该泵装置的综合特性曲线,如图 4 所示。在叶片安放角 -2°时新型 S 形贯流泵装置最高效率达 83.55%,此时流量系数 $K_Q=0.443$,扬程系数 $K_H=0.828$。在叶片安放角 -4°和 0°时,泵装置的最高效率均已超过 82%;在叶片安放角 2°和 4°时,泵装置的最高效率均超过 78%。

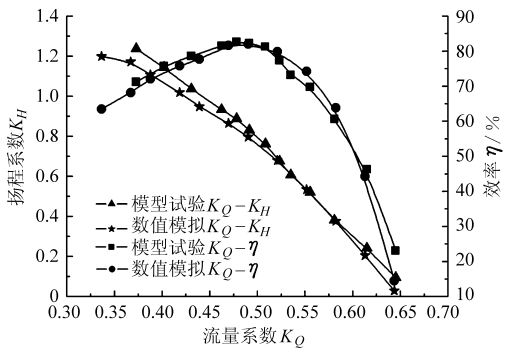

图 3 泵装置外特性对比曲线

Fig. 3 Comparison of the performance curves of pumping system

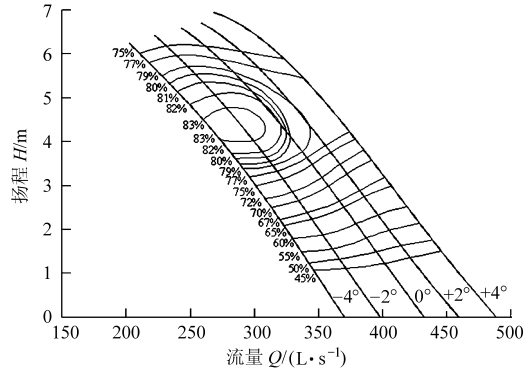

图 4 S 形贯流泵装置综合特性曲线

Fig. 4 Overall performance curves of the S-shape pumping model system

2 泵装置水力部件性能分析

泵装置各相邻水力部件彼此间相互影响,共同决定着泵装置水力性能,其中转轮和导叶体是泵装置的核心水力部件,水力性能的优劣对泵装置整体水力性能影响最大。选取 3 种特征工况(小流量工况 $K_Q=0.368$、最优工况 $K_Q=0.490$ 和大流量工况 $K_Q=0.613$)对泵装置各过流部件的水力性能进行分析,重点分析转轮和导叶体的水力性能。

2.1 转轮的水力性能分析

3 种特征工况时叶片在不同展向位置的静压分布如图 5 所示。在 3 种工况时,叶片表面的静压分布是不均匀的,在弦向位置 $x/l=0.2\sim0.8$ 之间静压分布比较平坦,压力面的静压值整体大于吸力面的静压,叶片进口边吸力面为低压区,易发生汽蚀,若降低转轮的进口总压,很容易引起转轮外缘吸力面的进口边及弦向位置前部分($x/l=0\sim0.2$)发生汽蚀,从而降低泵装置的效率。从轮毂至轮缘,轮缘侧的压力面静压值较大,吸力面的静压值在轮毂侧较大,轮缘侧较小,且随着展向位置(Span)的增大,压力面与吸力面的压差逐渐递增,说明转轮的做功

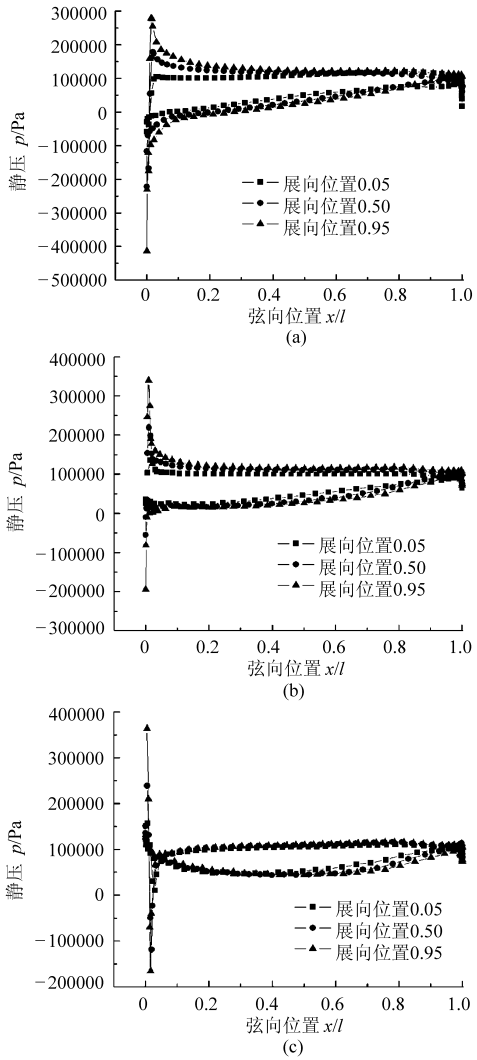

图 5　不同工况时叶片展向位置的静压分布

Fig. 5　The distribution of static pressure on the blade spanwise location in different operating conditions

(a) K_Q = 0.368　(b) K_Q = 0.490　(c) K_Q = 0.613

能力是沿径向逐渐增大的。

在大流量工况 K_Q = 0.613 时，压力面与吸力面的静压差沿径向增加不大，主要因叶片的通流能力是定量的，超过叶片的固有通流能力时，随流量的增加反而会导致转轮的水力损失增加。

3 种工况时叶片表面的静压及摩擦力线如图 6 所示。在最优工况（K_Q = 0.490）及大流量工况（K_Q = 0.613）时，叶片的压力面及吸力面的表面摩擦力线均匀，无扭曲，而在小流量工况时，叶片吸力面与压力面的轮毂处均出现了摩擦力线扭曲，说明小流量工况时轮毂附近出现了二次流现象。在大流量工况时，叶片进口为正冲角，在叶片的压力面进口区域形成了低压区，吸力面进口区域形成了极小范围的高压区；而在小流量工况及最优工况时，叶片进口均为负冲角，压力面的进口轮缘侧形成了高压区，吸力面的进口轮缘侧形成了低压区。

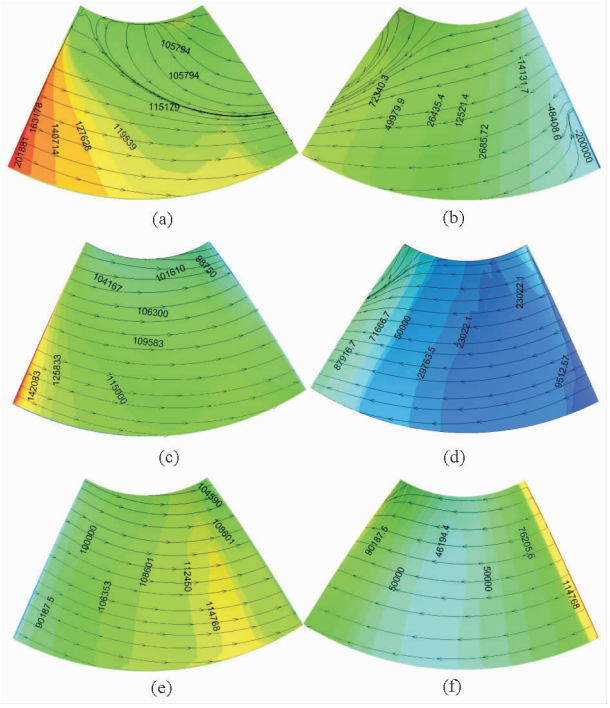

图 6　不同工况时叶片表面的静压及摩擦力线

Fig. 6　Friction lines and static pressure on the blade surface in different operating conditions

(a) 压力面，K_Q = 0.368　(b) 吸力面，K_Q = 0.368

(c) 压力面，K_Q = 0.490　(d) 吸力面，K_Q = 0.490

(e) 压力面，K_Q = 0.613　(f) 吸力面，K_Q = 0.613

定义无量纲半径 r^*，其计算式为

$$r^* = \frac{r - r_h}{r_y - r_h} \tag{1}$$

式中　r ——测量点至轮毂的半径

r_h——轮毂半径　　r_y——转轮的外缘半径

图 7 为 3 种工况时在转轮进口边、50% 轴向弦长位置及转轮出口边的轴向速度沿径向分布，水流受到轮毂壁面的液体粘滞力影响，导致轮毂壁面附近轴向速度减小，因叶顶间隙泄漏的原因，造成轮缘侧轴向速度也突然下降，速度梯度较大，而在轮毂与轮缘的中间区域轴向速度基本为等值分布，3 种工况时转轮进口边的轴向速度分布呈倒“U”形分布，这与文献[18]采用 3D-LDV 所测得转轮进口的轴向速度分布趋势相同。在小流量工况（K_Q = 0.368）时，转轮出口边及 50% 轴向弦长处的轴向速度在叶根附近均出现了负值，表明了转轮的轮毂附近出现了二次流，这与图 5 分析的结果相同。负方向的轴向速度最大值随轴向弦长的增大而增大，速度梯度则随轴向弦长的增大而降低，此区域内流动方向与叶槽内主流方向相反，表明了叶根处的回流返回转轮阻碍了水流速度的轴向增加，在小流量工况时，转轮出口边水流呈现出往轮缘侧偏离的特征。

2.2　导叶体的水力性能分析

3 种工况时导叶体的导叶片及轮毂的静压分布

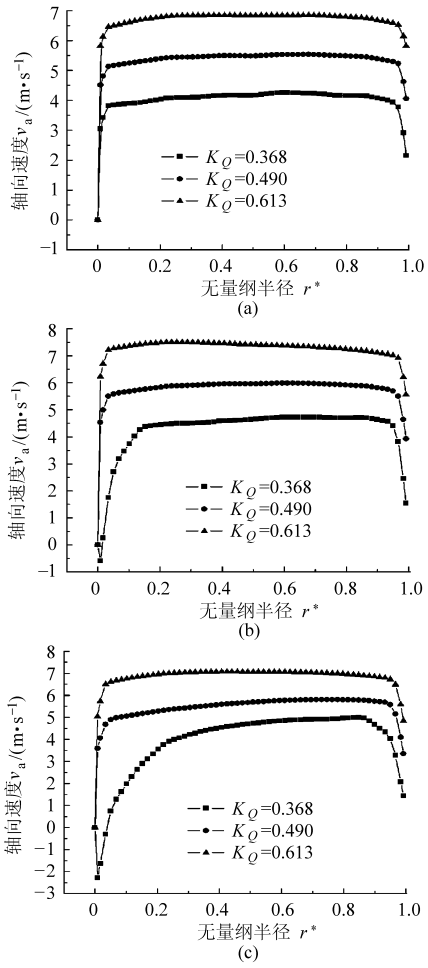

图 7 不同轴向弦长位置的轴向速度分布

Fig. 7 Distribution of axial velocity in different axial locations of the chord

(a) 转轮进口边 (b) 轴向弦长 50% 处 (c) 转轮出口边

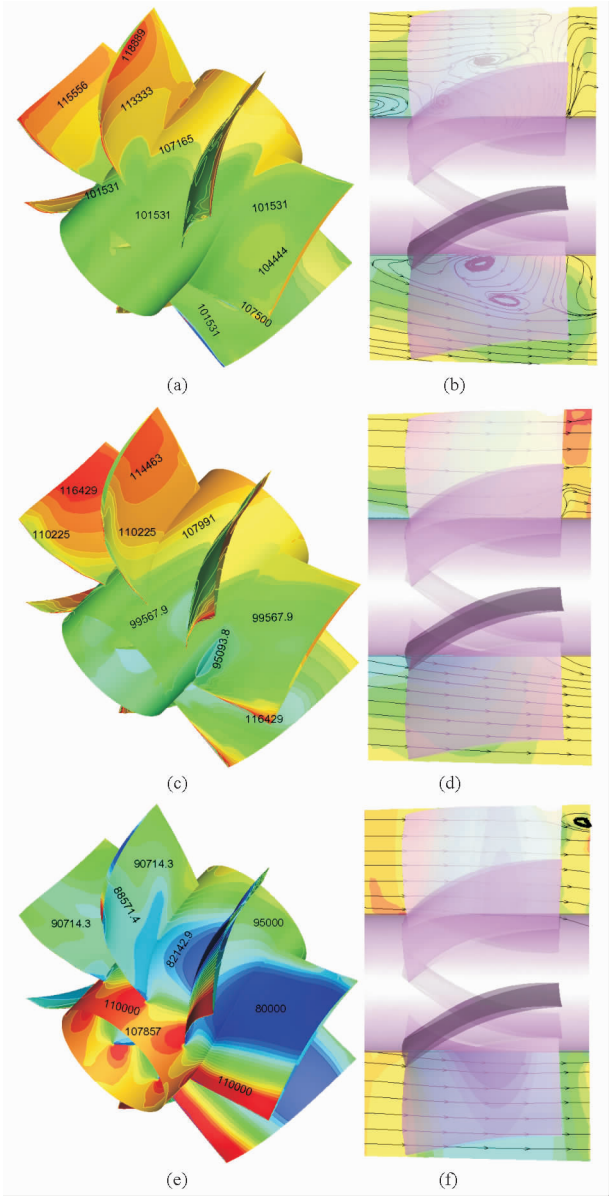

图 8 各工况时导叶体静压及特征断面流线图

Fig. 8 Static pressure contours and internal flow lines of guide vane under different operating conditions

(a) 静压分布,K_Q = 0.368 (b) 流线,K_Q = 0.368

(c) 静压分布,K_Q = 0.490 (d) 流线,K_Q = 0.490

(e) 静压分布,K_Q = 0.613 (f) 流线,K_Q = 0.613

如图 8a、8c 和 8e 所示,同时截取导叶体中心纵断面,获取的特征断面流线图分别如图 8b、8d 和 8f 所示。在小流量(K_Q = 0.368)和最优工况(K_Q = 0.490)时,导叶体固壁的静压分布趋势基本相同,从导叶体进口至出口,导叶体的静压值逐渐增大。各工况时 7 张导叶片的静压分布呈现非轴对称,这是因转轮出口水流环量及导叶体自身固壁对水流约束的双重作用,导叶体中各叶片静压分析随其在导叶体中的相对位置不同而改变。

在小流量工况,导叶体内部出现了较大范围的漩涡运动,严重影响了导叶体回收环量的效果,增加了导叶体的水力损失。在大流量工况时导叶体出口边有漩涡出现,相比小流量工况,其漩涡范围及强度均较低,对泵装置整体水力性能的影响要低于小流量工况。最优工况时,导叶体内部流态良好,无漩涡等不良流态出现。

为进一步分析导叶体回收环量的效果,采用周向速度压头与轴向速度压头的回收环量比来考察导叶的回收环量效果,定义周向速度压头为 H_{uc},轴向速度压头为 H_{va},两者的比值定义为 C_H,回收环量比 C_H 值越大,表明导叶对环量的回收效果越差,导叶出口的旋转损失动能越大,整流性能越差,其计算式为

$$C_H = \frac{H_{uc}}{H_{va}} = \frac{u_c^2}{v_{ac}^2} \tag{2}$$

其中

$$H_{uc} = \frac{u_c^2}{2g} \qquad H_{va} = \frac{v_{ac}^2}{2g}$$

式中 u_c——导叶出口断面周向平均速度

v_{ac}——轴向平均速度

图 9 为各工况时导叶的回收环量效果,在最优

工况 K_Q = 0.490 时，回收环量比 C_H 最小，仅为 0.031，表明在最优工况时导叶体对环量的回收效果最好。在流量系数 K_Q = 0.307 时，回收环量比 C_H = 0.459，周向速度压头已经接近了轴向速度压头的 50%，流量系数 K_Q 在 0.307 ~ 0.490 范围内，随流量的减小，比值 C_H 越大，表明导叶体回收环量的效果越来越差，流量越小其导叶出口的环量相对越大。流量系数 K_Q 在 0.490 ~ 0.644 范围内，随着流量的增大，导叶体回收环量的效果也越来越差，大流量工况时导叶体出口环量较小且轴向速度较大，表现出回收环量的效果优于小流量工况。

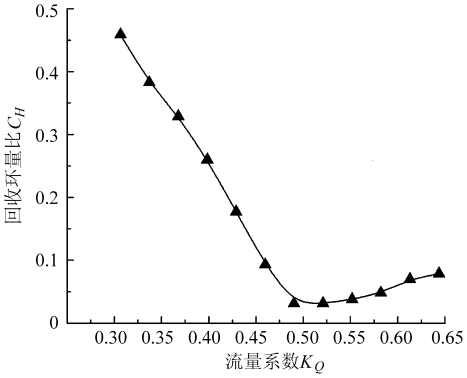

图 9　不同工况时导叶体回收环量比值

Fig. 9　Ration of recycling circulation for guide vane under different operating conditions

不同工况时导叶体的水力损失如图 10 所示，在最优工况 K_Q = 0.490 时，导叶体的水力损失最小，这与导叶体对环量回收的比值曲线相对应。在最优工况两侧，随着流量的减小和增大，水力损失均呈增大趋势，且大流量工况时水力损失的增大幅度高于小流量工况。

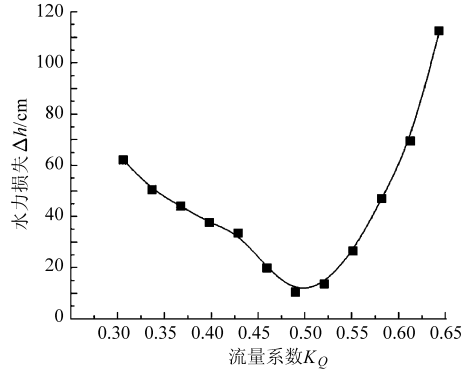

图 10　不同工况时导叶体的水力损失曲线

Fig. 10　Hydraulic loss of guide vane under different operating conditions

2.3　流道的水力性能分析

进水流道的水力性能计算结果如图 11 所示。进水流道出口断面的轴向速度分布均匀度和速度加权平均角随计算流量系数 K_Q 的增大而增大，在 K_Q 大于 0.460 时，轴向速度分布均匀度高于 97%，在 K_Q 大于 0.429 时，速度加权平均角高于 88°，水力损失与流量成 2 次方关系，在最优工况 K_Q = 0.490 时，速度加权平均角为 88.8°，轴向速度分布均匀度为 97.51%，水力损失为 3.89 cm。进水流道水力性能指标的定量计算结果反映了该进水流道水力性能的优异性。

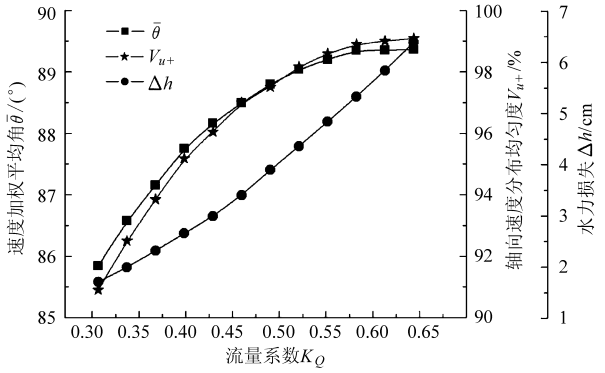

图 11　进水流道水力性能曲线

Fig. 11　Hydraulic performance of inlet passage

引入出水流道动能恢复系数 δ 定量分析出水流道的水力性能，计算式为

$$\delta = \frac{2[\bar{v}_{cin}^2 g/2 - (\Delta h_c + \bar{v}_{cout}^2 g/2)]}{\bar{v}_{cin}^2 g} \times 100\% \quad (3)$$

式中　$\bar{v}_{cin}$——出水流道进口断面的平均速度

$\bar{v}_{cout}$——出水流道出口断面的平均速度

Δh_c——出水流道的水力损失

各工况时出水流道的动能恢复系数如图 12 所示，在最优工况（K_Q = 0.490）附近动能恢复系数最小，出水流道的动能恢复系数并没与流量呈现规律性变化，主要因动能恢复系数的计算式的分子中含有出水流道的水力损失项，出水流道的水力损失未与流量呈 2 次方关系。在运行工况范围内，出口断面的最大速度为 1.429 m/s，其满足 GB 50265—2010《泵站设计规范》对出水流道出口流速不宜大于 1.5 m/s 的要求。

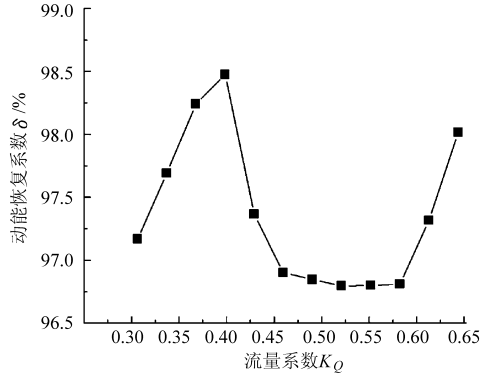

图 12　出水流道动能恢复系数变化曲线

Fig. 12　Kinetic energy recovery coefficient of outlet passage

3 结论

(1) 基于 S 形轴伸贯流泵装置三维定常数值计算,定性地分析了多工况条件时叶轮的静压分布、叶片表面摩擦力线以及导叶体内静压分布、漩涡情况等,并定量分析了叶片出口的轴向速度分布规律,导叶体的回收环量能力、水力损失以及进、出水流道的水力性能。预测的泵装置 $K_Q - K_H$、$K_Q - \eta$ 曲线与物理模型试验所得曲线趋势基本一致,泵装置高效区吻合较好。通过泵装置物理模型试验可知:在叶片安放角 -2°时 S 形轴伸贯流泵装置最高效率达 83.55%,此时流量系数 $K_Q = 0.443$,扬程系数 $K_H = 0.828$。

(2) 在大流量工况($K_Q = 0.613$)时,转轮的压力面和吸力面的静压差沿径向增加不大,主要因转轮的通流能力是固定的,超过转轮的固有通流能力时随流量的增加反而会导致转轮的水力损失增加。3 种特征工况时转轮进口边的轴向速度分布呈倒"U"形分布。

(3) 采用回收环量比 C_H 对导叶体回收环量效果进行定量分析,流量系数 K_Q 在 0.307 ~ 0.644 范围内,随流量系数的增大,导叶体回收环量的效果也越来越差,大流量工况时导叶体出口环量较小且轴向速度较大,从而表现出回收环量的效果优于小流量工况。

(4) 在最优工况 $K_Q = 0.490$ 时,进水流道出口断面的速度加权平均角为 88.8°,轴向速度分布均匀度为 97.51%,水力损失为 3.89 cm。最优工况($K_Q = 0.490$)附近动能恢复系数最小,出水流道的动能恢复系数并没与流量呈现出规律性变化。

参 考 文 献

1 刘超. 南水北调工程高比转速水泵装置的有关问题研究[J]. 水力发电学报,2005,24(1):88 -92,101.
Liu Chao. The investigation on high specific speed pump system in eastern route of the south to north water diversion project of China[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2005, 24(1): 88 -92, 101. (in Chinese)

2 Wang Zhengwei, Peng Guangjie, Zhou Linjiu, et al. Hydraulic performance of a large slanted axial-flow pump[J]. Engineering Computations, 2010, 27(2): 243 -256.

3 杨帆,刘超,汤方平,等. 斜轴伸泵装置水动力数值计算与模型试验[J]. 机械工程学报,2012,48(18):152 -159.
Yang Fan, Liu Chao, Tang Fangping, et al. Numerical simulation on the hydraulic performance and model test of slanted axial pumping system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(18): 152 -159. (in Chinese)

4 唐学林,黄微,王福军,等. 灯泡式贯流泵空化流的数值研究和性能预测[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(3):185 -189,199.
Tang Xuelin, Huang Wei, Wang Fujun, et al. Numerical investigation of cavitating flows in bulb tubular pump and its performance prediction[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3): 185 -189, 199. (in Chinese)

5 施卫东,张德胜,关醒凡,等. 后置灯泡式贯流泵装置模型的优化与试验研究[J]. 水利学报,2010,41(10):1248 -1253.
Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Optimization and experimental investigation on post bulb type tubular pump device model[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2010, 41(10): 1248 -1253. (in Chinese)

6 Ferro L M C, Gato L M C, Falcao A F O. Design and experimental validation of the inlet guide vane system of a mini hydraulic bulb-turbine[J]. Renewable Energy, 2010, 35(9): 1920 -1928.

7 周济人,成立,刘超,等. 后置灯泡贯流泵装置灯泡体形式的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(1):72 -76.
Zhou Jiren, Cheng Li, Liu Chao, et al. Numerical simulation of optimal bulb of tubular pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(1): 72 -76. (in Chinese)

8 杨帆,金燕,刘超,等. 双向潜水贯流泵装置性能试验与数值分析[J]. 农业工程学报,2012,28(16):60 -67.
Yang Fan, Jin Yan, Liu Chao, et al. Numerical analysis and performance test on diving tubular pumping system with symmetric aerofoil blade[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(16): 60 -67. (in Chinese)

9 郑源,刘君,陈阳,等. 基于 Fluent 的贯流泵数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3):233 -237.
Zheng Yuan, Liu Jun, Chen Yang, et al. Numerical simulation of tubular pump based on Fluent[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 233 -237. (in Chinese)

10 Cheng Li, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Three dimensional numerical simulation of flow field inside a reversible pumping station with symmetric aerofoil blade[C]// 2008 Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Conference, 2008, 1: 1089 -1095.

11 李龙,王泽,胡荣霞,等. 双向贯流泵装置水力性能的数值分析[J]. 农业机械学报,2007,38(1):76 -79.
Li long, Wang Ze, Hu Rongxia, et al. Numerical simulation of the influence of guide vanes on tubular pumping station performance in dual-directional operation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(1): 76 -79. (in Chinese)

12 刘君,郑源,周大庆,等. 前、后置竖井贯流泵装置基本流态分析[J]. 农业机械学报,2010,41(增刊):32 -38.
Liu Jun, Zheng Yuan, Zhou Daqing, et al. Analysis of basic flow pattern in shaft front-positioned and shaft rear-positioned tubular

pump systems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 32 – 38. (in Chinese)
13 Zhu Honggeng, Zhang Rentian, Zhou Jiren. Optimal hydraulic design of new-type shaft tubular pumping system[C]// 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and System, Beijing, China, 2012.
14 Wang Fujun, Liao Cuilin, Tang Xuelin, et al. Numerical simulation of pressure fluctuation in large Francis turbine runner[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(6): 1198 – 1204.
15 Barrio R, Fernández J, Blanco E, et al. Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics[J]. Eurpoean Journal of Mechanics-B/Fluids, 2011,30(3): 316 – 324.
16 Wu Yulin, Liu Shuhong, Dou Shuhua, et al. Numerical prediction and similarity study of pressure fluctuation in a prototype Kaplan turbine and the model turbine[J]. Computers & Fluids, 2012,56: 128 – 142.
17 刘超,杨帆,杨华,等. 新型高效 S 形轴伸贯流泵装置模型研究[J]. 水力发电学报,2013,32(5):251 – 255,260.
Liu Chao, Yang Fan, Yang Hua, et al. Experimental studiy on new high efficient S-shaped extension tubular pump system[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2013,32(5):251 – 255,260. (in Chinese)
18 王忠伟. 轴流泵叶轮环形进口断面流速 LDV 测试研究[D]. 扬州:扬州大学,2011.
Wang Zhongwei. The LDV measurement research on the velocity of an axial flow impeller inlet[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2011.

Hydraulic Performance Analysis of Flow Passage Components in S-shaped Shaft Extension Tubular Pumping System under Multi-conditions

Yang Fan[1]　Liu Chao[1]　Tang Fangping[1]　Zhou Jiren[2]　Jin Yan[2]
(1. *School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou* 225127, *China*
2. *Hydrodynamic Engineering Laboratory of Jiangsu Province, Yangzhou University, Yangzhou* 225009, *China*)

Abstract: In order to further study the hydraulic performance of flow passage components for S-shaped shaft extension tubular pumping system, the whole flow passage of pumping system were simulated based on the CFD technology under multiple operating conditions. The inner flow pattern and hydraulic performance of flow passage components were analyzed. Focusing on details of flow field, the flow characteristics in the impeller and guide vane were analyzed under three different operating conditions (the small flow rate condition $K_Q = 0.368$, the best efficiency condition $K_Q = 0.490$ and the large flow rate condition $K_Q = 0.613$). The static pressure of pressure surface near shroud is larger, and the static pressure of suction surface near hub is larger than that near shroud. With the increase of spanwise location value, the differential pressure between pressure surface and suction surface increases gradually. The static pressure of guide vane surface increases from inlet section to outlet section at $K_Q = 0.490$. With the decrease of flow, the recycling circulation ratio C_H decreases firstly then increases, and the minimum ratio C_H was 0.031 at $K_Q = 0.490$. The accuracy and effectiveness of numerical results were verified by the physical model test. The test results show that when the flow coefficient $K_Q = 0.443$ and the head coefficient $K_H = 0.828$, the highest efficiency of pumping system is 83.55% at the blade angle $-2°$.

Key words: Tubular pump　Impeller　Guide vane　Passage　Performance　Numerical simulation