

轴流泵装置虹吸式出水流道内流机理数值分析*

杨帆¹ 刘超¹ 孙丹丹² 谢荣盛¹ 张丽萍²

(1.扬州大学水利与能源动力工程学院,扬州 225127; 2.徐州市水利建筑设计研究院,徐州 221002)

摘要:为研究轴流泵对虹吸式出水流道内部流动特性的影响机理,采用CFD(Computational fluid dynamic)方法对虹吸式轴流泵装置进行全流道的数值计算,在考虑了轴流泵与虹吸式出水流道内流相互影响的条件下定性分析了虹吸式出水流道的流场特征,定量地研究了导叶体出口剩余环量和流量对虹吸式出水流道水力损失的影响,给出了相应的数学关系模型,并将泵装置性能预测结果与模型试验结果进行了对比。结果表明:受导叶体出口剩余环量和流量的双重作用虹吸式出水流道内部流态差异较大,虹吸式出水流道的水力损失主要集中于驼峰断面前的过流通道。各工况时虹吸式出水流道驼峰断面的速度加权平均角的均值为 52.34° ,不同工况时速度加权平均角变化范围仅在 $0.1^\circ \sim 2.3^\circ$ 之间。随流量系数的增大,驼峰断面的轴向速度分布均匀度逐渐增大,导叶体出口剩余环量则先减小后增大,在高效工况范围内导叶体出口剩余环量存在最小值。导叶体出口剩余环量通过影响虹吸式出水流道内部流态而对出水流道水力损失产生影响,虹吸式出水流道的水力损失与流量未呈二次方关系。

关键词:轴流泵 虹吸式出水流道 水力性能 数值模拟

中图分类号:TV131; TH312 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1298(2015)06-0060-06

Numerical Investigation of Internal Flow Mechanisms of Siphon Outlet Passage in Pumping System

Yang Fan¹ Liu Chao¹ Sun Dandan² Xie Rongsheng¹ Zhang Liping²

(1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, China)

2. Institute of Water Conservancy Works Design of Xuzhou, Xuzhou 221002, China)

Abstract: In order to analyze the flow influence mechanism of axial-flow pump on the siphon outlet passage, the three-dimensional internal flow of an axial-flow pumping system with siphon outlet passage was simulated based on CFD method under different running conditions. The relationship between guide vane outlet velocity circulation and flow rate had obvious influence on hydraulic loss and internal flow field of siphon outlet passage. The flow field characteristics of siphon outlet passage were analyzed qualitatively, and the mathematical relationship between them was analyzed quantitatively. The research results indicated that there was great difference between internal flow field of siphon outlet passage under different running conditions, and the hydraulic loss of siphon outlet passage was mainly concentrated on flow passage before hump section. The average value of velocity-weighted average swirl angle was 52.34° , and it had small fluctuation in the flow coefficient range of $0.35 \sim 0.70$ for hump section. With the increase of flow coefficient, the axial velocity distribution uniformity of hump section increased gradually, while the guide vane outlet velocity circulation decreased firstly and then increased, and the minimum velocity circulation was in the high efficiency area. Guide vane outlet velocity circulation made the relationship of hydraulic loss of siphon outlet passage and flow rate more complicated, and there was no quadratic regression relationship between hydraulic loss and flow rate. These study results were available reference for design optimization of siphon outlet passage.

Key words: Axial-flow pump Siphon outlet passage Hydraulic performance Numerical simulation

收稿日期:2014-09-24 修回日期:2014-10-28

*国家自然科学基金资助项目(51279173)、江苏省高校自然科学研究资助项目(14KJB570003)、扬州大学科技创新培育基金资助项目(2014CXJ030)、江苏省水利厅科技资助项目(2014044)和江苏省高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介:杨帆,讲师,主要从事泵及泵装置水动力特性及其优化研究,E-mail: sqzyangfan@126.com

引言

出水流道是连接水泵导叶体出口和出水池的衔接通道,虹吸式出水流道是典型的出水流道形式之一,其是利用虹吸原理出水的一种弯曲形布置方式,具有断流方式简单可靠、流道自身可直接挡水、便于穿越堤防等优点^[1],因此在低扬程泵站中被广泛应用。

针对虹吸式出水流道,国内学者开展了广泛的研究,但鲜见国外学者的研究成果。研究内容主要集中于:虹吸式出水流道对泵装置性能的影响^[2-3];虹吸式出水流道的优化及内流场分析^[4-6];虹吸式出水管道的虹吸形成机理^[7-9]等方面。本文基于虹吸式轴流泵装置整体,在考虑轴流泵与虹吸式出水流道内流相互作用的前提下,对正常运行工况时虹吸式出水流道内流机理进行分析,通过定性和定量相结合的方法探讨不同工况时虹吸式出水流道的内流场、虹吸式出水流道驼峰断面的水力性能以及导叶体出口环量对虹吸式出水流道水力性能的影响,以此为虹吸式出水流道的优化设计提供参考。

1 泵装置计算模型及数值方法

1.1 计算模型及参数

轴流泵装置由肘形进水流道、转轮、导叶体及虹吸式出水流道4个过流部件组成,转轮名义直径为0.30 m,叶顶平均间隙为0.15 mm,转轮叶片数为4,叶片安放角为 0° ,转轮额定转速为1450 r/min,导叶体的叶片数为7。轴流泵装置共计算了流量系数 K_Q 在0.35~0.70范围内9个工况点的流量。

计算区域包括进水段、肘形进水流道、转轮、导叶体、出水流道及出水段共6部分,其中轴流泵装置的三维透视图如图1所示。

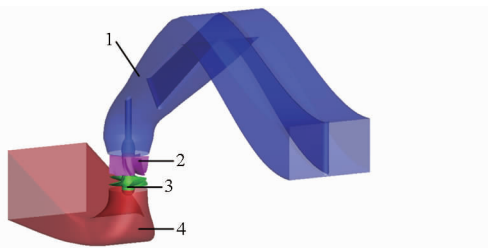


图1 轴流泵装置

Fig.1 Axial-flow pumping system

1. 虹吸式出水流道 2. 导叶体 3. 转轮 4. 肘形进水流道

本文研究的重点是虹吸式出水流道,出水流道由扩散段、弯管段、上升段、驼峰段、下降段和出口段6个部分组成,如图2所示。虹吸式出水流道的主要控制尺寸包括:上升角 $\alpha = 37^\circ$,驼峰段夹角 $\beta = 50^\circ$,平面扩散角 $\varphi = 9.5^\circ$,流道的水平投影长度 L ,

驼峰断面高 H_{if} ,驼峰断面宽 B_{if} ,进口断面直径 D_{in} ,出口断面宽 B_{out} ,出口断面高 H_{out} 。以叶轮名义直径 D 为基数,对其他各控制参数进行无量纲换算,则 $L = 10.09D$, $H_{if} = 0.82D$, $B_{if} = 0.13D$, $D_{in} = 1.28D$, $B_{out} = 2.45D$, $H_{out} = 1.06D$ 。

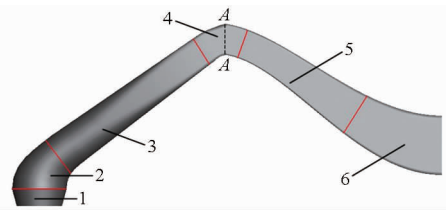


图2 虹吸式出水流道

Fig.2 Siphon outlet passage

1. 扩散段 2. 弯管段 3. 上升段 4. 驼峰段 5. 下降段 6. 出口段

1.2 数值计算方法及边界条件

轴流泵装置的肘形进水流道和虹吸式出水流道采用ICEM CFD进行六面体网格剖分,转轮和导叶体采用ANSYS Turbo-Grid进行六面体结构化网格剖分,轴流泵装置的网格节点数为1902792,网格单元数为2067376,泵装置湍流场数值计算选用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,该湍流模型在文献[10-13]中均被较好地应用于泵及泵装置内流场的数值计算分析,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 数值计算有效性的验证

模型泵转轮室采用机械精加工制造,转轮为铜制,导叶片采用薄钢板制作表面涂环氧树脂。肘形进水流道和虹吸式出水流道均采用钢板加工制作,流道断面四角均为圆弧连接,虹吸式出水流道物理模型如图3所示。轴流泵装置物理模型试验在江苏省水利动力工程重点实验室的高精度水力机械试验台^[3]上进行。



图3 虹吸式出水流道物理模型

Fig.3 Physical model of siphon outlet passage

轴流泵装置数值预测的泵装置扬程、泵装置效率与能量性能测试结果对比分别如表1和表2所示,并将数值预测结果与模型试验结果绘制成 $K_Q - K_H$ 和 $K_Q - \eta$ 曲线,如图4所示。预测的虹吸式轴流泵装置能量性能曲线与泵装置模型试验所得能量性

能曲线总体趋势基本相同,数值预测得到的泵装置扬程和泵装置效率均与物理模型试验结果存在一定的数值偏差,在流量系数 $K_Q = 0.40 \sim 0.60$ 范围内泵装置扬程的相对误差和泵装置效率的绝对误差均在5%以内。在流量系数 $K_Q = 0.674$ 时,数值预测的泵装置扬程与模型试验结果的相对误差最大,该值为48.33%;此时数值预测的泵装置效率与模型试验结果的绝对误差也最大,此时绝对误差达7.37%。通过以上的分析,选取流量系数 $K_Q = 0.40 \sim 0.60$ 范围内的计算工况点进行数值分析具有一定的有效性和可行性。

表1 CFD预测与试验扬程的结果比较

Tab.1 Experimental and predicted results of head coefficient K_H

流量系数	泵装置扬程系数 K_H		相对误差/%
	数值预测	模型试验	
0.368	1.479	1.571	5.86
0.398	1.401	1.480	5.34
0.460	1.293	1.324	2.34
0.490	1.181	1.201	1.67
0.521	1.062	1.072	0.93
0.552	0.922	0.902	2.22
0.582	0.735	0.703	4.55
0.644	0.374	0.324	15.43
0.674	0.089	0.060	48.33

表2 CFD预测与试验效率的结果比较

Tab.2 Experimental and predicted results of efficiency η

流量系数	泵装置效率 η /%		绝对误差/%
	数值预测	模型试验	
0.368	62.64	57.50	5.14
0.398	66.50	64.20	2.30
0.460	75.14	76.78	1.64
0.490	76.95	78.76	1.81
0.521	78.14	80.83	2.69
0.552	77.97	79.22	1.25
0.582	75.04	76.85	1.81
0.644	54.32	60.14	5.82
0.674	16.81	24.18	7.37

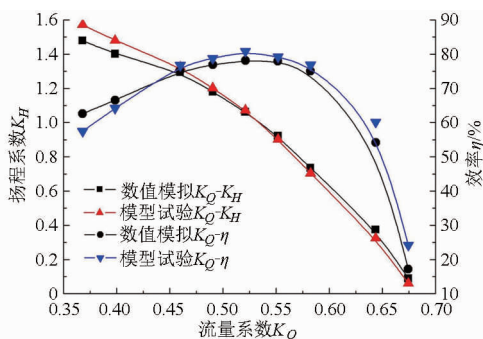


图4 泵装置外特性对比

Fig.4 Comparisons of pumping system performance

2 数值计算结果分析

2.1 虹吸式出水水道内部流动特性分析

水流在虹吸式出水水道内部共有3次流动方向的转变,其中有2次流动方向的改变较大,同时因虹吸式出水水道内部流态从进口的圆形沿流动方向逐渐演变为矩形出口断面,水流在水道内部需做横向和纵向的扩散,因此虹吸式出水水道的内部流态较为复杂,且随扩散断面面积的增大,断面平均流速也在逐渐减小。虹吸式出水水道左、右纵断面与虹吸式出水水道中轴线的距离均为叶轮名义直径 D 的0.343倍,纵断面的位置如图5所示。3个特征工况(小流量工况、高效工况和大流量工况)时虹吸式出水水道的左、右纵断面流线图如图6所示。

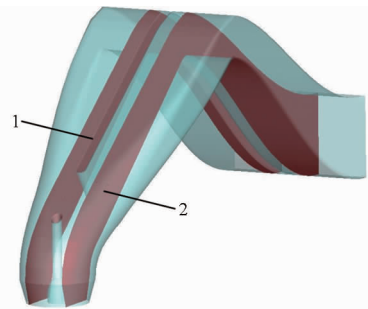


图5 出水水道纵断面位置示意图

Fig.5 Sectional drawing of outlet passage

1. 左纵断面 2. 右纵断面

在小流量工况 ($K_Q = 0.398$) 时,导叶体出口水流环量较大,且具有较大环量的水流进入虹吸式出水水道内部受水道扩散段内壁面的约束从而产生回流,如图6b所示虹吸式出水水道右纵断面的进口处出现了2处回流区,水流经扩散段后进入弯管段、上升段、驼峰段、下降段至出口段,水流扩散均匀,均未有不良流态产生。在高效工况 ($K_Q = 0.521$) 时,导叶体出口水流环量较小,但进口断面的水流平均流速增大,在出水水道左纵断面上升段的上壁面出现了漩涡区(图6c),在出水水道右纵断面上升段的下壁面有漩涡形成的趋势。在大流量工况 ($K_Q = 0.582$) 时,虹吸式出水水道进口断面的平均流速已达 3.337 m/s ,水流越过驼峰后,在惯性力和水道下降段壁面约束双重作用下水流的流速和流向来不及调整,导致在出水水道右纵断面出口段的下壁面出现了小范围的漩涡区。各工况时,水流在虹吸式出水水道的上升段下壁面均出现了水流的贴壁效应,即水流在环量和惯性力的作用下紧贴水道上升段的下壁面流动。

2.2 虹吸式出水水道的水力性能分析

驼峰段对虹吸式出水水道水力性能具有重要

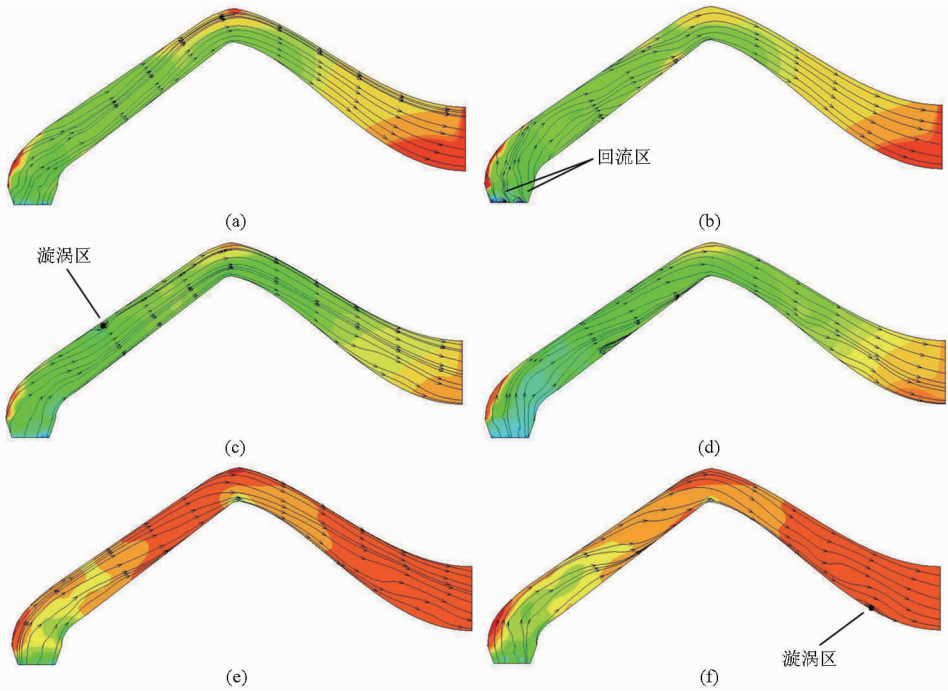


图 6 虹吸式出水水道纵断面流线

Fig. 6 Streamline of siphon outlet passage in vertical plane

(a)小流量工况 $K_Q = 0.398$ 时左纵断面 (b)小流量工况 $K_Q = 0.398$ 时右纵断面 (c)高效工况 $K_Q = 0.521$ 时左纵断面
(d)高效工况 $K_Q = 0.521$ 时右纵断面 (e)大流量工况 $K_Q = 0.582$ 时左纵断面 (f)大流量工况 $K_Q = 0.582$ 时右纵断面

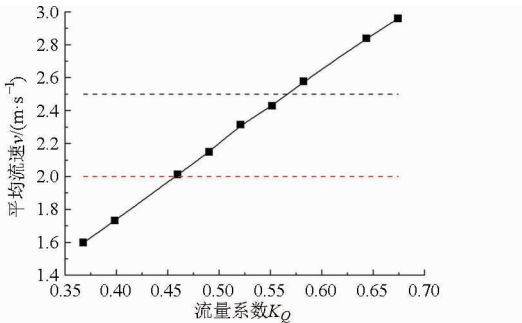


图 7 不同工况时驼峰断面平均流速

Fig. 7 Average velocity of hump section

的影响,驼峰断面处的平均流速对虹吸形成及流道的水力损失都有影响,各工况时驼峰断面处的平均流速如图 7 所示,驼峰断面平均流速 v 的计算式为

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1)$$

式中 Q ——泵装置流量

A ——驼峰断面的总过流面积

在流量系数 $K_Q = 0.46 \sim 0.56$ 时,驼峰断面处的平均流速在虹吸式出水水道驼峰断面处的参考平均流速 $2.0 \sim 2.5 \text{ m/s}$ 范围内^[14]。

为了分析驼峰断面的流态,引入水力性能指标参数:轴向速度分布均匀度与速度加权平均角对驼峰断面的水力性能进行分析,轴向速度分布均匀度计算式为

$$V_{u+} = \left[1 - \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - v_a)^2 \Delta A_i}{\sum_{i=1}^n \Delta A_i}} \right] / v_a \times 100\% \quad (2)$$

式中 v_{ai} ——第 i 个网格单元的轴向速度

v_a ——驼峰断面的平均轴向流速

ΔA_i ——第 i 个网格单元的面积

n ——驼峰断面的网格单元总数

速度加权平均角计算式为

$$\bar{\theta} = \frac{\sum_{i=1}^n v_{ai} \left(90^\circ - \arctan \frac{v_{ti}}{v_{ai}} \right)}{\sum_{i=1}^n v_{ai}} \quad (3)$$

式中 v_{ti} ——第 i 个网格单元的横向速度

对虹吸式出水水道驼峰断面的速度分布情况进行定量分析,计算结果如图 8 所示。各工况时虹吸式出水水道驼峰断面的速度加权平均角均值为 52.34° ,不同工况时驼峰断面的速度加权平均角略有变化,但变化范围仅在 $0.1^\circ \sim 2.3^\circ$ 之间。轴向速度分布均匀度则随流量系数的增大而逐渐增大,大流量工况时导叶出口速度环量较小,水流在驼峰处主要受惯性力和流道壁面的双重作用,轴向速度分布相对均匀,小流量工况时导叶体出口环量较大,水流在驼峰处受环量、惯性力和流道壁面的多重作用,流量小驼峰断面处的平均流速小,水流易受环量的影响,导致轴向速度分布均匀度降低。

虹吸式出水水道以驼峰断面为分界面,分界线

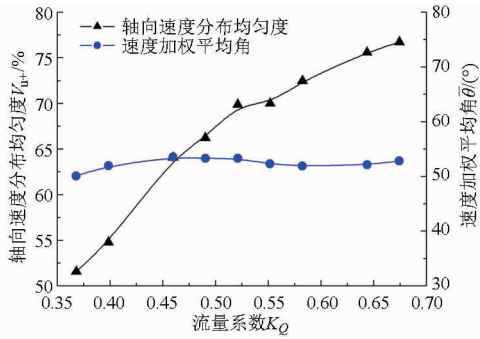


图8 轴向速度分布均匀度、速度加权平均角与流量系数的关系曲线(驼峰断面)

Fig.8 Relationship between numerical results of velocity-weighted average swirl angle, axial velocity distribution uniformity and flow coefficient

如图2所示的驼峰段的虚线A-A,将扩散段、弯管段、上升段及虚线A-A前的驼峰段定义为虹吸式出水流道的流道段1,将虚线A-A后的驼峰段、下降段和出口段定义为虹吸式出水流道的流道段2,各流道段的水力损失 Δh 计算式为

$$\Delta h = z_{in} + \frac{v_{in}^2}{2g} + \frac{p_{sin}}{\rho g} - z_{out} - \frac{v_{out}^2}{2g} - \frac{p_{sout}}{\rho g} \quad (4)$$

式中 p_s ——进、出口断面的静压

z ——进、出口断面中心处的位能

v ——进、出口断面的平均流速

g ——重力加速度 ρ ——流体密度

下标 in、out 分别表示流道段的进、出口断面。

流道段1的水力损失占整个虹吸式出水流道水力损失的百分比记为 r ,计算式为

$$r = \frac{\Delta h_1}{\Delta h} \times 100\% \quad (5)$$

式中 Δh_1 ——流道段1的水力损失

Δh ——虹吸式出水流道的水力损失

计算结果如图9所示。各工况时,流道段1的水力损失占整个出水流道水力损失的50%以上,表明了虹吸式出水流道的水力损失主要集中于驼峰断面的过流通道,对于虹吸式出水流道的设计优化应集中于驼峰断面的过流通道型线。在流量系数 $K_Q = 0.35 \sim 0.52$ 范围内时,随流量系数的减小,流道段1占虹吸式出水流道的水力损失逐渐增加,导叶体出口剩余环量对流道段1的切向水流的水力损失影响较大;在流量系数 $K_Q = 0.52 \sim 0.68$ 范围内时,随流量系数的增大,流道段1的水力损失逐渐增大,流量大时,各断面的平均流速较大且导叶体出口剩余环量小,其横向流动损失较小,流量引起的水力损失占的比重较大。

为了分析虹吸式出水流道水力损失与泵装置运行工况、导叶体出口剩余环量之间的关系,采用文

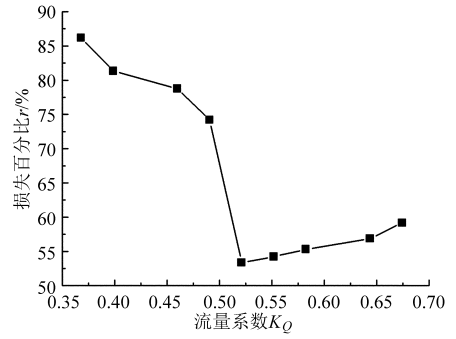


图9 虹吸式出水流道分段水力损失比例
Fig.9 Ratio of hydraulic loss

献[15]中导叶体出口剩余环量 Γ 的求解方法,其数值计算式为

$$\Gamma = \oint_{L_1} v_i dL - \oint_{L_2} v_i dL \quad (6)$$

式中 v_i ——导叶体出口断面水流的切向速度

L_1 ——导叶体外壳出口断面的边界线

L_2 ——导叶体内壳的边界线

不同工况时导叶体出口剩余环量与虹吸式流道水力损失的关系如图10所示。在高效工况附近时导叶体出口剩余环量和水力损失均较小,流量系数 K_Q 从高效工况向小流量工况偏移时,导叶体出口剩余环量和水力损失均逐渐增大,水力损失因环量对出水流道内流改善的减小幅值小于导叶体出口剩余环量引起的切向动能损失增加值,故出水流道的水力损失表现出增加的趋势。当流量系数 K_Q 从高效工况向大流量工况偏移时,导叶体出口剩余环量与水力损失均增大,出水流道的水力损失主要由流量决定。

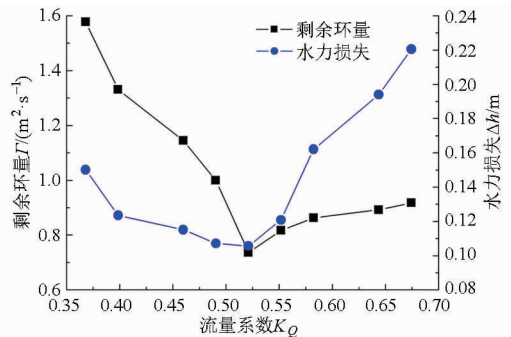


图10 导叶体出口剩余环量和流道水力损失
Fig.10 Relationship between numerical results of circulation and hydraulic loss

相比流量系数 K_Q 向大流量工况偏移,流量系数 K_Q 从高效工况向小流量工况偏移时导叶体出口剩余环量的增幅较大。相比 K_Q 向小流量工况偏移,流量系数 K_Q 从高效工况向大流量工况偏移时水力损失的增幅较大。出水流道水力损失的原因包括环量引起的间接水力损失和流量造成的直接水力损失,在小流量工况 $K_Q = 0.398$ 时导叶体出口剩余环量

较大,切向动能的损失较大,同时因为过大导叶体出口剩余环量引起了出水流道进口断面内水流质点的相互碰撞和掺混,导致了进口回流的出现,如图6b所示。在高效工况 $K_Q = 0.521$ 时导叶体出口剩余环量较小,水流在环量和离心力的作用下产生较强的沿流道断面周向的旋转运动,在左侧纵断面上升段的上壁面出现了局部的漩涡区。

为了给出导叶体出口剩余环量 Γ 和流量 Q 对虹吸式出水流道水力损失 Δh 的定量数学表达关系式,定义导叶体出口剩余环量 Γ 为自变量 x_1 ,流量 Q 为自变量 x_2 ,水力损失 Δh 为目标值 y ,则三者的多元非线性回归数学模型为

$$y = 22.587 - 290.205x_1 + 1212.645x_1^2 - 2208.178x_1^3 + 1486.374x_1^4 + \frac{9.59}{x_2} - \frac{9.771}{x_2^2} + \frac{3.167}{x_2^3}$$

该非线性回归方程的决定系数 R^2 为 0.988,表明了通过数值分析方法获取的非线性回归方程能较好地基于导叶体出口剩余环量和流量对虹吸式出水流道的水力损失进行预测,也表明了导叶体出口剩余环量和流量的双重作用时虹吸式出水流道内部

流态复杂,出水流道的水力损失与流量未呈二次方关系。

3 结论

(1) 轴流泵装置虹吸式出水流道内部流态较为复杂,不同工况时虹吸式出水流道内部流态差异性较大。以驼峰断面为界,驼峰断面前的过流通道占整个虹吸式出水流道水力损失的 50% 以上,设计优化应集中于考虑驼峰断面前的过流通道型线。

(2) 各工况时虹吸式出水流道驼峰断面的速度加权平均角的均值为 52.34° ,不同工况时速度加权平均角变化范围仅在 $0.1^\circ \sim 2.3^\circ$ 之间。轴向速度分布均匀度则随流量系数的增大而逐渐增大。

(3) 随流量系数的增大,导叶体出口剩余环量先减小后增大,在高效工况范围内导叶体出口剩余环量存在最小值。导叶体出口剩余环量通过影响虹吸式出水流道内部流态而对出水流道水力损失产生影响,虹吸式出水流道的水力损失与流量未呈二次方关系。

参 考 文 献

- 1 陆林广,刘荣华,梁金栋,等. 虹吸式出水流道与直管式出水流道的比较[J]. 南水北调与水利科技,2009,7(1):91-94. Lu Linguang, Liu Ronghua, Liang Jindong, et al. Comparison between siphon outlet conduit and straight outlet conduit[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2009, 7(1): 91-94. (in Chinese)
- 2 雍成林,汤正军,朱红耕,等. 虹吸式出水贯流泵结构特点及对比试验研究[J]. 南水北调与水利科技,2014,12(5):34-38. Yong Chenglin, Tang Zhengjun, Zhu Honggeng, et al. Structural features and comparison tests of different tubular pumping systems with siphon outflows[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2014, 12(5): 34-38. (in Chinese)
- 3 杨帆,杨德志,王忠伟,等. 泵装置飘逸特性试验研究与分析[J]. 水泵技术,2010(12):1-4.
- 4 陆林广,臧东彦,祝婕. 大型泵站虹吸式出水流道优化水力设计[J]. 农业机械学报,2005,36(4):60-63,68. Lu Linguang, Gao Dongyan, Zhu Jie. Optimum hydraulic design of siphon outlet in large pumping stations[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(4): 60-63, 68. (in Chinese)
- 5 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, 2012.
- 6 谭淋露,冯建刚,陈毓陵,等. 泵站虹吸式出水管数值模拟及水力优化[J]. 中国农村水利水电,2014(3):126-129,133. Tan Linlu, Feng Jian'gang, Chen Yuling, et al. Numerical simulation and hydraulic optimization for siphon outlet pipe of pump siphon outlet pipe of pump stations[J]. China Rural Water and Hydropower, 2014(3): 126-129, 133. (in Chinese)
- 7 王晓升,冯建刚,陈红勋,等. 泵站虹吸式出水管虹吸形成过程气液两相流数值模拟[J]. 农业机械学报,2014,45(5):78-83. Wang Xiaosheng, Feng Jianguang, Chen Hongxun, et al. Numerical simulation for two-phase flow of siphon outlet in pumping station[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 78-83. (in Chinese)
- 8 戴红霞. 驼峰后带长直管的泵站虹吸式出水流道水力特性研究[D]. 南京:河海大学,2006. Dai Hongxia. Research on the hydraulic characteristic of the siphon outlet with long straight conduit after the roof[D]. Nanjing: Hohai University, 2006. (in Chinese)
- 9 陈松山,严登丰,陆伟刚,等. 低扬程虹吸流道泵装置启动动态特性数学模型[J]. 流体机械,2004,32(6):9-12. Chen Songshan, Yan Dengfeng, Lu Weigang, et al. Analysis on transient process in low-head siphon pump setting during starting transient period[J]. Fluid Machinery, 2004, 32(6): 9-12. (in Chinese)
- 10 Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation of high-efficiency axial-flow pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 38-44.
- 11 Wang Zhengwei, Peng Guangjie, Zhou Lingjiu, et al. Hydraulic performance of slanted axial pump system[J]. Engineering Computations, 2010, 27(2): 243-256.

- 3 Gonzalez J, Manuel J, Oro F, et al. Unsteady flow patterns for a double suction centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(7): 071102.1 – 071102.9.
- 4 Guzzoni A, Pan J. Monitoring single-stage double-suction pump efficiency using vibration indicators[J]. Journal of Process Mechanical Engineering, 2014, 228(4): 332 – 336.
- 5 Yao Z F, Wang F J, Qu L X, et al. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(10): 101303.1 – 101303.10.
- 6 丛国辉, 王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 60 – 63, 67.
Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 60 – 63, 67. (in Chinese)
- 7 瞿丽霞, 王福军, 丛国辉, 等. 隔舌间隙对双吸离心泵内部非定常流场的影响[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 50 – 55, 74.
Qu Lixia, Wang Fujun, Cong Guohui, et al. Effect of volute tongue-impeller gaps on the unsteady flow in double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 50 – 55, 74. (in Chinese)
- 8 朱荣生, 欧鸣雄. 低比转数双吸离心泵回流问题的 CFD 研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 82 – 85.
Zhu Rongsheng, Ou Mingxiong. Simulation of reverse flow in low specific speed double suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 82 – 85. (in Chinese)
- 9 Tanaka K, Inoue A, Sato T, et al. Oscillation caused by vortex cavitation in a double-suction volute pump[C] // ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference, 2011, 1: 2275 – 2284.
- 10 Hatano S, Kang D, Kagawa S, et al. Study of cavitation instabilities in double-suction centrifugal pump[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2014, 7(3): 94 – 100.
- 11 Kobayashi K, Hagiya I, Akiniwa H, et al. Development of double suction volute pump for high efficiency[C] // ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2013, 7: 7 – 11.
- 12 Wang F J, Qu L X, He L Y, et al. Evaluation of flow-induced dynamic stress and vibration of volute casing for a large-scale double-suction centrifugal pump[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013, 2013(1): 76481201 – 76481210.
- 13 姚志峰, 王福军, 杨敏, 等. 叶轮形式对双吸离心泵压力脉动特性影响试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(12): 133 – 137, 143.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Yang Min, et al. Effects of impeller type on pressure fluctuations in double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 133 – 137, 143. (in Chinese)
- 14 宋冬梅, 雷明川, 费宇, 等. 交错布置叶片对双吸离心泵压力脉动特性的影响研究[J]. 大电机技术, 2014(6): 47 – 51.
Song Dongmei, Lei Mingchuan, Fei Yu, et al. Study of the effects of staggered arrangement blades on pressure fluctuations in double-suction centrifugal pump[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2014(6): 47 – 51. (in Chinese)
- 15 Liu M Q, Li Q W, Bai Y H, et al. Efficiency and pressure pulsation analysis of a double suction centrifugal pump with different arrangement impellers[J]. Advanced Materials Research, 2012, 433: 709 – 715.
- 16 Zangeneh M. Compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1991, 13(5): 599 – 624.
- 17 Zangeneh M, Goto A, Harada H. On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 723 – 734.
- 18 Goto A, Nohmi M, Sakurai T, et al. Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 329 – 335.
- 19 Leng H F, Wang F J, Zhang Z C, et al. Suppression of secondary flows in a double suction centrifugal pump with different loading distributions[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2013, 52(3): 032008.1 – 032008.7.
- 20 姚志峰, 王福军, 肖若富, 等. 双吸离心泵吸水室和压水室压力脉动特性试验研究[J]. 水利学报, 2012, 43(4): 473 – 479.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012, 43(4): 473 – 479. (in Chinese)

~~~~~  
(上接第 65 页)

- 12 欧鸣雄, 施卫东, 田飞, 等. 立式循环泵进水流道的内部流场研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3): 55 – 58, 63.  
Ou Mingxiong, Shi Weidong, Tian Fei, et al. Flow field analysis of inlet sump in vertical circulation pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 55 – 58, 63. (in Chinese)
- 13 Yang Fan, Liu Chao. Pressure pulsations of the blade region in S-shaped shaft-extension tubular pumping system[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014(2014): 1 – 10.
- 14 丘传忻. 泵站[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004.
- 15 陆林广. 高性能大型低扬程泵装置优化水力设计[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.