

立式轴流泵装置虹吸式出水流动 水力特性 CFD 研究

顾 巍¹, 成 立^{2*}, 蒋红樱³, 焦伟轩², 张 帝²

(1. 大丰区水利局, 江苏 盐城 224100; 2. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 江苏 扬州 225009;
3. 江苏省水利科技咨询股份有限公司, 江苏 南京 210029)

摘要: 虹吸式出水流动结构形式及内部流动特性对立式轴流泵装置水力性能影响较大, 基于定常不可压缩流体的控制方程和重整化群湍流模型应用 SIMPLEC 算法, 模拟了不同型式的虹吸式出水流动轴流泵装置内流动特性。定性地分析了几种经过型线优化的虹吸式出水流动内流场特征, 定量地研究了多工况条件下虹吸式出水流动内水力损失及特征断面水流流态的差异。研究表明, 在导叶体出口剩余还量的影响下, 不同工况下虹吸式出水流动内水流流态存在明显差异; 同一工况条件下, 不同型式虹吸式出水流动内水流流态也存在一定差异; 虹吸式出水流动内水力损失主要集中在驼峰断面前的流道上升段, 流道整体水力损失与流量未呈二次方关系; 轴向速度分布均匀度与速度加权平均角随着流量的变化呈现相同的波动趋势; 随流道上升段倾角的增大(下降段倾角减小), 驼峰断面速度加权平均角均值呈逐渐减小的趋势, 变化范围在 $0.1^{\circ} \sim 2.8^{\circ}$ 之间, 不同方案的驼峰断面轴向速度分布均匀性较好, 均值的变化范围较小, 在 $0.1\% \sim 2\%$ 之间。

关键词: 虹吸式出水流动; 立式轴流泵; 水力性能; 数值模拟

中图分类号: TV212 **文献标识码:** B **文章编号:** 1007-7839(2018)01-0007-09

CFD study on the hydraulic characteristics of siphon outlet conduit of vertical axial flow pump

GU Wei¹, CHENG Li^{2*}, JIANG Hongying³, JIAO Weixuan², ZHANG Di²

(1. Dafeng Water Conservancy Bureau of Yancheng City, Yancheng 224100, Jiangsu;
2. College of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, Jiangsu;
3. Jiangsu Province Water Engineering Sci-tech Consulting Co., Ltd. Nanjing 210029, Jiangsu)

Abstract: The structure form and internal flow characteristics of the siphon outlet conduit have great influence on the hydraulic performance of the vertical axial flow pump. Flow characteristics of different types of siphon outlet conduit of axial flow pump devices were simulated based on the control equation of constant incompressible fluid and reorganized group turbulence model using SIMPLEC algorithm. The characteristics of flow field in siphon outflow passage optimized by several lines were qualitatively analyzed, and the differences of hydraulic loss and flow pattern of characteristic cross section in siphon outlet channel under multiple working conditions were quantitatively studied. The research showed that

收稿日期: 2017-10-05

基金项目: 国家自然科学基金(51779214); 江苏水利科技项目(2016035); 江苏省优势学科; 江苏省青蓝工程中青年学术带头人项目; 江苏省产学研前瞻性联合项目(BY2015061-12)

作者简介: 顾巍(1977-), 女, 本科, 工程师, 主要从事泵站工程规划管理、设计工作。

通讯作者: 成立(1975-), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事泵站工程研究工作。

there existed obvious differences in siphon discharge flow pattern in different operating conditions under the influence of the remaining amount of the guide vane. Under the same working condition, there were also some differences in the flow pattern of water in different types of siphon outlet conduit. The hydraulic losses in the siphon outlet conduit were mainly concentrated in the ascending section of the flow channel before the hump section, and the overall hydraulic loss and flow rate in the flow channel were not quadratic. The axial velocity distribution uniformity and velocity weighted average angle showed the same trend of fluctuation with the change of flow rate. With the increase of the inclination of the ascending section of the runner, the mean weighted average angle of the section of the hump tended to decrease gradually with a range of $0.1^\circ \sim 2.8^\circ$. The axial velocity distribution of the hump sections was better in different schemes, and the mean range of variation was smaller, which was ranging from 0.1% to 2%.

Key words: siphon outlet conduit; vertical axial flow pump; hydraulic performance; numerical simulation

出水流道的作用是引导水流在从导叶体出口流入出水池过程中更好地转向和扩散,最大限度地回收水流所具有的动能^[1-2]。虹吸式出水流道由于断流方式简单可靠、在低扬程条件下水力性能好等优点被广泛应用^[3]。国内学者对虹吸式出水流道进行了广泛研究,研究主要内容有:虹吸式出水流道水力优化设计及水力特性分析^[4-9];基于气液二相流虹吸式出水流道虹吸形成机理分析^[10-11];导叶体出口环量对虹吸式出水流道的影响等^[12-15]。目前,基于整体泵装置对虹吸式出水流道型式变化的研究较少,因此,本文基于虹吸式轴流泵装置整体,通过改变虹吸式出水流道上升段(下降段)倾角,获得几种典型的虹吸式出水流道,并先对其型线进行优化^[16],采用 CFD (computational fluid dynamics) 技术,探讨多工况条件下虹吸式出水流道内水力损失及特征断面水力性能差异,分析不同型式虹吸式出水流道内流场特性以及虹吸式出水流道型式的改变对轴流泵装置水力性能的影响。研究成果为低扬程立式泵站采用虹吸式出水流道优化设计提供参考。

1 泵装置模型与方法

1.1 计算模型及控制参数

计算模型采用虹吸式轴流泵装置模型,叶轮名义直径 1.4 m,叶片数为 4 片,叶片角度为 -6° ,导叶数为 7 片,叶轮转速为 300 r/min。本次计算流量范围为 $4.1 \sim 8.3 \text{ m}^3/\text{s}$ 内的 8 个流量点。计算区域包括进水延伸段、肘形进水流道、叶轮与导叶、虹吸式出水流道、出水延伸段 6 个部分,其实体造型如图 1 所示。

虹吸式出水流道主要包括进口弯曲段、直线上升段、驼峰段、直线下降段、出口弯曲段 5 个部分组成,如图 2 所示。控制虹吸式出水流道的主要参数有:进口断面直径 D_m ,上升段倾角 α ,驼峰断面高 H_2 ,驼峰断面宽 B_2 ,下降段倾角 β ,出口断面高 H_3 ,出口断面宽 B_3 ,驼峰断面中心线至进口断面高差 H_0 ,驼峰断面至出口断面中心线高差 H_1 ,流道垂直投影长度 L 。

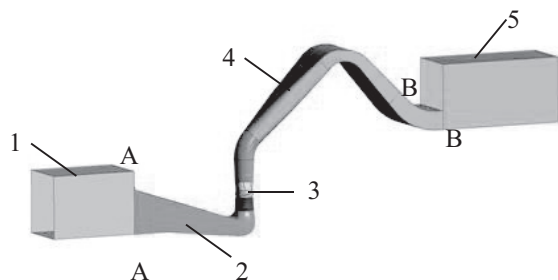


图 1 轴流泵装置实体造型图

注: 1. 进水延伸段 2. 肘形进水流道 3. 叶轮与导叶
4. 虹吸式出水流道 5. 出水延伸段

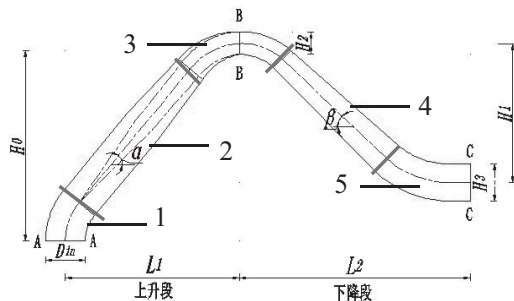


图 2 出水流道设计参数图

注: 1. 进口弯曲段 2. 直线上升段 3. 驼峰段 4. 直线下降段 5. 出口弯曲段

1.2 数值计算方法及边界条件

轴流泵装置内不可压缩流体的湍流流动采用三维雷诺时均 N-S 方程来描述。为更好地处理轴流泵装置内应变率高及流线弯曲程度大的流动,湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型^[17-18]。动静交界面采用冻结转子 (Frozen Stator) 模型,以保证交界面的连续性。本文基于商用软件 ANSYS CFX 数值计算求解器,采用有限体积法求解,计算格式为高阶迎风,收敛精度为 10^{-4} 。

本文采用分块网格计算,各块网格如图 3 所示。由于叶轮和导叶结构复杂,其中流场变化急剧,特别是叶轮,属于旋转部件,其网格的质量对于计算结果的影响较大。因对叶轮和导叶采用 ANSYS Turbo-Grid 六面体结构网格剖分,叶轮网格节点数为 58 万,导叶网格节点数为 76 万。对肘形流道、虹吸式出水流道采用 ANSYS Mesh 六面体生成网格,轴流泵装置整体网格数量 356 万。

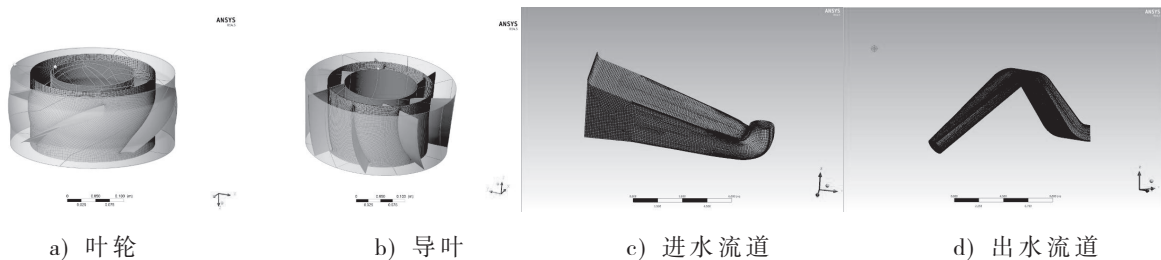


图 3 计算网格示意图

进口条件设置为流量进口,出口条件设置为压力出流,水面采用刚盖假定设置为 symmetry。近壁区采用标准壁面函数法处理,并规定在固体边界处无滑移条件^[19]。

1.3 设计方案

通过改变上升段倾角 α (下降段倾角 β),控制其他参数不变,得到 4 个典型的虹吸式出水流道设计方案,其中方案 2 驼峰断面宽有所减小,对各方案流道进行型线优化,在此基础上对 4 个方

案进行 CFD 研究。表 1 为不同型式虹吸式出水流道研究方案的设计参数表。为方便对控制参数进行准确表述,文中以叶轮直径 D 为基数,对虹吸式出水流道控制参数进行无量纲替换。

2 结果与分析

2.1 不同型式虹吸式出水流道水力性能

2.1.1 内部流动特性分析

为研究不同工况条件下虹吸式出水流道内水流特性,分别选取虹吸式出水流道左、右 2 个断面,2 个断面与虹吸式出水流道纵断面距离均为 $0.1D_{in}$,选取 3 个特殊工况点 (小流量 $0.7Q$ 、高效工况 $1.075Q$ 、大流量工况 $1.3Q$) 对左、右 2 个断面流态及压力分布进行分析,如图 4 ~ 图 7。

对比 4 个方案的小流量工况点左右 2 个断面流线发现,小流量工况下,由于导叶体出口环量较大,

在虹吸式出水流道进口弯曲段以及直线上升段,其流线呈螺旋状上升,随着流道上升段倾角的增大,虹吸式出水流道上升段水流流态越差,流态紊乱会造成能量的损耗,增加相对水力损失;此外,受导叶体出口环量与固壁约束的双重影响,在导叶体出口易产生回流,如图 4a 方案 1、图 5a 方案 2、图 7a 方案 4 的左断面导叶体出口处、图 6d 方案 3 的右断面导叶体出口处均出现了明显的回流区。高效工况条件下,导叶体出口断面流速增大,水流

表 1 虹吸式出水流道设计参数表

方案	$\alpha (^{\circ})$	$\beta (^{\circ})$	D_{in}/D	H_2/D	B_2/D	H_3/D	B_3/D	L/D
1	35	55	1.14	0.64	2.86	1.07	3.14	12.25
2	40	50	1.14	0.64	2.29	1.07	3.14	12.25
3	45	47	1.14	0.64	2.86	1.07	3.14	12.25
4	50	43	1.14	0.64	2.86	1.07	3.14	12.25

注: D 为叶轮直径。

受惯性力与壁面约束的影响,水流在进入虹吸式出水渠道进口弯曲段前的右壁面产生漩涡,如图4e、图5e、图6e、6f、图7e所示。当水流经过进口弯曲段的调整,相对于小流量、大流量工况条件,高效工况的水流在虹吸式出水渠道内的流态均相对较为平顺,渠道内无明显漩涡产生。当水流通过驼峰段,对比4个方案渠道左右断面压力云图(图b、图e),发现在驼峰段底部均出现了不同面积的低压区,即当水流通过驼峰段时由于受到惯性力和重力双重作用的影响,水流高速区主要集中在

驼峰底部。大流量工况下,水流越过驼峰后受惯性力和壁面约束的影响,水流的流向尚未得到及时调整,水流主流易与渠道下降段的下壁面发生脱离,即发生脱流。对比4个方案渠道出口弯曲段压力云图(图c、图f),发现在出口弯曲段的下壁面存在不同程度的相对高压区,该区域相对流速较小,随着下降段倾角的减小,出口弯曲段高压区的分布情况发生改变,其中方案3压力分布较为均匀。

2.1.2 驼峰断面水力优化指标分析

为了分析虹吸式出水渠道驼峰断面流态,引

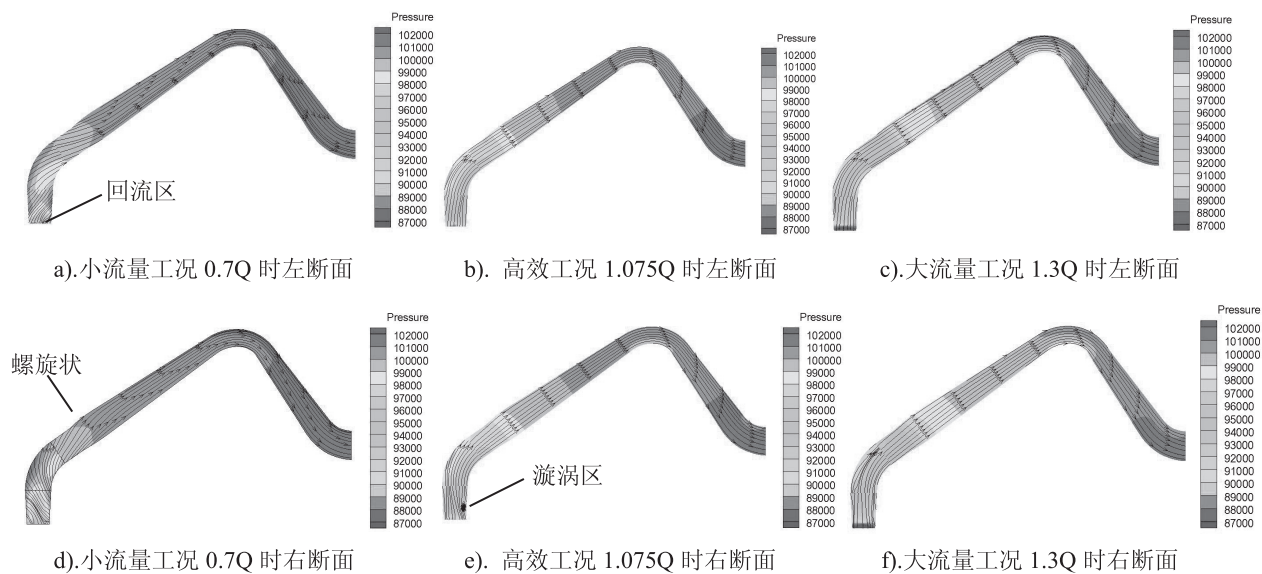


图4 方案1虹吸式出水渠道左、右纵断面流线图

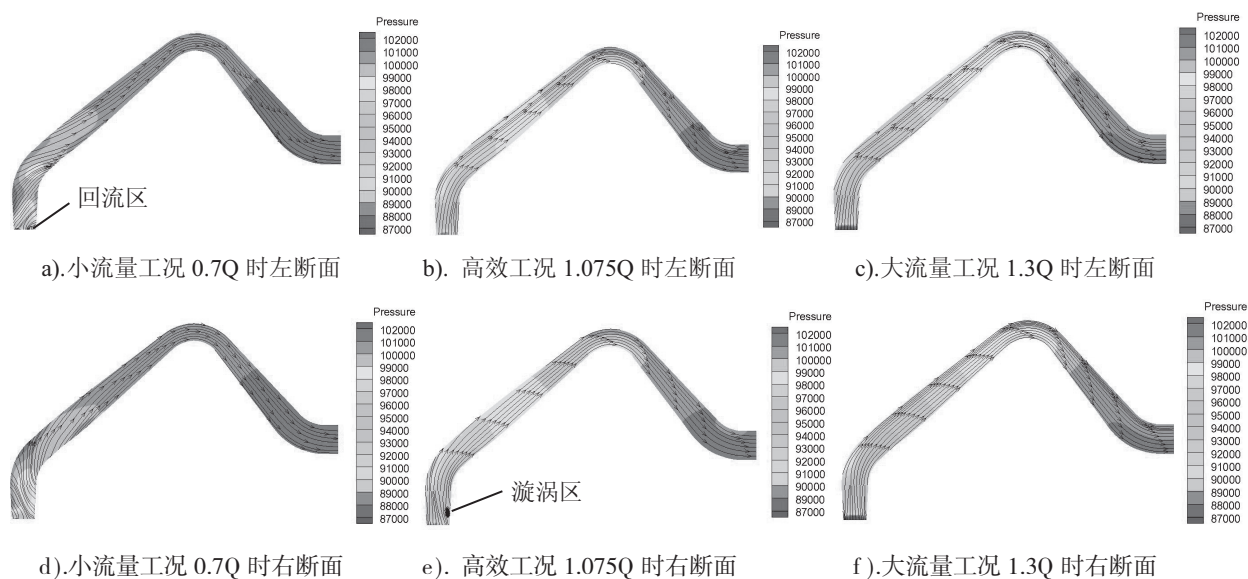


图5 方案2虹吸式出水渠道左、右纵断面流线图

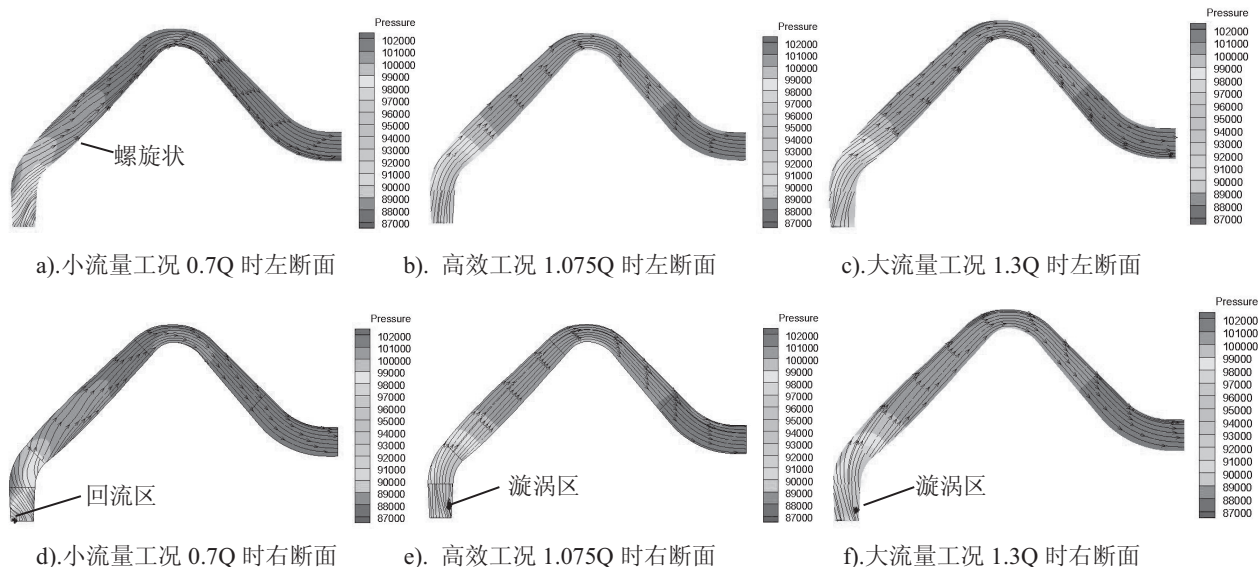


图 6 方案 3 虹吸式出水水道左、右纵断面流线图

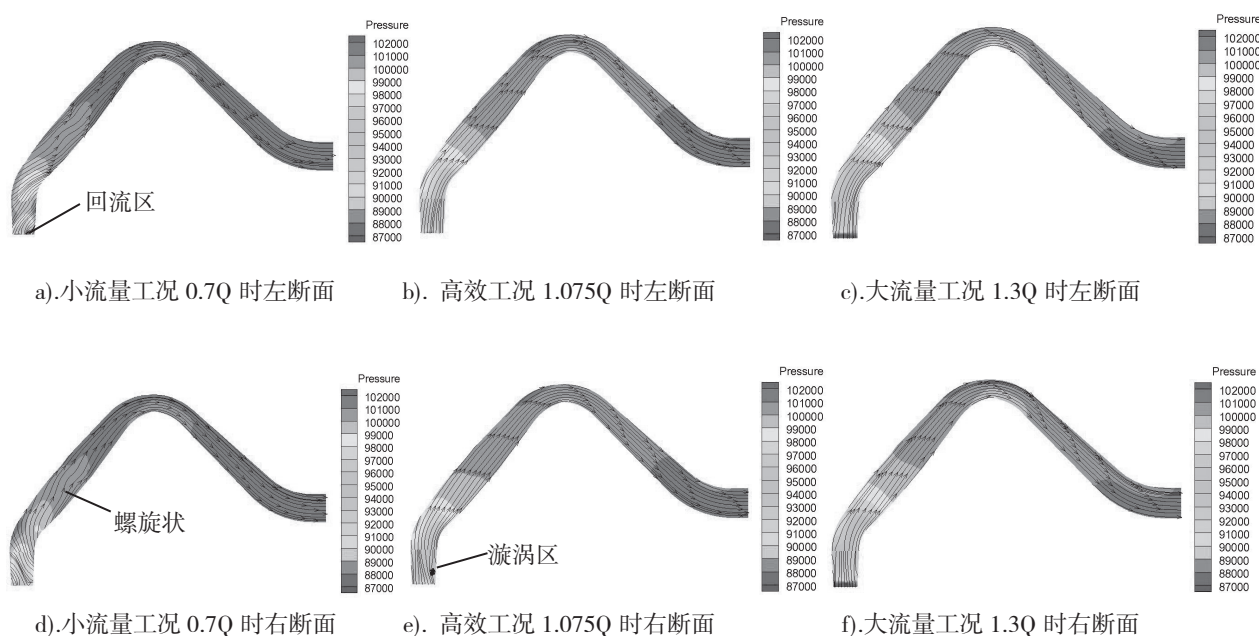


图 7 方案 4 虹吸式出水水道左、右纵断面流线图

入轴向速度分布均匀度、速度加权平均角对驼峰断面水力性能进行分析, 其计算公式如下:

$$\bar{V}_u = \left[1 - \frac{1}{u_a} \sqrt{\frac{\sum (u_{ai} - \bar{u}_a)^2}{m}} \right] \times 100\% \quad (1)$$

$$\bar{\theta} = \frac{\sum u_{ai} \left[90^\circ - \arctan \frac{u_{ti}}{u_{ai}} \right]}{\sum u_{ai}} \quad (2)$$

式中: \bar{u}_a 为断面平均轴向速度; u_{ai} 为断面各单元轴向速度; m 为断面网格单元个数; u_{ti} 为断面各单元横向速度。

计算 4 个方案的 7 个流量点条件下的驼峰断面轴向分布均匀度、速度加权平均角, 二者与流量的关系曲线如图 8 所示。对比 4 个方案发现, 轴向速度分布均匀度与速度加权平均角随着流量的变化呈现相同的波动趋势; 随着虹吸式出水水道上升段倾角的增加、下降段倾角的减小, 二者随流

量变化波动的情况更加明显,即驼峰断面流态随流量的变化而变得不稳定,其中方案1驼峰断面流态稳定性最好;4个方案驼峰断面轴向速度均匀度均达到80%以上;对于每个方案,不同流量点轴向速度分布均匀度变化范围在0.1%~8%之间,速度加权平均角变化范围在0.1°~2.2°之间。

围在0.1°~2.8°之间,不同方案的驼峰断面轴向速度分布均匀性较好,其均值的变化范围较小,在0.1%~2%之间;方案1驼峰断面轴向速度分布均匀度、速度加权平均角均最大,说明该方案的水流通过驼峰断面时水流流态最好。

2.1.3 水力损失

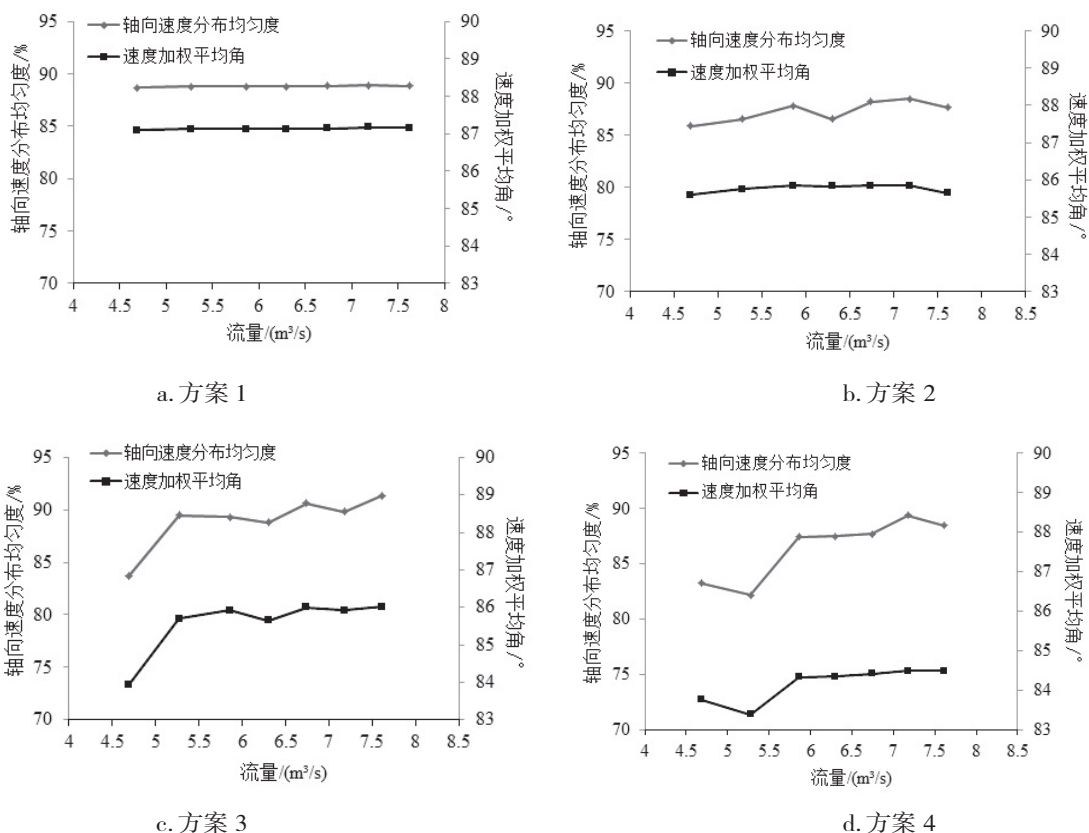


图8 各方案轴向速度分布均匀度、速度加权平均角与流量的关系(驼峰断面)

为更直观比较不同方案2个水力指标的关系,计算了不同流量条件下2水力指标的平均值,如图9所示。随着 α 角增大, β 角减小,驼峰断面速度加权平均角均值呈逐渐减小的趋势,其变化范

为比较不同流量下不同型式虹吸式出水渠道上升段水力损失、下降段水力损失与渠道整体水力损失的关系,采用公式(3)计算各方案不同流量条件下A-B断面、B-C断面、A-C断面(图2)的水力损失大小,采用公式(4)计算各分段水力损失所占比例。

$$h_{f(m-n)} = \frac{P_m - P_n}{\rho g} \quad (3)$$

$$p = \frac{h_{f(m-n)}}{h_{f\text{总}}} \times 100\% \quad (4)$$

式中: $h_{f(m-n)}$ 为分段水力损失; P_m 、 P_n 为断面总压大小; m 、 n 表示断面号; ρ 为流体密度; g 为重力加速度; p 为百分比大小。

各方案不同流量下分段水力损失占总损失的

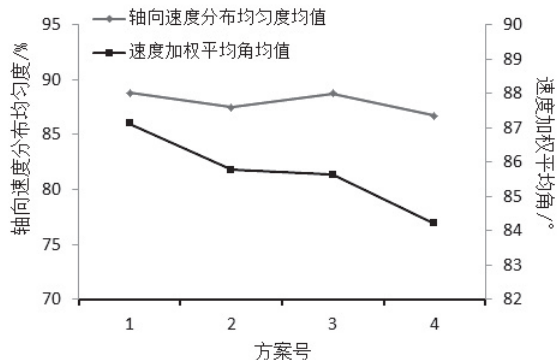


图9 不同方案轴向速度分布均匀度均值、速度加权平均角均值关系(驼峰断面)

比重见表 2，各方案流道整体水力损失与流量关系曲线见图 10。

的比重变动范围在 2% ~ 6% 之间；同一工况条件下，虹吸式出水流道上升段水力损失的大小主

表 2 各方案不同流量下分段水力损失占总损失的比重

工况	$(h_f / h_{f总}) / \%$							
	方案 1		方案 2		方案 3		方案 4	
	A-B	B-C	A-B	B-C	A-B	B-C	A-B	B-C
0.7Q	95.40	4.60	91.50	8.50	95.06	4.94	93.66	6.34
0.8Q	93.65	6.35	89.04	10.96	91.70	8.30	90.84	9.16
0.9Q	89.62	10.38	84.02	15.98	90.33	9.67	86.02	13.98
1.0Q	89.73	10.27	83.75	16.25	89.59	10.41	85.73	14.27
1.075Q	87.67	12.33	80.82	19.18	88.12	11.88	85.32	14.68
1.15Q	87.92	12.08	81.49	18.51	88.63	11.37	85.35	14.65
1.225Q	87.37	12.63	80.79	19.21	87.62	12.38	85.09	14.91
1.3Q	86.75	13.25	76.07	23.93	87.30	12.70	83.64	16.36

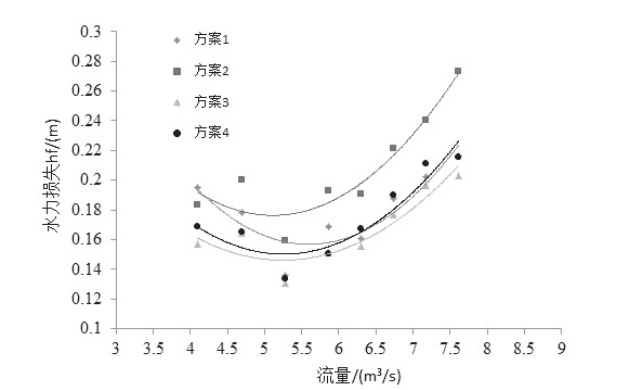


图 10 各方案流道整体水力损失与流量关系曲线

对比 4 个方案数据表发现：各流量条件下，不同型式虹吸式出水流道水力损失主要集中在流道上升段，即驼峰断面前，其数值百分比的均值均达到 80% 以上；流量从 0.7Q 增加到 1.3Q 的过程中，各方案分段水力损失比重的变动范围在 8% ~ 15% 之间；流量从 0.7Q 增加到 1.0Q 的过程中，分段水力损失的比重变动范围在 6% ~ 8% 之间，而当流量从 1.0Q 增加到 1.3Q 的过程中，分段水力损失

要由流道长度以及流道转弯角的大小所决定，且二者相互影响，方案 1 与方案 3 上升段水力损失所占比重大于方案 2、方案 4，其中方案 2 上升段水力损失比重最小。

对比同一个方案，随着流量的逐渐增大，虹吸式出水流道上升段水力损失占流道整体水力损失的比例均呈现逐渐减小的趋势，下降段水力损失占流道整体水力损失的比例呈逐渐增加的趋势。

为了更为方便直观对比不同型式虹吸式出水流道整体水力损失与流量的关系，本文共计算了 8 个流量点，并计算了每个流量点的水力损失大小，图 10 为各方案虹吸式出水流道水力损失与流量的关系曲线。由图 10 可知：当工况从小流量向大流量工况变化的过程中，虹吸式出水流道整体水力损失与流量的关系未呈二次方关系递增，随着流量的增加，流道内水力损失呈先减小后增加的趋势；各方案水力损失存在相对最小值，但水力损失最小值相应的流量点并非最高效率点所对应

的流量值。由图 10 可知方案 3 流道整体水力损失最小, 流量大于设计流量时方案 1、方案 3、方案 4 流道整体水力损失较为接近, 而方案 2 水力损失明显大于其他 3 个方案。可能原因分析: 方案 2 驼峰断面高宽比较大, 受流道边壁约束的影响, 水流在流道上升段得不到充分的扩散, 水流流速较大, 流态相对紊乱, 水力损失变大。

2.1.4 虹吸式轴流泵装置水力性能

轴流泵装置的进口取在图 1 中肘形进水流道入口 A-A 断面, 出口取在图 1 中虹吸式出水流道出口 B-B 断面。泵装置扬程、效率按公式 (5)、(6) 分别计算, 即

$$\eta = \frac{9550 \rho g Q H}{NT} \quad (5)$$

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \quad (6)$$

式中: H 为轴流泵装置扬程; P_1 为肘形进水流道入口总压; P_2 为虹吸式出水流道出口总压; ρ 为流体密度; N 为叶轮转速; T 为叶轮整体的扭矩。

为更加直观分析比较各工况下虹吸式轴流泵装置水力性能以及虹吸式出水流道型式的改变对轴流泵装置水力性能的影响, 本文计算了 8 个流量点, 由计算结果可得泵装置水力性能曲线, 包括 $H \sim Q$ 曲线和 $\eta \sim Q$ 曲线, 如图 11 所示。不同工况点条件下, 各方案扬程、效率随流量的变化趋势基本相同, 其中方案 1、方案 3、方案 4 的性能曲线基本重合, 当流量大于 $0.9Q$ 时, 方案 2 效率相对其他方案有所减小, 差值变化范围在 $0.1\% \sim 1\%$ 之间。在 $0.9Q \sim 1.25Q$ 的流量范围为该泵装置的高效区。

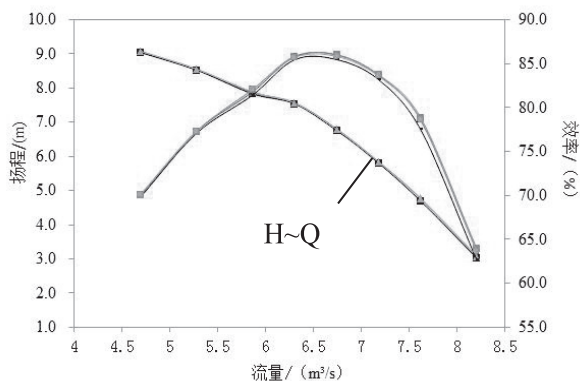


图 11 各方案虹吸式轴流泵装置水力性能曲线

3 结论

(1) 同一工况条件下, 不同型式的虹吸式出水流道内流态存在一定差异, 主要体现在流道上升段, 上升段倾角在一定范围内 ($35^\circ \sim 50^\circ$) 倾角越小, 虹吸式出水流道上升段水流流态越平顺; 不同工况条件下, 由于导叶出口环量的差异, 同一虹吸式出水流道内流态差异较大。

(2) 同一虹吸式出水流道在不同工况条件下, 其驼峰断面轴向速度分布均匀度与速度加权平均角随着流量的变化呈现相同的波动趋势; 随流道上升段倾角的增大 (下降段倾角减小), 驼峰断面速度加权平均角均值呈逐渐减小的趋势, 其变化范围在 $0.1^\circ \sim 2.8^\circ$ 之间, 不同方案的驼峰断面轴向速度分布均匀性较好, 其均值的变化范围较小, 在 $0.1\% \sim 2\%$ 之间。

(3) 虹吸式出水流道内水力损失主要集中在驼峰断面前的流道上升段, 不同型式虹吸式出水流道上升段水力损失占总损失均值均达到 80% 以上; 当流量工况大于设计工况时, 仅改变虹吸式出水流道上升段 (下降段) 倾角对流道水力损失影响较小; 对比同一个方案, 随着流量的逐渐增大, 虹吸式出水流道上升段水力损失占流道整体水力损失的比例均呈现逐渐减小的趋势, 下降段水力损失占流道整体水力损失的比例呈逐渐增加的趋势; 流道整体水力损失与流量未呈二次方关系。驼峰断面高宽比对虹吸式出水流道内水力损失有着较大的影响, 有待进一步研究。

(4) 对于低扬程泵站, 仅改变虹吸式出水流道上升段 (下降段) 倾角对虹吸式轴流泵装置水力性能影响较小。虹吸式出水流道特征断面 (驼峰断面、出口断面) 高宽比的改变对虹吸式出水流道内水力损失、虹吸式轴流泵装置水力性能的影响有待进一步研究。

参考文献:

- [1] 刘超. 水泵及水泵站 [M]. 北京: 科学技术文献出版社, 2003:144-15.
- [2] 中华人民共和国水利部. 泵站设计规范: GB/T 50265-2010 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2011:186-191.
- [3] 陆林广, 杲东彦, 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.
- [4] 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.
- [5] 朱红耕, 袁寿其, 施卫东. 大型泵站虹吸式出水流道水力特性分析[J]. 中国农村水利水电, 2005(7):71-76.
- [6] 杲东彦, 陆林广. 基于 RNG 模型的虹吸式出水流道三维紊流数值模拟[J]. 南京工程学院学报: 自然科学版, 2008, 6(2):22-25.
- [7] 李彦军, 颜红勤, 葛强, 等. 泵站虹吸式出水流道优化设计[J]. 排灌机械, 2008, 26(4):43-47.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] 陈松山, 严登丰, 陆伟刚, 等. 低扬程虹吸流道泵装置起动动态特性数学模型[J]. 流体机械, 2004, 32(6):9-12.
- [12] 杨帆, 刘超, 孙丹丹, 等. 轴流泵装置虹吸式出水流道内流机理数值分析[J]. 农业机械学报, 2015, 06:60-65, 91.
- [13] 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.
- [14] 仇宝云, 刘超, 袁伟声. 大型水泵轴向后导叶叶片出口角对出水流道性能的影响[J]. 机械工程学报, 2000, 36(7):74-77.
- [15] 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流道水力损失的影响[J]. 农业工程学报, 2012, 01:55-60.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] 朱红耕, 袁寿其, 刘厚林, 等. 进水流道对立式混流泵装置能量特性的影响[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2007, 28(1):46-5.
- [19] 成立. 泵站水流运动特性及水力性能数值模拟研究[D]. 南京: 河海大学, 2006.