

轴流泵装置导叶出口水流速度环量对出水水道水力损失的影响

梁金栋, 陆林广*, 徐磊, 陈伟, 王刚

(扬州大学水利科学与工程学院, 扬州 225009)

摘要: 为了定量研究大型泵装置导叶出口水流的速度环量对出水水道水力性能的影响, 提出了泵装置导叶出口断面水流的速度环量定量表示方法和平均角速度的测量方法, 分别采用数值计算和模型试验的方法研究了导叶出口水流的剩余环量对虹吸式出水水道和直管式出水水道水力损失的影响。结果表明: 导叶出口水流的环量对出水水道水力损失的影响较为明显, 存在使出水水道水力损失最小的最优环量, 虹吸式和直管式出水水道的最优环量分别为 0.972 和 1.308 m²/s; 虹吸式出水水道和直管式出水水道最优环量时的水力损失计算值较零环量时的水力损失计算值分别小 0.126 和 0.180 m。研究结果不仅有助于改进低扬程泵装置出水水道的优化水力设计, 同时对改进轴流泵导叶的优化水力设计也有重要意义。
关键词: 泵, 优化, 数值方法, 轴流泵, 导叶出口, 环量, 出水水道, 水力损失

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.01.011

中图分类号: TV131.63; TV136⁺.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-01-0055-06

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水道水力损失的影响[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 55-60.

Liang Jindong, Lu Linguang, Xu Lei, et al. Influence of flow velocity circulation at guide vane outlet of axial-flow pump on hydraulic loss in outlet conduit[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1): 55-60. (in Chinese with English abstract)

0 引言

一般认为轴流泵装置由进水水道、出水水道和泵段等 3 个主要部分组成。若从泵装置各组成部分所起的作用以及对水力设计的要求来看, 泵装置更宜分为进水水道、出水水道、水泵叶轮和导叶等 4 个主要部分组成。它们既紧密联系、相互影响, 又相对独立。进水水道的作用是使水流从前池进入水泵叶轮室的过程中更好的转向和收缩, 提供满足水泵叶轮室进口所要求的水力设计条件。出水水道的作用是为了使水流在流入出水池的过程中更好地转向和扩散, 在尽可能不发生脱流或旋涡的条件下最大限度地回收水流所具有的动能。轴流泵叶轮的作用是通过旋转将能量传递给水流, 使其获得扬程。从叶轮流出的水流仍具有较大的切向流速及速度环量, 设置导叶的目的, 乃是为了调整水流方向、消除水流的速度环量, 将水流的旋转动能转变为压能^[1-3]。从水力设计的角度看, 导叶的进口段承接叶轮来流, 其型线设计需要满足水流平顺地进入导叶的要求; 导叶中间段和出口段的型线设计则需要满足调整水流方向的要求。

在泵装置中, 导叶位于水泵叶轮与出水水道之间, 起着承上启下的作用。“承上”是指导叶承接叶轮出口的水流, “启下”则是指水流经导叶调整后流向出水水道。出水水道承接从导叶流出的水流, 作为出水水道的

进口边界条件, 其流态不可避免地会对出水水道的水力性能产生影响。Kaya D^[4]分别采用轴流泵叶轮 A (4 叶片) 和轴流泵叶轮 B (3 叶片) 在同一试验装置中进行了模型试验。试验目的是在有导叶和无导叶的条件下比较水泵效率的差别。试验结果表明: 在有导叶的条件下, 叶轮 A 和叶轮 B 的水泵效率分别较无导叶的情况高 2% 和 3%。在某轴流泵装置试验中发现, 在叶轮相同而导叶不同的条件下, 泵装置效率最多能相差 3%。李忠等^[5]对设计模型轴流泵在无导叶和有导叶时的外特性进行测试, 结果表明导叶可回收的旋转动能约占叶轮出口总能量的 15.7%。可见导叶的水力设计确实对泵装置性能存在较为明显的影响。

导叶的水力设计对泵装置水力性能的影响是个值得研究的问题。事实上, 从叶轮流出的水流在导叶作用下速度环量已减少很多, 但并未完全消除。一般情况下, 导叶出口的水流都具有一定的剩余速度环量, 并对出水水道的水力损失产生影响。对此已有文献得到初步结论: 液体从导叶中流出来时带有一定的环量, 虽然这部分旋转运动要损失掉, 但能减少扩散管和弯管中的损失; 水流从导叶进入扩散管时, 略微保持点旋转, 在离心力的作用下, 可迫使水流紧贴管壁运动, 这样就可以避免旋涡区的产生或扩大, 从而提高扩散管的水力效率; 对一定形状的出水水道, 流经流量一定时, 并不是无旋流时的水力损失最小^[6]。

目前有关轴流泵装置导叶出口水流的速度环量对出水水道及泵装置水力性能影响的文献资料较少。导叶出口水流的速度环量如何影响出水水道的流态及水力损失? 最优速度环量为多大? 如何表达和测量导叶出口的速度环量? 对这些问题的认识不仅有助于出水水道的优

收稿日期: 2011-05-06 修订日期: 2011-11-06

作者简介: 梁金栋 (1972—), 博士生, 主要从事泵站工程理论及应用研究。扬州 扬州大学水利科学与工程学院, 225009。Email: jdliang@yzu.edu.cn
*通信作者: 陆林广 (1947—), 教授, 博士生导师, 主要从事泵站工程理论及应用研究。扬州 扬州大学水利科学与工程学院, 225009。
Email: yzlug@126.com, Tel: 0514-87979506。

化水力设计,对轴流泵装置导叶的优化水力设计也很有参考价值。由于流道水力损失在低扬程泵装置扬程中所占的比例较大,上述问题的研究解决对于低扬程泵装置具有更为重要的意义。

1 泵装置导叶出口断面水流速度环量的定量表示

1.1 涡通量与速度环量的关系

在轴流泵装置中,由导叶出口进入出水流道的水流是旋转的,其旋转强度可用通过该断面的涡通量 φ 定量表示为^[7]

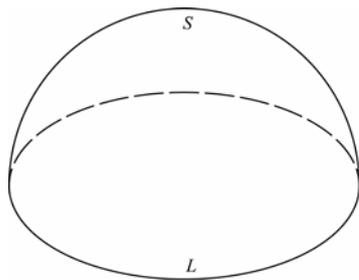
$$\varphi = \int_S \Omega dS \quad (1)$$

式中, Ω 为速度矢量的旋度, $\Omega = \text{rot} \mathbf{v}$, 1/s; \mathbf{v} 为速度矢量, m/s; S 为导叶出口断面, m^2 。

无论是从理论还是从试验的角度讲,对速度的偏导数进行积分都是比较困难的。根据斯托克斯公式,向量场的旋度场通过 L 所张的曲面 S 的通量等于速度矢量 \mathbf{v} 沿有向闭曲线 L 的速度环量^[7],即

$$\int_S \Omega dS = \int_L \mathbf{v} dL \quad (2)$$

式中, L 为曲面 S 的边界(图1)。



注: S 为导叶出口断面, L 是曲面 S 的边界。

图1 涡通量积分域与环量积分边界示意图

Fig.1 Sketch of integral field for vortex flux and integral boundary for circulation

涡通量和速度环量虽然都能表征涡旋强度,但涡通量的被积函数是速度矢量的偏导数,而速度环量的被积函数是速度矢量本身。由此可见,通过速度环量比通过涡通量来研究和表达涡旋运动更为简单。

1.2 轴流泵装置导叶出口水流速度环量的计算式

在图2所示的轴流泵装置中,导叶出口断面形状为圆环形(图3),其外圈边界为导叶体内缘,内圈边界为导叶轮毂体外缘。

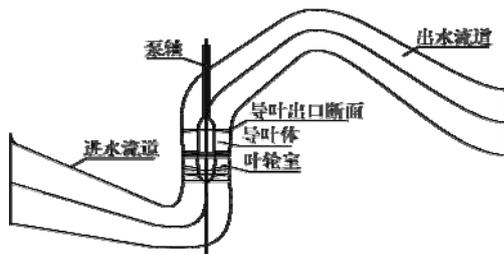


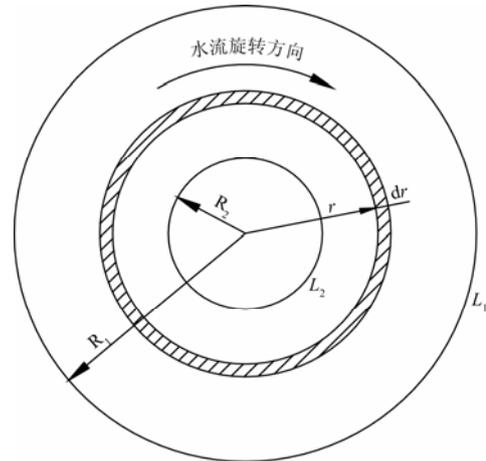
图2 轴流泵装置示意图

Fig.2 Sketch of axial-flow pump system

导叶出口断面水流环量的方向与水泵叶轮旋转方向相同,即从导叶出口看为顺时针方向(图3)。该断面上的环量 Γ 可由(2)式计算

$$\Gamma = \int_L \mathbf{v} dL = \int_L (\mathbf{v}_r + \mathbf{v}_t + \mathbf{v}_a) dL \quad (3)$$

式中, Γ 为导叶出断面的水流速度环量, m^2/s ; \mathbf{v}_r 、 \mathbf{v}_t 、 \mathbf{v}_a 分别表示速度矢量 \mathbf{v} 的径向分量、切向分量和轴向分量, m/s。



注: L_1 和 L_2 分别表示外圈边界和内圈边界; R_1 和 R_2 分别表示外圈边界和内圈边界的半径, m; r 为导叶出口断面某点的半径, m。

图3 导叶出口断面示意图

Fig.3 Figure of the outlet of guide vane

导叶出口断面涡通量的积分域由外圈边界 L_1 和内圈边界 L_2 构成,外圈半径和内圈半径分别为 R_1 和 R_2 。经过简单的推导,可得

$$\Gamma = \int_{L_1} \mathbf{v}_t dL - \int_{L_2} \mathbf{v}_t dL \quad (4)$$

可以看到,导叶出口断面水流的环量决定于该断面内、外圈的切向流速。

1.3 导叶出口断面切向流速分布及平均角速度

在文献[8]介绍的出水流道模型试验装置导叶出口安装了旋浆式微型流速仪,测量了导叶出口水流不同半径处的切向流速。流量为 36.8 L/s 时的导叶出口水流切向流速 v_t 与半径 r 之间的关系为 $v_t = 30.85r - 0.598$,其相关系数达到 99.6%(图4),说明可认为切向流速沿半径线性分布。

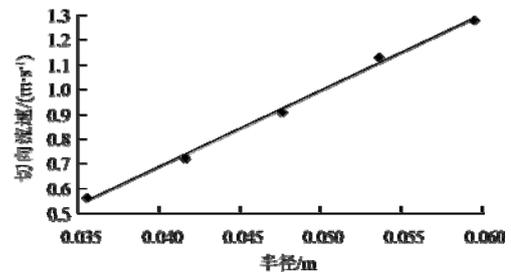


图4 测点切向流速与其半径的关系

Fig.4 Relationship between tangential velocity of measured point and its radius

设 $\bar{\omega}$ 为导叶出口断面水流的平均角速度, rad/s; 则不同半径 r 处水流的切向流速可近似表示为

$$v_t = \bar{\omega}r \quad (5)$$

若取外圈积分路径方向与水流旋转方向相同，则内圈积分路径方向与水流旋转方向相反。根据式 (4) 和式 (5) 可计算导叶出口断面水流所具有的环量

$$\Gamma = \int_{L_1} v_t dL - \int_{L_2} v_t dL = 2\pi\bar{\omega}(R_1^2 - R_2^2) \quad (6)$$

1.4 导叶出口断面水流的平均切向流速和平均涡角

泵装置导叶出口的水流呈螺旋状进入出水水道，其流动形态除与切向流速有关外，同时还与轴向流速有关。为了定量表达导叶出口水流螺旋状的流动形态，本文应用文献[9]关于涡角的概念，涡角的定义为

$$\theta = \tan^{-1} \frac{v_t}{v_a} \quad (7)$$

式中， θ 为涡角，rad； v_t 为切向流速，m/s； v_a 为轴向流速，m/s。

引入平均涡角的概念

$$\bar{\theta} = \tan^{-1} \frac{\bar{v}_t}{\bar{v}_a} \quad (8)$$

式中， $\bar{\theta}$ 为平均涡角，rad； \bar{v}_a 为导叶出口断面平均轴向流速，m/s； $\bar{v}_a = Q/A$ ，m/s； Q 为水泵设计流量，m³/s； A 为导叶出口断面圆环形面积，m²； \bar{v}_t 为平均切向流速，m/s。

设平均切向流速 \bar{v}_t 所对应的平均半径为 \bar{r} ，则导叶出口厚度为 ΔZ 的水体所具有的切向动能 $E_{切}$ 可表示为

$$E_{切} = \frac{\rho}{2} \pi (R_1^2 - R_2^2) \Delta Z \cdot \bar{v}_t^2 = \frac{\rho \Delta Z}{2} \pi \bar{\omega}^2 \bar{r}^2 (R_1^2 - R_2^2) \quad (9)$$

式中， ρ 为水的密度，kg/m³； ΔZ 为水体厚度，m。

另一方面， $E_{切}$ 也可表示为

$$E_{切} = \frac{\rho}{2} \int_{R_2}^{R_1} v_t^2 \cdot 2\pi r dr \cdot \Delta Z = \frac{\rho \pi \Delta Z \bar{\omega}^2}{4} (R_1^4 - R_2^4) \quad (10)$$

由 (9)、(10) 式可得

$$\bar{r} = \sqrt{(R_1^2 + R_2^2)/2} \quad (11)$$

由此即可计算水流的平均切向速度

$$\bar{v}_t = \bar{\omega} \bar{r} \quad (12)$$

2 出水水道三维流动数值计算

某低扬程泵站设计扬程为 4.70 m，单泵设计流量为 25 m³/s，初步设计阶段确定的水泵叶轮直径为 2.65 m。借用该站的有关参数，分别设计了虹吸式出水水道和直管式出水水道^[10-11]，并在导叶出口（即出水水道进口）不同环量的条件下对这两个水道进行了设计流量时水力损失的数值计算。

2.1 出水水道三维流动数值计算数学模型

2.1.1 控制方程

对大型泵站出水水道进行三维湍流流动数值计算的控制方程包括连续性方程、动量方程以及 $k-\epsilon$ 模型中的湍动能 k 和耗散率 ϵ 的输运方程，已有许多文献对此做了描述^[12-14]，本文不再赘述。

2.1.2 计算流场的边界条件

对出水水道水力损失的计算采用了文献[15]所介绍的方法，出水水道计算流场的进口断面设置在距水道进口断面 2 倍直径处，可认为此处水流速度均匀分布，计算流量作为已知条件，故计算流场的进口可采用速度进口边界条件^[16]。与导叶出口水流所具有的剩余环量相对应，在出水水道计算流场的进口预置一定的环量。

出水水道计算流场的出口断面设置在出水池中距出水水道出口足够远处，出口断面为一垂直于水流方向的断面，此处可采用自由出流边界条件^[17]。

在计算流场中，出水池底壁、出水水道边壁及水泵导叶出口的导流帽边壁等均为固壁，其边界条件按固壁定律处理。固壁边界条件的处理对所有固壁处的节点应用了无滑移条件，而对紧靠固壁处节点的紊流特性，则应用了所谓对数式固壁函数处理^[18-19]。

出水池的表面为自由水面，若忽略水面风引起的切应力及与大气层的热交换，则可视作对称平面^[20-21]。

2.2 计算结果及分析

在设计流量下，虹吸式出水水道和直管式出水水道进口水流的环量、进口平均涡角与水力损失的关系分别示于图 5、图 6。

计算结果表明：水道进口水流的环量对出水水道水力损失的影响很大；虹吸式和直管式出水水道均存在使出水水道水力损失最小的最优环量，虹吸式出水水道和直管式出水水道的最优环量分别为 0.986 和 1.315 m²/s；虹吸式和直管式出水水道的最优平均涡角分别为 19.9° 和 25.8°；虹吸式和直管式出水水道最优环量较零环量的水力损失计算值分别小 0.126 和 0.180 m。

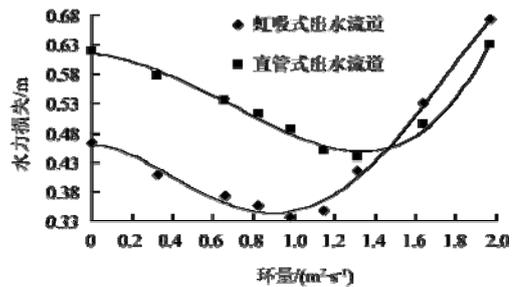


图 5 数值模拟导叶出口水流速度环量与水道水力损失的关系
Fig.5 Relationship between numerical results of the flow velocity circulation at guide vane outlet and hydraulic loss of outlet conduit

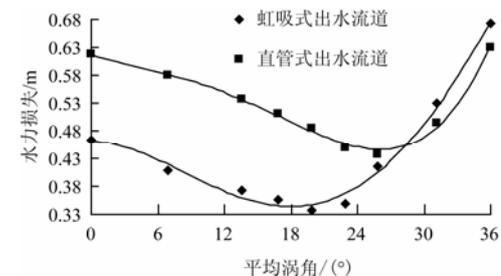


图 6 数值模拟导叶出口水流平均涡角与水道水力损失的关系
Fig.6 Relationship between numerical results of flow average swirl angle at guide vane outlet and hydraulic loss of outlet conduit

对上述现象初步分析如下：当水流进入出水水道时，受流体运动惯性的影响，在水道转弯或扩散角较大处易形成脱流而增加水力损失。若水流具有一定环量，在离心力作用下水流产生趋向水道边壁的运动，则不易产生脱流。同时，由于具有环量的水流是呈螺旋状前进的，它能挟持旋涡区内的液体，阻止旋涡区的扩大。因此，水流的适当旋转可改善出水水道内的水流流态、减少水力损失。但若导叶出口水流的环量过大，则会因水流旋转变能的损失过大而增加水道水力损失。

3 导叶及出水水道模型试验

为验证在不同导叶出口水流环量的条件下出水水道水力损失数值计算的结果，设计了系列试验导叶，测试了不同环量下虹吸式和直管式出水水道的水力损失。

3.1 系列试验导叶设计

在本文研究导叶出口水流的环量对出水水道水力损失影响的试验中，采用了型号为791的轴流泵水力模型，并根据此水力模型的参数设计了可得到不同剩余环量系列试验导叶。

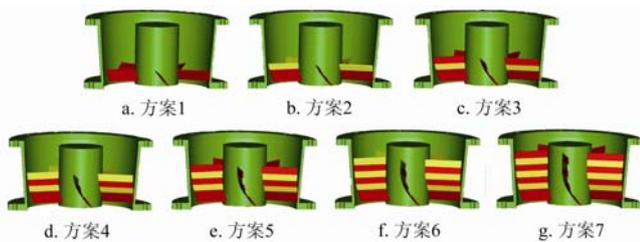
3.1.1 设计思路

在系列试验导叶设计中保持以下3个参数不变：1) 导叶片的片数；2) 导叶片进口边至模型泵转轮叶片出口边之间的距离；3) 导叶片进口角度。

通过改变下列参数改变导叶出口的环量：1) 导叶片长度；2) 导叶片出口角度。

3.1.2 设计方案

系列试验导叶共有7付，依次命名为试验导叶方案1，试验导叶方案2，……，试验导叶方案7。各方案的导叶片依次由1块、2块，……，7块小叶片组成（图7、图8）。



注：方案1~7的导叶片依次由1~7块小叶片组成。

图7 系列试验导叶透视图

Fig.7 Perspectives of experimental guide vane series

由于泵轴从模型泵导叶轮壳体穿过，在轮壳体中布置了轴套，导叶对轮壳体同时还需起支撑作用。为使试验导叶方案1也能满足对轮壳体支撑的要求，第一块小叶片的长度相对较大。该方案导叶叶片进口与出口的方向相同，基本不改变从叶轮出口进入导叶水流的方向，故其出口水流的环量为最大。

试验导叶方案2在方案1的基础上增加一块小叶片，增加的小叶片与第一块小叶片的夹角稍向泵轴中心线方向偏斜（图8）。其它各方案导叶片的构成依此类推，分别在前一个方案的基础上增加一个小叶片，并逐步减小导叶出口角度。试验导叶方案5的最后一块小叶片与泵

轴中心线平行。为了得到更小的环量，试验导叶方案6和试验导叶方案7在试验导叶方案5的基础上分别再增加1块和2块与泵轴中心线平行的叶片。

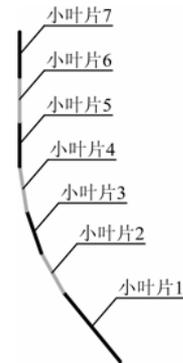


图8 系列试验导叶片的构成

Fig.8 Structure of the series experimental guide vane

3.2 模型试验装置

3.2.1 出水水道模型试验装置

采用文献[8]介绍的出水水道模型试验装置进行导叶出口环量对出水水道水力损失影响的试验。模型泵的导叶可以更换，通过更换不同的系列试验导叶方案以得到不同的导叶出口剩余环量。

3.2.2 测试设备

1) 流量测量

流量测量采用上海光华仪表厂生产的电磁流量计，流量测量的不确定度为±0.5%。

2) 静压差测量

出水水道进、出口的静压采用测压管测量。出水水道进口的测压断面设在直圆管上，该测压断面匀布8个取压管，经匀压管匀压后接至测压管。

3) 平均角速度的测量

导叶出口水流的环量与其平均角速度密切相关，为此，设计了可测量导叶出口水流平均角速度的旋度计^[7]。旋度计由4只平直叶片组成，叶片与管道轴线平行。在切向流速的作用下，旋度计的叶片与水流同步旋转，其旋转速度即为平均角速度。在旋度计叶片的侧面贴有薄金属片，同时在直圆管管壁上相应位置安装有光电传感器。光束由该传感器发出，当装有金属片的旋度计叶片旋转经过至传感器时即将光束反射回传感器，根据单位时间内所产生的光脉冲数便可测量水流的平均角速度。

3.3 试验准则及方法

由于出水水道为压力管道，且水道内的雷诺数 R_e 达到阻力平方区，适宜采用欧拉相似准则

$$\frac{\lambda_{ap}}{\lambda_p \lambda_v^2} = 1 \quad (13)$$

式中， λ_{ap} 为原型、模型压力比； λ_p 为原型、模型密度比； λ_v 为原型、模型速度比。

由于模型与原型的流体相同， $\lambda_p = 1$ ，故

$$\lambda_{ap} = \lambda_v^2 \quad (14)$$

为了获得较高的试验精度，取模型试验流速与原型

流速相等，即

$$\lambda_v=1 \quad (15)$$

在等流速试验的条件下，原型、模型之间水道水力损失和流量的换算关系分别为

$$\lambda_{\Delta p}=1 \quad (16)$$

$$\lambda_Q=\lambda_L^2 \quad (17)$$

式中， λ_Q 为原型、模型流量比； λ_L 为原型、模型尺寸比。

在等流速试验的条件下，导叶出口水流速度环量原型、模型之间的换算关系为

$$\lambda_\tau = \frac{\Gamma_p}{\Gamma_m} = \frac{2\pi\omega_p(R_{1p}^2 - R_{2p}^2)}{2\pi\omega_m(R_{1m}^2 - R_{2m}^2)} = \lambda_L \quad (18)$$

式中， λ_τ 为原、模型环量比；下标 p 和 m 分别表示原型和模型。

出水水道的水力损失 Δh 可由下式计算

$$\Delta h = (H_j - H_c) + \frac{1}{2g}(v_j^2 - v_c^2) - \Delta h_{zg} \quad (19)$$

式中， $H_j - H_c$ 为出水水道进、出口测压断面静压差，m； v_j 为出水水道进口平均流速，m/s； v_c 为出水池平均流速，m/s； Δh_{zg} 为出水水道进口测压断面至出水水道进口断面之间短直管的沿程水力损失，m，由于管道内的流动在阻力平方区，沿程水头损失系数按尼库拉兹经验公式计算。

3.4 试验结果及分析

设计流量条件下，虹吸式和直管式出水水道进口水流的环量、平均涡角与水道水力损失的关系分别示于图 9、图 10。

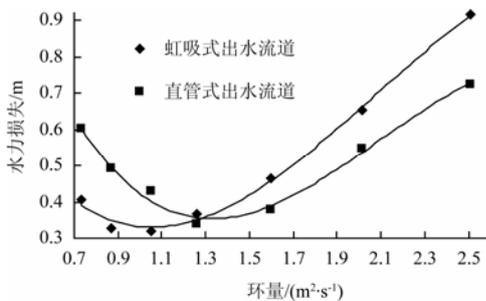


图 9 试验量测导叶出口水流速度环量与水道水力损失的关系

Fig.9 Relationship between test results of flow velocity circulation at guide vane outlet and hydraulic loss of outlet conduit

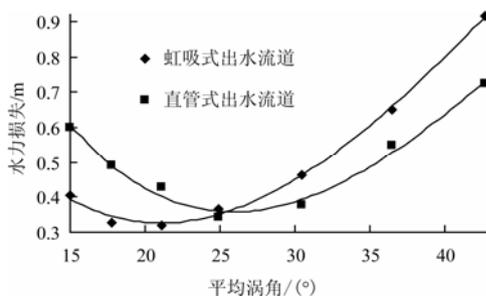


图 10 试验量测平均涡角与水道水力损失的关系

Fig.10 Relationship between test results of average swirl angle and hydraulic loss of outlet conduit

根据图 8 和图 9 所示的试验结果，在本文所研究的泵装置中，虹吸式出水水道和直管式出水水道的最优环量分别为 0.972 和 1.308 m²/s，虹吸式出水水道和直管式出水水道的最优平均涡角分别为 20.8° 和 25.2°。这一试验结果与数值模拟结果基本一致。

4 结 论

1) 导叶出口水流速度环量对出水水道的水力性能影响较大，虹吸式出水水道和直管式出水水道最优环量较零环量的水力损失计算值分别小 0.126 和 0.180 m；

2) 存在使得出水水道水力损失最小的最优导叶出口水流速度环量，虹吸式出水水道和直管式出水水道的最优环量试验值分别为 0.972 和 1.308 m²/s；

3) 最优导叶出口水流速度环量及水道水力损失的数值计算结果与模型试验结果基本吻合；

4) 本文研究结果对于改进大型低扬程泵装置出水水道和轴流泵导叶的优化水力设计具有重要参考价值。

[参 考 文 献]

[1] 刘建瑞, 施卫东, 孔繁余, 等. 导叶涡壳组合式双级泵的研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(9): 80-84.
Liu Jianrui, Shi Weidong, Kong Fanyu, et al. Research of double-stage pump combined with diffuser and volute[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(9): 80-84. (in Chinese with English abstract)

[2] 胡健, 黄胜, 王培生. 加导叶轴流泵水动力特性研究[J]. 水力发电学报, 2008, 27(1): 32-36.
Hu Jian, Huang Sheng, Wang Peisheng. Research on hydrodynamic characteristics of axial waterjet pump with guide vane[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2008, 27(1): 32-36. (in Chinese with English abstract)

[3] 关醒凡. 轴流泵和斜流泵[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2009: 32-36.

[4] Kaya D. Experimental study on regaining the tangential velocity energy of axial flow pump[J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44(11): 1817-1829.

[5] 李忠, 杨敏官, 王晓坤. 导叶对轴流泵性能影响的试验[J]. 排灌机械, 2009, 27(1): 15-18.
Li Zhong, Yang Minguan, Wang Xiaokun. Experimental study of guide vane influence on performance of axial-flow pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(1): 15-18. (in Chinese with English abstract)

[6] 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水道性能的影响[J]. 机械工程学报, 2000, 36(7): 74-77.
Qiu Baoyun, Liu Chao, Yuan Weisheng. Influence of blade outlet angle of axial outlet diffuser of large pump on performance of its discharge passage[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(7): 74-77. (in Chinese with English abstract)

[7] 吴望一. 流体力学[M]. 北京: 北京大学出版社, 2006: 124-125.

[8] 陆林广, 吴开平, 冷豫, 等. 泵站出水水道模型水力损失的测试[J]. 排灌机械, 2005, 23(5): 23-26.

- Lu Linguang, Wu Kaiping, Leng Yu, et al. Measurement for hydraulic loss of outlet conduit of pumping station[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2005, 23(5): 23–26. (in Chinese with English abstract)
- [9] American hydraulic institute, ANSI/III 9.8-1998, American national standard for pump intake design[S]. 1998.
- [10] 陆林广, 杲东彦, 祝捷. 大型泵站虹吸式出水水道优化水力设计[J]. *农业机械学报*, 2005, 36(4): 60–63.
Lu Linguang, Gao Dongyan, Zhu Jie. Optimum hydraulic design of siphon outlet in large pumping stations[J]. *Journal of Agricultural Machinery*, 2005, 36(4): 60–63. (in Chinese with English abstract)
- [11] 陆林广, 吴开平, 冷豫, 等. 大型低扬程泵站直管式出水水道优化水力设计[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(8): 196–198.
Lu Linguang, Wu Kaiping, Leng Yu, et al. Optimum hydraulic design of straight outlet conduit in large low head pumping stations[J]. *Journal of Agricultural Machinery*, 2007, 38(8): 196–198. (in Chinese with English abstract)
- [12] 马福喜, 王金瑞. 三维水流数值模拟[J]. *水利学报*, 1996, 27(8): 39–44.
Ma Fuxi, Wang Jinrui. 3-D flow numerical simulation[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 1996, 27(8): 39–44. (in Chinese with English abstract)
- [13] 丛国辉, 王福军. 湍流模型在泵站进水池漩涡模拟中的适用性研究[J]. *农业工程学报*, 2008, 24(6): 31–35.
Cong Guohui, Wang Fujun. Applicability of turbulence models in numerical simulation of vortex flow in pump sump [J]. *Transactions of the CSAE*, 2008, 24(6): 31–35. (in Chinese with English abstract)
- [14] Blazek J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications(Second Edition)*[M]. Oxford: Elsevier Ltd, 2005: 8–10, 243–246.
- [15] 陆林广, 刘军, 梁金栋, 等. 大型泵站出水水道三维流动及水力损失数值计算[J]. *排灌机械*, 2008, 26(3): 51–54.
Lu Linguang, Liu Jun, Liang Jindong, et al. Numerical simulation of 3D turbulent flow and hydraulic loss in outlet conduit of large pumping station[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(3): 51–54. (in Chinese with English abstract)
- [16] 赵斌娟, 袁寿其, 陈汇龙. 基于滑移网格研究双流道泵内非正常流动特性[J]. *农业工程学报*, 2009, 25(6): 115–120.
Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Chen Huilong. Unsteady flow characteristics in double-channel pumps based on sliding mesh[J]. *Transactions of the CSAE*, 2009, 25(6): 115–120. (in Chinese with English abstract)
- [17] 王福军. *计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用*[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 148–150.
- [18] Muggii F A, Eisele K, Casey M V. Flow analysis in a pump diffuser—Part 2: validation and limitations of CFD for diffuser flows[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1997, 119(12): 978–984.
- [19] Muggli F A, Holbein P. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(9): 798–802.
- [20] 周岭, 施卫东, 陆伟刚. 基于数值模拟的深井离心泵导叶性能分析[J]. *农业工程学报*, 2011, 27(9): 38–42.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang. Performance analysis on deep-well centrifugal pump guide vanes based on numerical simulation[J]. *Transactions of the CSAE*, 2011, 27(9): 38–42. (in Chinese with English abstract)
- [21] Constantinescu G S, Patel V C. Numerical model for simulation of pump-intake flow and vortices[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2007, 133(2): 123–134.

Influence of flow velocity circulation at guide vane outlet of axial-flow pump on hydraulic loss in outlet conduit

Liang Jindong, Lu Linguang, Xu Lei, Chen Wei, Wang Gang

(College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

Abstract: In order to study influence of the velocity circulation at the guide vane outlet on the hydraulic performance of outlet conduit for a large pump system quantitatively, the methods to calculate velocity circulation and to measure the average angular velocity for the flow at the guide vane outlet of the pump system were put forward, the influence of circulation on the hydraulic losses of both siphon and straight outlet conduit were studied numerically and experimentally. The results indicated that the hydraulic loss of the outlet conduit was obviously influenced by the circulation at the guide vane outlet. There was an optimum circulation for the hydraulic loss of the outlet conduit to be minimized, the optimum circulation for siphon and straight outlet conduit was 0.972 and 1.308 m²/s respectively. The hydraulic losses calculated of the siphon and straight conduit under the condition of the optimal circulation were respectively lower 0.126 and 0.180 m than those under the condition of zero circulation. This study above could be helpful to optimal hydraulic design both for outlet conduit and guide vane of an axial-flow pump.

Key words: pumps, optimization, numerical methods, axial-flow pump, guide vane outlet, circulation, outlet conduit, hydraulic loss