

流量与环量对低扬程泵装置流道 水头损失的交叉影响*

陆伟刚, 董雷, 王兆飞, 陆林广

(扬州大学水利科学与工程学院,江苏扬州225009)

摘要: 流道水头损失与流量及环量之间的关系,是低扬程泵装置水力设计理论中对提高其水力性能的研究具有较大影响的重要问题.低扬程泵装置水泵导叶出口水流所具有的速度环量使上述关系变得复杂起来,需全面认识.研究表明:在无环量的条件下,进、出水流道水头损失与流量平方成正比;在 Reynolds 数达到阻力平方区要求的条件下,在一定转速范围内,对于不同转速下运行时的相似工况,流道水头损失与流量平方成正比,表现为泵装置效率保持不变;低扬程泵装置中设计流量时的出水流道水头损失决定于导叶出口水流的速度环量,两者之间的关系为一开口向上的曲线,存在最优环量;在低扬程泵装置变工况运行的条件下,出水流道水头损失受流量和环量的交叉影响,在水泵正常运行工况范围内,流道水头损失与流量之间呈现出接近于线性的关系,其机理有待进一步深入研究.

关键词: 流量; 环量; 低扬程; 泵装置; 流道; 水头损失

中图分类号: TV136⁺.2;TV675 **文献标志码:** A

DOI: 10.3879/j.issn.1000-0887.2012.12.005

引言

大型泵装置进、出水流道的水头损失与所通过的流量之间存在什么样的关系?是否受到环量的影响?从水力学的观点看,包括沿程损失和局部损失在内的流道水头损失与流量的平方成正比^[1].但对于低扬程泵装置,问题没有这样简单.由于水泵导叶出口的水流具有一定的速度环量,水流呈螺旋状进入出水流道.水流的旋转使这个原本简单、明确的问题变得复杂起来.同时,又由于低扬程泵装置进水流道的出口断面(即水泵叶轮室的进口断面)和出水流道的进口断面(即水泵导叶体的出口断面)不符合水力学总流方程对取压断面应为渐变流断面的条件^[1],因此很难通过装置模型试验的方法对这一关系进行直接的检验,导致对此问题至今还没有明确的认识.

流道水头损失与流量及环量之间的关系是低扬程泵装置水力设计理论中一个非常重要的问题,对提高低扬程泵装置水力性能的研究具有较大影响,有必要对其进行较为全面和深入的研究.

* 收稿日期: 2012-08-04; 修订日期: 2012-11-03

作者简介: 陆伟刚(1964—),男,江苏苏州人,副教授,博士(联系人. E-mail:wglu@yzu.edu.cn).

1 无环量条件下的流道水头损失

1.1 进水流道水头损失模型试验

为准确测试进水流道水头损失,设计了专用模型试验装置^[2-3],图1所示为南水北调东线工程长沟站立式轴流泵装置肘形进水流道、邳州站前置竖井贯流泵装置进水流道和江苏省通榆河北送水工程灌北泵站潜水贯流泵装置进水流道水头损失的测试结果,图中 Δh_j 为进水流道水头损失.对轴流泵叶轮室进口前流态的专题研究结果表明:在正常运行范围内,轴流泵叶轮的旋转运动对叶轮室进口(即进水流道出口)附近基本没有所谓“预旋”的影响^[4].所以,对轴流泵装置中进水流道水头损失的测试没有受环量的影响.

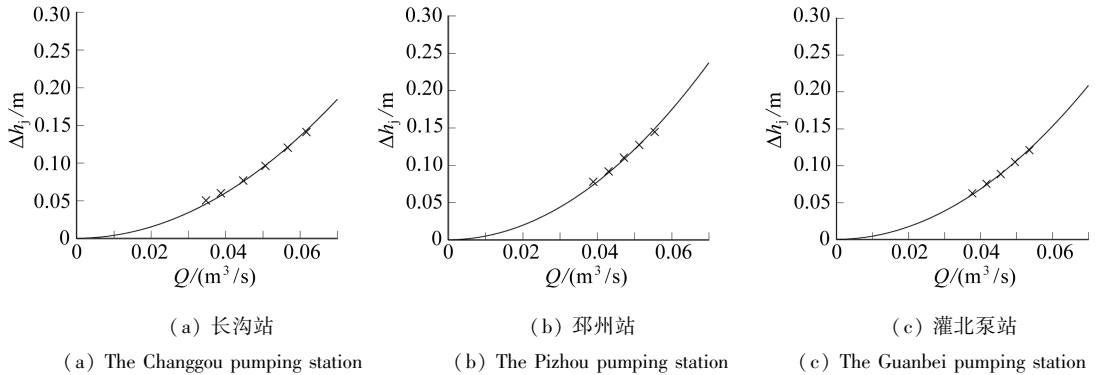


图1 3个站进水流道水头损失模型试验结果

Fig. 1 Model test results of the head loss of the inlet conduits in three pumping stations

由上述3种类型进水流道水头损失模型试验结果可以看到:进水流道水头损失与流量的平方成正比.

1.2 拆除水泵叶轮及导叶的全流道水头损失模型试验

1.2.1 全流道水头损失模型试验

在南水北调东线工程长沟站、邓楼站立式轴流泵装置和邳州站竖井式贯流泵装置的进、出水流道优化水力设计研究期间,借助于中水北方勘测设计研究有限责任公司工程技术研究院水力机械通用试验台,进行了这3个站的泵装置模型试验,其中还进行了包括进水流道和出水流道在内的全流道水头损失模型试验研究^[5-7].

在进行包括进水流道和出水流道在内的全流道水头损失试验时,拆除泵装置模型泵叶轮、导叶和轴系.全流道进、出口断面的测压点分别位于进、出水箱上,与泵装置扬程测压点位置相同.由于拆除了水泵叶轮及导叶,全流道水头损失模型试验是在没有环量的条件下进行的.

1.2.2 试验结果

试验得到的上述3个站泵装置全流道水头损失 Δh_q 与流量 Q 的关系曲线示于图2.可以看到:全流道的水头损失基本上与流量平方成正比.

2 相似工况下的流道水头损失

2.1 不同试验转速下泵装置效率的比较

在南水北调东线工程长沟站、邓楼站立式轴流泵装置和邳州站竖井式贯流泵装置模型试验研究期间,还进行了这3个站的不同试验转速下装置效率 η_{sys} 的比较试验.

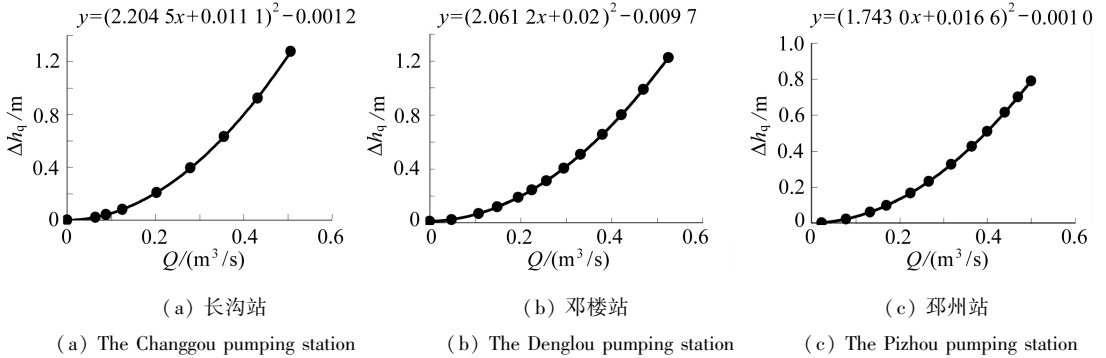


图2 3个站泵装置全流道水头损失与流量关系曲线模型试验结果

Fig. 2 Model test results of the relationship between the whole conduit head loss and the discharge in three pump systems

2.1.1 长沟站不同转速装置效率的试验结果

在长沟站水泵装置模型试验研究期间,分别在

$$n_0 = 1450 \text{ r/min}, n_1 = 1400 \text{ r/min}(0.966n_0), n_2 = 1300 \text{ r/min}(0.897n_0)$$

等3个转速下对ZL-2009-01泵装置模型进行了叶片安放角为 0° 的泵装置效率 η_{sys} 的比较试验^[5].3个试验转速时的Reynolds数分别为 6.8×10^6 , 6.5×10^6 和 6.1×10^6 .

图3所示的长沟站泵装置模型试验结果可以看到:3个转速试验下的泵装置效率基本相同.

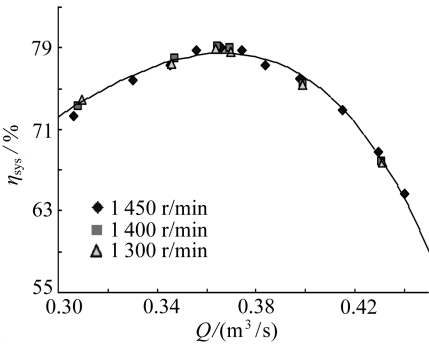


图3 长沟站泵装置效率变速试验曲线

Fig. 3 Test curve of Changgou pump system efficiency for variable rotational speeds

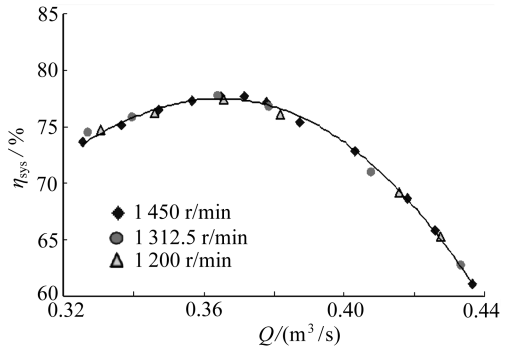


图4 邓楼站泵装置效率变速试验曲线

Fig. 4 Test curve of Denglou pump system efficiency for variable rotational speeds

2.1.2 邓楼站不同转速装置效率的试验结果

在邓楼站水泵装置模型试验期间,分别在 $n_0 = 1450 \text{ r/min}$, $n_1 = 1312.5 \text{ r/min}(0.905n_0)$

和 $n_2 = 1200 \text{ r/min}(0.828n_0)$ 等3个转速下进行了叶片安放角为 0° 的泵装置效率 η_{sys} 的比较试验(图4)^[6].3个试验转速时的Reynolds数分别为 6.8×10^6 , 6.1×10^6 和 5.6×10^6 .

图4所示的邓楼站泵装置模型试验结果可以看到:3个转速试验下的泵装置效率基本相同.

2.1.3 邳州站不同转速装置效率的试验结果

在邳州站竖井贯流水泵装置模型试验研究期间,对GL-2010-01泵装置模型进行了不同试

验转速的泵装置效率 η_{sys} 的比较试验,其中在叶片安放角为 0° 时进行了 $n_0 = 1450 \text{ r/min}$, $n_1 = 1400 \text{ r/min}(0.966n_0)$, $n_2 = 1300 \text{ r/min}(0.897n_0)$ 和 $n_3 = 1250 \text{ r/min}(0.862n_0)$ 等4个转速的试验(图5)^[7],在叶片安放角为 -2° 时进行了 $n_0 = 1450 \text{ r/min}$ 和 $n_1 = 1072 \text{ r/min}(0.739n_0)$ 等

2个转速的试验(图6)^[7].叶片安放角为 0° 时,4个试验转速时的 Reynolds 数分别为 6.8×10^6 , 6.5×10^6 , 6.1×10^6 和 5.8×10^6 ;叶片安放角为 -2° 时,2个试验转速时的 Reynolds 数分别为 6.8×10^6 和 5.0×10^6 .

图5和图6所示的邳州站泵装置模型试验结果可以看到:在不同转速和不同叶片角度的条件下,泵装置效率基本相同.

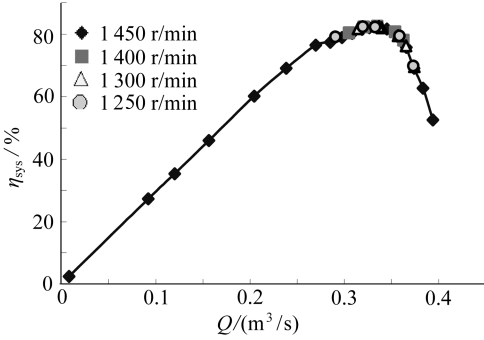


图5 邳州站泵装置效率变速试验曲线(0°)

Fig. 5 Test curve of Pizhou pump system efficiency for variable rotational speeds(0°)

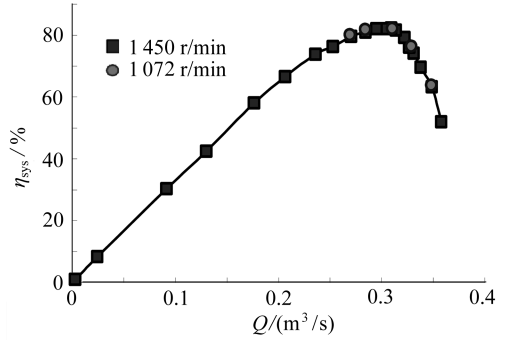


图6 邳州站泵装置效率变速试验曲线(-2°)

Fig. 6 Test curve of Pizhou pump system efficiency for variable rotational speeds(-2°)

2.2 不同转速下泵装置效率试验结果分析

上述3个泵站不同试验转速下的泵装置效率试验结果表明:在 Reynolds 数达到阻力平方区要求的条件下,在一定转速范围内,对于泵装置在不同转速下运行时的相似工况,其装置效率保持不变.为便于分析其中的原因,设工况1和工况2为某泵装置在一定范围内两个不同转速的相似工况,工况1时的泵装置参数为:水泵转速 n_1 、水泵扬程 H_{n_1} 、水泵轴功率 P_{n_1} 、流量 Q_{n_1} 、流道水头损失 Δh_{n_1} 、泵装置效率 η_{n_1} ,工况2时的泵装置参数为:水泵转速 n_2 、水泵扬程 H_{n_2} 、水泵轴功率 P_{n_2} 、流量 Q_{n_2} 、流道水头损失 Δh_{n_2} 、泵装置效率 η_{n_2} .

泵装置效率的表达式为

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{\rho g Q (H - \Delta h)}{P}, \quad (1)$$

式中, η_{sys} 为泵装置效率(%); ρ 为密度(kg/m^3); g 为重力加速度(m/s^2); Q 为流量(m^3/s); H 为扬程(m); Δh 为流道水头损失(m); P 为轴功率(kW).

在一定转速范围内,若对于泵装置的两个不同试验转速 n_1 和 n_2 有

$$\eta_{n_1} = \eta_{n_2}, \quad (2)$$

则

$$\frac{\rho g Q_{n_1} (H_{n_1} - \Delta h_{n_1})}{P_{n_1}} = \frac{\rho g Q_{n_2} (H_{n_2} - \Delta h_{n_2})}{P_{n_2}}. \quad (3)$$

整理上式,得

$$\frac{Q_{n_1} P_{n_2}}{Q_{n_2} P_{n_1}} = \frac{H_{n_2} - \Delta h_{n_2}}{H_{n_1} - \Delta h_{n_1}}. \quad (4)$$

根据叶片泵比例律,可得

$$\text{式(4)左边} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right) \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (5)$$

$$\text{式(4)右边} = \frac{H_{n_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 - \Delta h_{n_2}}{H_{n_1} - \Delta h_{n_1}}. \quad (6)$$

由式(5)和式(6)得

$$H_{n_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 - \Delta h_{n_2} = H_{n_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 - \Delta h_{n_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2. \quad (7)$$

整理上式,可得

$$\frac{\Delta h_{n_1}}{\Delta h_{n_2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2. \quad (8)$$

式(8)表明:对于一定转速范围内的相似工况,若泵装置效率保持不变,则说明该泵装置的流道水头损失与流量的平方成正比。

泵装置效率试验转速可在一定范围内变化,若 n_0 为额定试验转速,则转速变化范围一般为 $(1.2 \sim 0.8) n_0$ [8]。

3 设计流量时环量对出水水道水头损失的影响

低扬程泵装置导叶出口水流具有一定的速度环量,因此,水流是呈螺旋状进入出水流道的。为了探讨环量对出水水道水头损失的影响,在南水北调皂河二站出水水道优化水力设计研究过程中,进行了设计工况下环量对出水水道水头损失影响的研究。该站设计扬程为 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。分别设计了虹吸式出水水道和低驼峰式出水水道,在保持设计流量不变和导叶出口水流具有不同环量的条件下,对这两个水道进行了水头损失模型试验。该项试验的装置、方法及测量设备等详情见文献[9],本文仅介绍试验结果,并对其作初步分析。

3.1 导叶出口断面水流的平均切向流速和平均涡角

轴流泵装置导叶出口断面的水流呈螺旋状进入出水水道,其流动形态决定于轴向流速和切向流速。为了定量表达导叶出口水流螺旋状的流动形态,本文借用了文献[10]关于涡角的概念。平均涡角的定义为(图7)

$$\bar{\theta} = \arctan \frac{\bar{v}_t}{\bar{v}_a}, \quad (9)$$

式中, \bar{v}_a 为导叶出口断面的平均轴向流速(m/s);

\bar{v}_t 为导叶出口断面的平均切向流速(m/s)。

导叶出口断面平均切向流速的测量方法已在文献[11]中作了具体介绍。

3.2 试验结果

由模型试验得到的设计流量时虹吸式和低驼峰式出水水道进口水流的平均速度环量 $\bar{\Gamma}$ 、平均涡角 $\bar{\theta}$ 与出水水道水头损

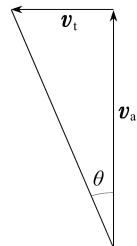


图7 涡角的意义

Fig. 7 The meaning of swirl angle

失 Δh_c 的关系分别示于图 8 和图 9。根据上述试验结果,在本文所研究的泵装置中,虹吸式出水水道和低驼峰式出水水道设计流量时的最优环量分别为 $0.972 \text{ m}^2/\text{s}$ 和 $1.308 \text{ m}^2/\text{s}$,最优平均涡角分别为 20.8° 和 25.2° 。叶轮出口水流的速度环量为 $2.508 \text{ m}^2/\text{s}$,以其为基准,虹吸式出水水道和低驼峰式出水水道最优环量的相对值分别为 0.387 和 0.522 。

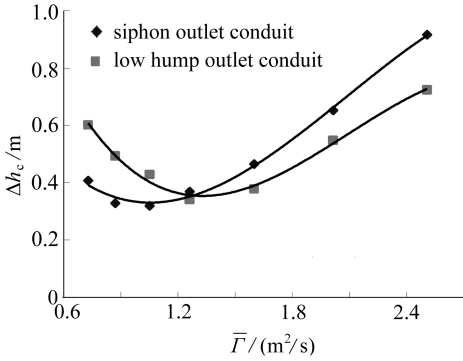


图 8 平均速度环量与水道水头损失的关系

Fig. 8 The relationship between the average velocity circulation and the head loss

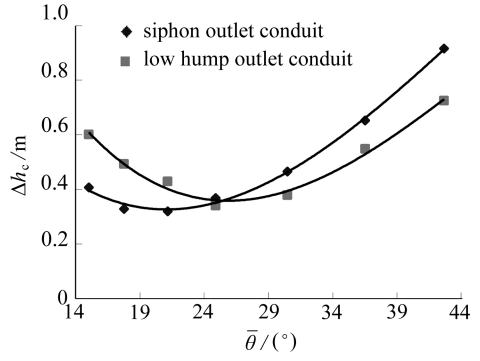


图 9 平均涡角与水道水头损失的关系

Fig. 9 The relationship between the average swirl angle and the head loss

试验结果表明:1) 环量对出水水道的水头损失具有较大影响;2) 在保持设计流量一定的条件下,环量与出水水道水头损失之间的关系为一开口向上的三次曲线,具有最优环量。

3.3 对试验结果的初步分析

为便于对上述试验结果进行分析,对皂河二站初设阶段的虹吸式和低驼峰式出水水道内的流态进行了三维湍流流动数值模拟,其结果与水道模型试验中观察到的流态基本一致。

三维湍流流动数值模拟方法已在水泵、水轮机和泵装置及进出水道等水力机械研究中得到了广泛的应用^[12-16]。本文运用 Fluent 软件对出水水道进行了基于 Reynolds 时均 N-S 方程和标准 $k-\epsilon$ 湍流模型^[17]的三维流动数值模拟。出水水道计算流场的进口采用速度进口边界条件并设置一定的环量,计算流场的出口采用自由出流边界条件,水道边壁等固壁边界采用无滑移边界条件^[18],出水池水面视为对称平面处理^[18]。

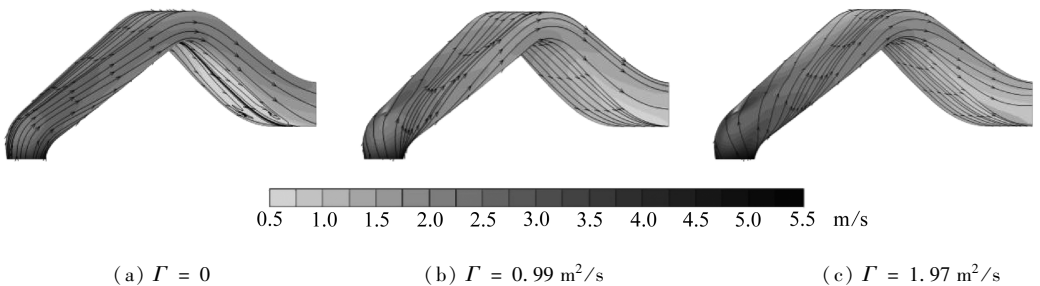


图 10 环量对虹吸式出水水道内流态的影响

Fig. 10 The influence of the circulation on flow pattern in the siphon outlet conduit

根据两种型式出水水道三维湍流流动数值模拟结果,可对上述试验结果进行初步分析。受流体运动惯性的影响,水流易在水道转弯较急及扩散角较大处脱流并形成旋涡,导致水头损失增加。具有一定环量的水流呈螺旋状进入出水水道,在离心力作用下产生趋向于水道边壁的运动。

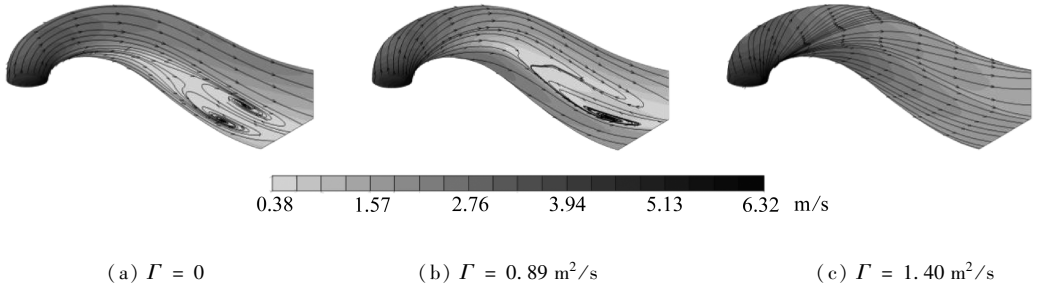


图 11 环量对低驼峰式出水水道内的流态的影响

Fig. 11 The influence of the circulation on flow pattern in the low hump outlet conduit

动^[19]. 这种运动能挟持旋涡区内的水流流动, 阻止旋涡区的发生或扩大, 因而能改善水道内流态、减少水道水头损失. 图 10 和图 11 分别给出了虹吸式出水水道和低驼峰式出水水道的进口水流具有不同环量时的流态. 可以看到: 当进口水流具有一定环量时, 两种型式出水水道内的流态都得到较明显的改善, 水道下降段底部区域的旋涡基本消除. 环量愈大, 改善流态的作用愈大. 另一方面, 导叶出口水流所具有的速度环量会造成切向动能损失, 环量愈大, 切向动能损失愈大. 当水流环量所导致的切向动能损失小于因该环量改善流态所减少的水道水头损失时, 环量的影响表现为水道水头损失的减少; 反之, 环量的影响则表现为水道水头损失的增加.

4 非设计工况下流量与环量对出水水道水头损失的交叉影响

由以上研究结果可以看到, 流量和环量是影响泵装置出水水道水头损失的两大因素. 泵装置的实际运行常有一定的变化范围, 在非设计工况, 水泵流量和导叶出口速度环量均有较大变动. 本文设计了专用模型试验装置, 对非设计工况出水水道的水头损失进行了试验研究.

4.1 模型试验装置

4.1.1 试验装置的组成

轴流泵装置变工况出水水道水力特性模型试验装置为一立式循环系统(图 12). 出水水道的进口与等直径的直圆管相接, 流场进口侧的测压断面设在距出水水道进口断面 2 倍圆管直径处, 以保证过水断面为渐变流断面; 流场出口侧的测压断面设在出水池内, 距出水水道出口有一定距离, 可以保证流场出口测压断面为渐变流断面. 由叶轮直径为 150 mm 的模型泵供水, 另设 1 台口径为 200 mm 的辅助泵, 在辅助泵进口与出水池之间设闸阀 1 台.

4.1.2 试验方法

试验中, 模型泵的转速保持不变. 试验工况的改变采取两种方式: 1) 改变辅助泵的转速, 用于调节试验流量(主要用于大流量工况); 2) 改变闸阀开度, 用于调节管路阻力(主要用于小流量工况). 本项试验的流量调节范围可达到 $(0.031 \sim 0.083) \text{ m}^3/\text{s}$, 约为模型泵设计流量 Q_0 的 $(0.4 \sim 1.2)$ 倍. 流量测量采用电磁流量计.

在模型泵导叶体的出口安装旋度计, 用于测量该断面水流的平均角速度及速度环量^[11].

4.1.3 试验方案及试验内容

本项试验对皂河二站初步设计阶段的虹吸式出水水道和低驼峰式出水水道两个方案进行了试验. 试验内容包括: 不同工况下出水水道水头损失与流量的关系; 不同工况下导叶出口环量与流量的关系.

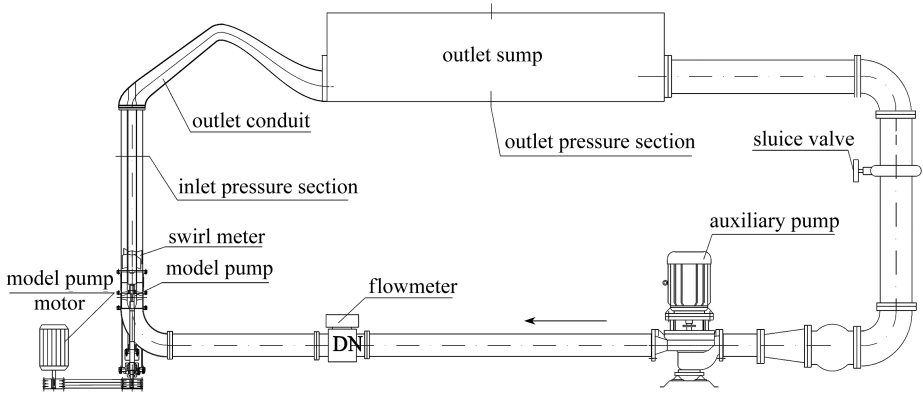


图 12 轴流泵装置变工况出水水道水力特性模型试验装置

Fig. 12 Model test device for the hydraulic performance of outlet conduit at variable working conditions

4.2 试验结果

试验得到的不同工况下虹吸式及低驼峰式出水水道水头损失与流量的关系、导叶出口平均速度环量与流量的关系和平均涡角与流量之间的关系分别示于图 13、图 14 和图 15。

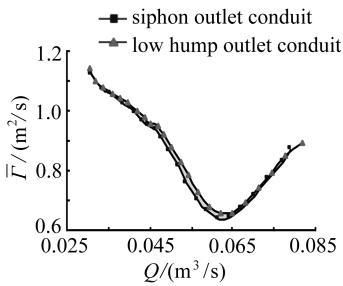


图 13 平均速度环量与流量关系曲线

Fig. 13 The relationship between average velocity circulation and discharge

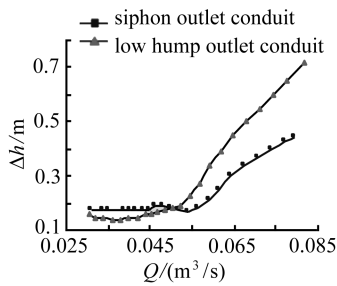


图 14 水头损失与流量关系曲线

Fig. 14 The relationship between head loss and discharge

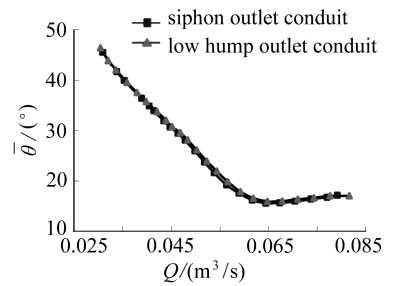


图 15 平均涡角与流量关系曲线

Fig. 15 The relationship between average swirl angle and discharge

4.3 流量和环量对出水水道水头损失的交叉影响

由试验结果可以看到泵装置变工况条件下,出水水道水头损失、流量和环量之间的关系:

1) 图 13 所示的试验结果表明水泵导叶体出口速度环量与流量之间存在着对应关系:随着流量的增加,环量先减小后增加,在流量为 $0.063 \text{ m}^3/\text{s}$ 时出现最小值;两种型式出水水道环量与流量之间关系的变化趋势基本一致。

2) 图 14 所示的试验结果表明出水水道水头损失与流量之间的关系较为复杂:在泵装置正常运行范围内,两者之间的关系接近于线性变化,虹吸式出水水道和低驼峰式出水水道的线性回归系数分别为 0.988 和 0.995;在小流量范围内,水道水头损失的变化不大。

3) 图 15 所示的试验结果表明:在水泵正常运行范围内,平均涡角变化较小;在小流量范围内平均涡角基本呈线性变化。

4) 泵装置出水水道的水头损失受到流量和环量的交叉影响,其机理有待进一步深入研究。

5 结论与展望

- 1) 低扬程泵装置导叶出口水流所具有的速度环量使出水流道水头损失与流量的关系变得复杂起来,内容较为丰富,需全面认识;
- 2) 在无环量的条件下,进、出水流道水头损失与流量平方成正比;
- 3) 在 Reynolds 数达到阻力平方区要求的条件下,在一定转速范围内,对于不同转速下运行时的相似工况,流道水头损失与流量平方成正比,表现为泵装置效率保持不变;
- 4) 低扬程泵装置中,设计流量时的出水流道水头损失决定于导叶出口水流的速度环量,两者之间的关系为一开口向上的曲线,存在最优环量;
- 5) 在低扬程泵装置变工况运行的条件下,出水流道水头损失受流量和环量的交叉影响,在水泵正常运行工况范围内,流道水头损失与流量之间呈现出接近于线性的关系,其机理有待进一步深入研究。

参考文献(References):

- [1] 吴持恭. 水力学 [M]. 上册. 北京: 高等教育出版社, 2003: 81-83; 143-161. (WU Chi-gong. *Hydraulics* [M]. Vol 1. Beijing: Higher Education Press, 2003: 81-83; 143-161. (in Chinese))
- [2] 陆林广, 祝婕, 冷豫, 吴开平. 泵站进水流道模型水力损失的测试[J]. 排灌机械, 2005, 23(4): 14-17 (LU Lin-guang, ZHU Jie, LENG Yu, WU Kai-ping. Measurement for hydraulic loss of inlet conduit of pumping station[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2005, 23(4): 14-17. (in Chinese))
- [3] 陆林广, 吴昌新, 纪建中, 冷豫, 吴开平, 王军. 灯泡贯流泵流道模型水力损失的测试[J]. 南水北调与水利科技, 2007, 5(1): 82-84. (LU Lin-guang, WU Chang-xin, JI Jian-zhong, LENG Yu, WU Kai-ping, WANG Jun. Measurement for hydraulic loss of model conduit of bulb tubular pump[J]. *South to North Water Transfers and Water Science & Technology*, 2007, 5(1): 82-84. (in Chinese))
- [4] 陈伟, 陆林广, 王刚, 董雷. 轴流泵运行工况对叶轮室进口预旋的影响[J]. 水力发电学报, 2012, 31(1): 213-219. (CHEN Wei, LU Lin-guang, WANG Gang, DONG Lei. Influence of axial-flow pump operating condition on the pre-swirl at impeller inlet[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2012, 31(1): 213-219. (in Chinese))
- [5] 中水北方勘测设计研究有限责任公司工程技术研究院. 山东省南水北调长沟泵站水泵装置模型试验研究报告[R]. 天津: 中水北方勘测设计研究有限责任公司, 2009. (Engineering Technology Institute of Beifang Investigation, Design & Research CO LTD. Report on the pump system model test of the Changgou pumping station in the Shandong south-to-north water diversion [R]. Tianjin: Beifang Investigation, Design & Research CO LTD, 2009. (in Chinese))
- [6] 中水北方勘测设计研究有限责任公司工程技术研究院. 南水北调工程山东省邓楼泵站水泵装置模型验收试验报告[R]. 天津: 中水北方勘测设计研究有限责任公司, 2009. (Engineering Technology Institute of Beifang Investigation, Design & Research CO LTD. Report on the pump system model test of the Denglou pumping station in the Shandong south-to-north water diversion [R]. Tianjin: Beifang Investigation, Design & Research CO LTD, 2009. (in Chinese))

- [7] 中水北方勘测设计研究有限责任公司工程技术研究院. 南水北调东线一期工程邳州泵站竖井贯流水泵装置模型试验报告[R]. 天津: 中水北方勘测设计研究有限责任公司, 2010. (Engineering Technology Institute of Beifang Investigation, Design & Research CO LTD. Report on the shaft tubular pump system model test of the Pizhou pumping station in the first stage of eastern route of south-to-north water diversion project[R]. Tianjin: Beifang Investigation, Design & Research CO LTD, 2010. (in Chinese))
- [8] GB/T 18149-2000. 离心泵、混流泵和轴流泵 水力性能试验规范 精密级[S]. (GB/T 18149-2000. Centrifugal, mixed flow and axial pumps—code for hydraulic performance tests—precision class[S]. (in Chinese))
- [9] 梁金栋, 陆林广, 徐磊, 陈伟, 王刚. 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, **28**(1): 55-60. (LIANG Jin-dong, LU Lin-guang, XU Lei, CHEN Wei, WANG Gang. Influence of flow velocity circulation at guide vane outlet of axial-flow pump on hydraulic loss in outlet conduit[J]. *Transactions of CSAE*, 2012, **28**(1): 55-60. (in Chinese))
- [10] ANSL/HI 9.8-1998. American National Standard for Pump Intake Design[S].
- [11] 陆林广, 吴开平, 冷豫, 祝婕. 泵站出水流道模型水力损失的测试[J]. 排灌机械, 2005, **23**(5): 23-26. (LU Lin-guang, WU Kai-ping, LENG Yu, ZHU Jie. Measurement for hydraulic loss of outlet conduit of pumping station[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2005, **23**(5): 23-26. (in Chinese))
- [12] LI Yao-jun, WANG Fu-jun. Numerical investigation of performance of an axial-flow pump with inducer[J]. *Journal of Hydrodynamics, Ser B*, 2007, **19**(6): 705-711.
- [13] ZHANG De-sheng, SHI Wei-dong, CHEN Bin, GUAN Xing-fang. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2010, **22**(1): 35-43.
- [14] Oh H W. Design parameter to improve the suction performance of mixed-flow pump impeller [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2010, **224**(6): 881-887.
- [15] Kishor Nand, Singh S P, Raghuvanshi A S. Dynamic simulations of hydro turbine and its state estimation based LQ control[J]. *Energy Conversion and Management*, 2006, **47**(18/19): 3119-3137.
- [16] Barrio R, Fernandez J, Blanco E, Parrondoa J. Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics[J]. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 2011, **30**(3): 316-324.
- [17] Blazek J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*[M]. 2nd ed. Netherlands: Elsevier Ltd, 2005: 227-270.
- [18] Rodi W. *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics Experimental and Mathematical Fluid Dynamics*[M]. Delft: IAHR Section on Fundamentals of Division II, 1980: 44-46.
- [19] 冯汉民. 水泵学[M]. 北京: 水利水电出版社, 1991: 193-194. (FEN Han-min. *Pump*[M]. Beijing: China Water Power Press, 1991: 193-194. (in Chinese))

Cross Influence of Discharge and Circulation on Head Loss of the Conduit of Pump System With Low Head

LU Wei-gang, DONG Lei, WANG Zhao-fei, LU Lin-guang
(*College of Hydraulic Science & Engineering, Yangzhou University,
Yangzhou, Jiangsu 225009, P. R. China*)

Abstract: The relationship between head losses and discharge and circulation for the conduit of a pump system with low head is an important problem having obvious influence on the improvement for its hydraulic performance. The velocity circulation from the pump guide vane makes the relationship more complicated, which has to be understood comprehensively. The research results indicate that under the condition of zero circulation, the head loss of inlet and outlet conduit is in proportion to the square of discharge; under the condition for Re number to be satisfied with the resistant square area, the conduit loss is in proportion to the square of discharge for the similar working points with different speeds in a certain rotational speed range, which indicates the pump system efficiency constantly; the outlet conduit loss of design discharge for a pump system with low head depends on the velocity circulation from the guide vane exit, and the relationship between the loss and the circulation is an open curve with up direction which means there is an optimal circulation for the loss; under the condition of various working points for a pump system with low head, the head loss of the outlet conduit is under the cross influence of both the discharge and circulation, as a result the relationship between the head loss and discharge is almost the linear, the mechanism of which needs to be further studied.

Key words: discharge; circulation; low head; pump system; conduit; head loss