

DOI:10.3969/j.issn.1672-1144.2014.04.038

两种簸箕形进水流道泵装置数模分析与比较

李四海, 陈松山, 周正富, 何钟宁

(扬州大学 水利与能源动力工程学院, 江苏 扬州 225127)

摘要: 利用三维湍流数值模拟方法分析比较了两种流道在带泵与不带泵情况下进水流道的出口流场情况以及流道水力损失情况。研究表明,两流道在各工况下,内部流态良好,无漩涡或脱流。水流在到达两流道出口断面时速度均匀度已经比较理想分别达到 94.40% 和 94.58%,速度加权平均角分别达到 89.9° 和 89.9°。泵装置的计算结果表明叶轮旋转对水流流速均匀度的影响较为明显,而对水流速度加权平均角的影响微小。水泵叶轮旋转对进水流道的水力性能会有一定的影响,泵装置水力特性并不是泵水力特性和流道水力特性的迭加。在大流量工况区流道形式 1 的水力性能稳定性要稍优于流道形式 2。

关键词: 簸箕流道;进水流道;数值模拟;泵装置;水力特性

中图分类号: TV131.4;TV675

文献标识码: A

文章编号: 1672-1144(2014)04-0191-05

Numerical Simulation Analysis and Comparison on Two Pump Sets with Different Dustpan Shaped Inlet Ducts

LI Si-hai, CHEN Song-shan, ZHOU Zheng-fu, HE Zhong-ning

(College of Hydraulic and Energy Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225127, China)

Abstract: The internal flow and hydraulic performance of the two inlet ducts with and without pumps under different mass flow working conditions were analyzed by applying 3-D turbulent numerical simulation. The result showed that the streamline was good with no vortices of the two ducts under different working conditions. The uniformity of axial velocity distribution was as high as 94.40% and 94.58% of the two ducts respectively, and the axial velocity angle reached 89.9° and 89.9° separately. The results of the pump sets indicate that the rotating impellers of the pumps have a little impact on the flow axial angle, but a great impact on the uniformity of axial velocity distribution. The rotating impellers also affect the hydraulic performance of the ducts, so the hydraulic performance of the pump is not just the superposition of the pumps' and the ducts' hydraulic performance. The hydraulic performance of duct 1 is slightly better than that of duct 2 when they are under large mass flow rate.

Keywords: dustpan inlet; suction box; numerical simulation; pump set; hydraulic performance

簸箕式进水流道形式简单,流道高度相对于其他形式流道较低,施工容易且能有效防止漩涡产生^[1],因此这种形式的流道在荷兰^[2]各种规模泵站中都得到了广泛应用。后来由于我国大型泵站兴建的需要经国内学者将这种形式流道引进到国内并且成功应用于南水北调刘老涧泵站^[3-4],江西青山湖泵站^[5]等大型泵站。随着这种流道得到推广应用,国内学者开始研究簸箕形进水流道并进行了数值分析和模型实验^[6],提出了关于簸箕形流道自己的水力设计方法。国外簸箕流道的簸箕型线是渐缩的,

国内有关学者设计的是半圆型的簸箕。关于半圆型的簸箕与渐缩式的簸箕型流道的簸箕形式对水力性能的影响,这方面的文献资料少有出现。目前对于泵站进出水流道数值以及实验研究大多是针对于单独流道,泵的进水流道、出水流道以及泵段共同组成泵装置,三者水力特性相互影响,泵装置的性能才是最终的研究目标^[7],所以对于带泵情况下的进水流道的水力性能很有必要进行研究探讨。为此,参照这两种设计方法结合广东某新建簸箕形进水流道泵站相关资料设计了两个流道。对其水力性能进行了数

值模拟研究,并且与带泵情况下的整个泵装置数值计算结果进行了对比分析。为工程设计当中经常遇到的簸箕形进水流道型式的选择和优化问题提供参考。

1 两种簸箕形进水流道数值模拟

1.1 流道型线

簸箕形进水流道的设计主要考虑因素为流道长度、后壁距、吸水箱高度、喇叭口型线、底坡型线。参照国内有关文献关于簸箕流道的设计方法,设计了流道 1 具体参数如图 1 所示。

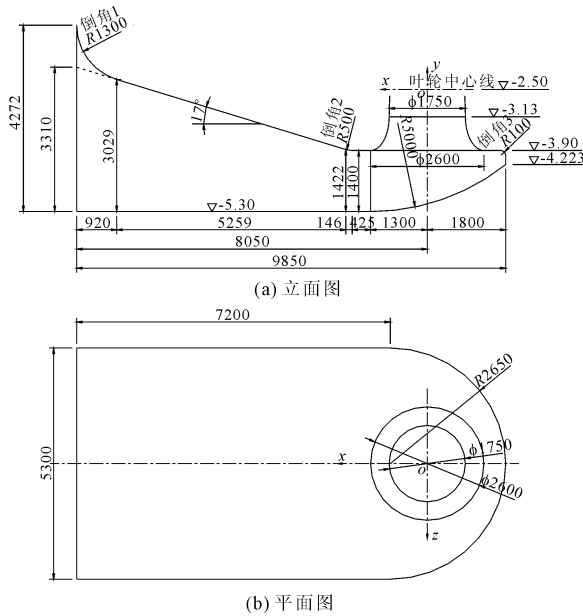
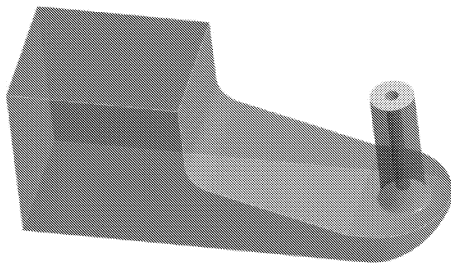


图 1 进水流道 1 型线(单位:mm)

簸箕形底坡型线为圆弧线,半径 5 000 mm,喇叭口的型线为 1/4 椭圆线,长轴 770 mm,短轴 425 mm。



(a) 流道 1

吸水箱俯视图(图 1(b))的型线设计成以泵入口圆与中心线交点为圆心的半圆。为与之比较设计的进水流道 2 从立面图看参数是一样的(图 2(a)),从平面图来看它与流道 1 的吸水箱型线不同,其轮廓线是与水平成 16° 夹角直线收缩后与后壁的圆相切形成的这样一种型线。后壁圆是直径 1 750 mm 与喇叭口的同心圆。

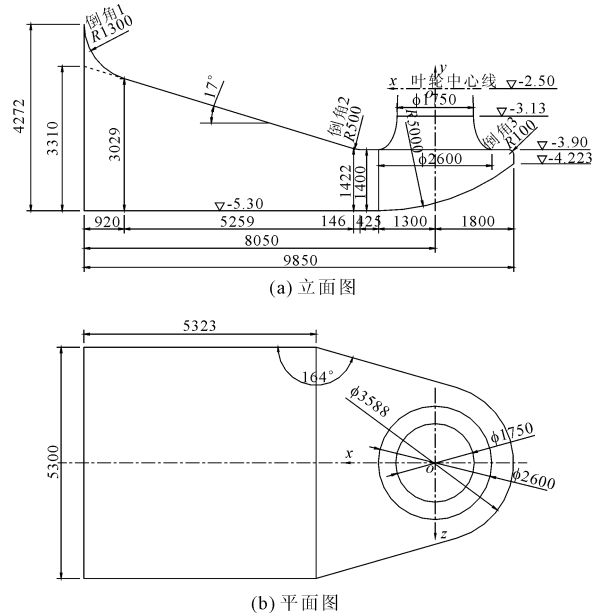
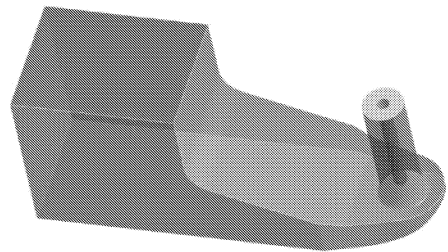


图 2 进水流道 2 型线(单位:mm)

1.2 网格剖分与边界条件设置

采用三维造型软件 PROE 进行流道实体造型,并进行了缩放以减小模型,利于减少网格节省计算机的资源。为了得到准确的流态和计算需要,对进水和出水都进行了一定的延伸,如图 3 所示。



(b) 流道 2

图 3 进水流道三维实体

对计算物理区域使用专业的网格剖分工具 ICEM 进行网格剖分,网格采用适应性较强的非结构化混合网格剖分流道 1 的单元数 4 258 071 个,节点数 954 402 个。流道 2 的单元数 4 326 775 个,节点数 967 163 个。流道的进口边界条件设置为流量进

口,出口边界条件选择静压力出口,进水箱上表面设置为对称面,其他边界设置为光滑的无滑移固壁面,平均湍动能选择低的 1.0%。

1.3 数值计算方法

采用 ANSYS - CFX 13.0 商用 CFD 软件作为主

要分析工具。对于三维非定常不可压缩流体,使用连续性方程和 Navier - Stokes 方程作为控制方程,湍流模型选择相对比较成熟的标准 $\kappa - \epsilon$ 两方程湍流模型进行求解。控制方程采用有限体积法离散,其扩散项为中心差分格式,对流项为二阶迎风格式^[8-10]。

将剖分好的网格导入到 CFX 软件中,利用其先进的全隐式多网格耦合算法,同时求解连续性方程和动量方程^[11-12]。基于算法的优越性以及足够的网格数量^[13],能够得到稳定性和精确性良好的计算结果。

1.4 流道水力特性分析^[14]

1.4.1 流道内部流场

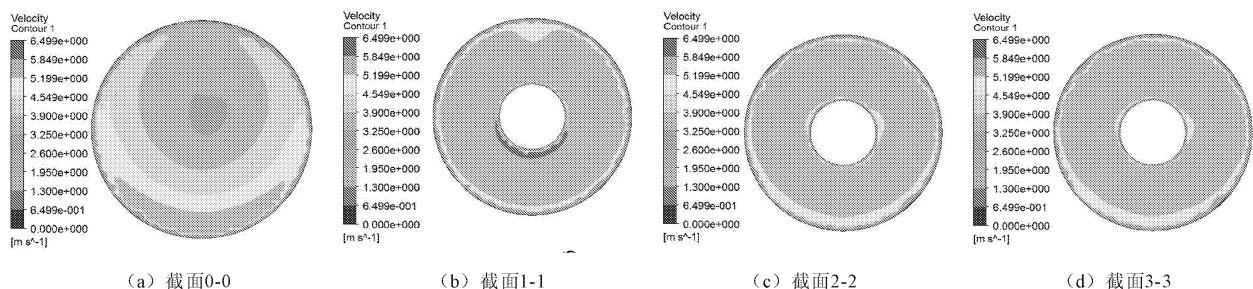


图 4 流道 1 纵剖面速度矢量与速度等值线

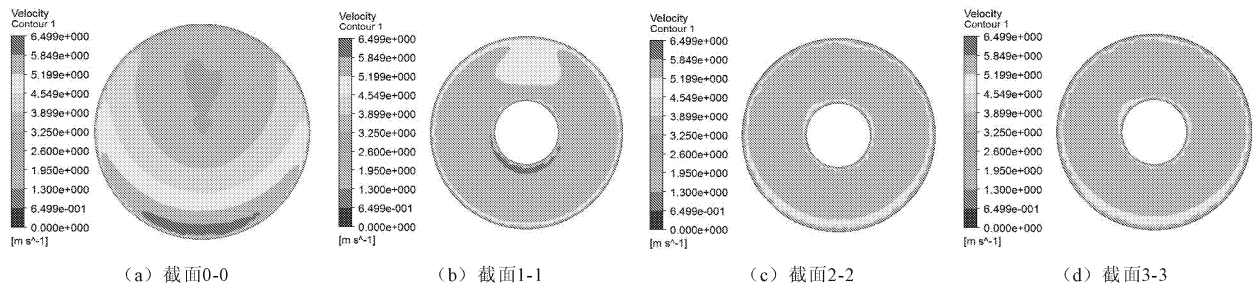


图 5 流道 2 纵剖面速度矢量与速度等值线

1.4.2 流道水力损失

进水流道水力损失是评价泵站能耗的重要指标,为此从流道的进口到流道的出口(泵进口)截面为标准来计算流道的水力损失结果如图 6 所示,由图 6 流道的水力损失曲线可以看出,两流道的水力损失值都随着流量的增加而变大;流道 1 的水力损失相对于流道 2 的要大一些,二者的损失差值也是随着流量的增大而变大,最大相差 2.2 cm。二者的水力性能相差不大,但流道 2 的水力性能要略优于流道 1。

2 泵装置整体数值计算

2.1 泵装置造型设计

鉴于流道最终是要与泵段及出水流配合构成一

个完整泵装置进行工作,为了更直接的反映出流道的水力性能,对两个流道分别进行了全流道仿真计算。两套泵装置三维造型如图 7 所示,图 7(a)为选用流道 1 的泵装置,图 7(b)为选用了流道 2 的泵装置,两者泵段导叶体以及出水流道完全相同。截取了进水流道 1 和流道 2 的喇叭口截面 0 - 0,流道出口截面 1 - 1,距离出口 0.2 m 处的截面 2 - 2 以及距离出口 0.4 m 的截面 3 - 3。圆管下部为来流方向,由图 4(a)可以看出水流在喇叭口这里作流动转向,靠近来流部分水流速度明显大于靠近后壁处。水流到达流道出口截面 1 - 1 时虽在导流罩下半圈有高速区,但整体流速分布已经比较均匀了,在截面 2 - 2 的时候水流已经充分发展均匀了且与截面 3 - 3 速度分布基本一致。与流道 2 图 5 相比,流道 2 喇叭口(a)在来流转角处速度略微大一些,流道出口(b)后壁低速区比流道 1 的稍微大了一些,但是到截面 2 - 2 和截面 3 - 3 处水流已经充分发展,流速分布对称,和流道 1 的基本一致。

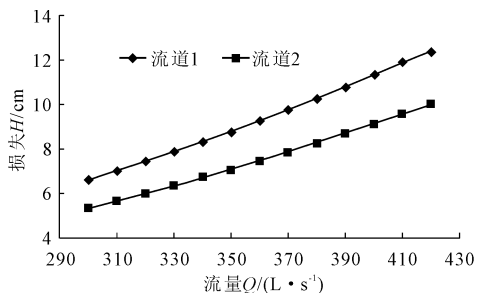


图 6 流道水力损失线(不带泵)

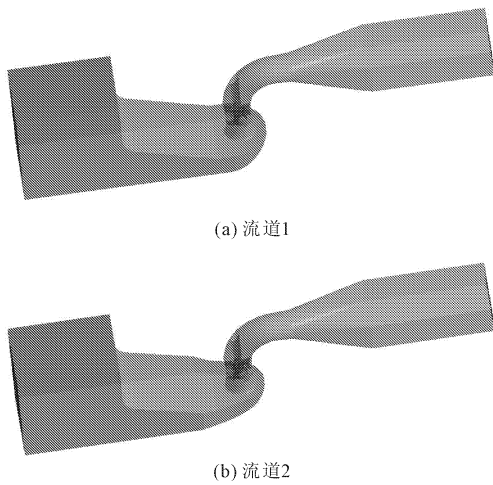


图 7 泵装置流道三维图

2.2 全流道计算结果分析

2.2.1 流道内部流场

经过计算分别截取了在设计工况下两流道出口即水泵进口截面的速度分布云图,如图 8 所示。由图可以看出带泵之后水流的速度分布情况已经没有了不带泵的情况下均匀。

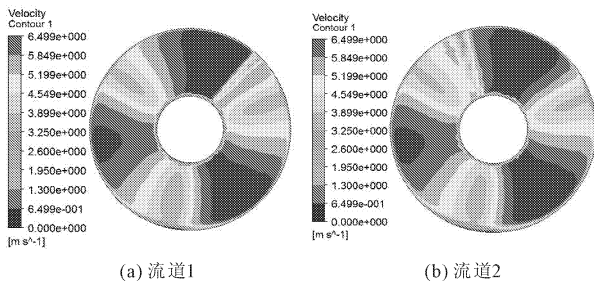


图 8 I-I 纵剖面速度矢量与速度等值线(带泵)

为了更直观的看到在这两种流道情况下泵内的流动情况,捕捉了在这两种流道情况下,水流在泵内的流线图,此流线图能够很好的反映水流在泵内的流动情况,分析发现在这两种流道情况下泵内的流动情况都如图 9 所示。在这两种情况下水流都能在泵内表现出良好的流动状态,说明本文设计的这两种进水流道都能够为水泵提供良好的进水环境。

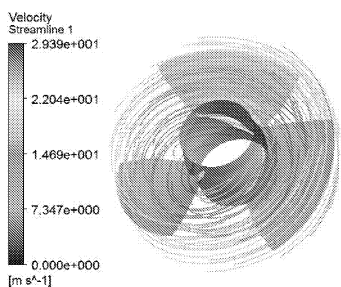


图 9 泵内部流线图

2.2.2 流道出口断面速度均匀度与速度加权平均角度

进水流道需为水泵提供良好的入流条件,满足水泵进口流速分布均匀和无速度环量要求。为了定量分析进水流道出水口的流场情况,参考文献[15]引入了流速分布均匀度 V_u 和速度加权平均角度 $\bar{\theta}$ 两个评价指标,其定义为:

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

$$\bar{\theta} = \frac{1}{\sum u_{ai}} \cdot \sum u_{ai} \left[90^\circ - \arctg\left(\frac{u_{ti}}{u_{ai}}\right) \right] \quad (2)$$

式中: m 为计算单元总数; u_{ai} 为第 i 单元轴向流速; u_{ti} 为第 i 单元切向流速; \bar{u}_a 为断面平均轴向流速。

按上述评价指标,设计流量工况下,不带泵的情况下两流道出口断面也就是水泵进口断面的流速分布均匀度分别为 $V_{u1} = 94.4\%$, $V_{u2} = 94.58\%$ 速度加权平均角度 $\bar{\theta}_1 = 89.9^\circ$, $\bar{\theta}_2 = 89.9^\circ$ 。

带泵的情况下两流道出口断面也就是水泵进口断面的流速分布均匀度分别为 $V_{u1} = 74.9\%$, $V_{u2} = 74.0\%$ 速度加权平均角度 $\bar{\theta}_1 = 89.8^\circ$, $\bar{\theta}_2 = 89.7^\circ$ 。

2.2.3 流道水力损失

与不带泵情况计算流道水力损失相同的方法计算在带泵情况下的两流道水力损失情况,结果如图 10 所示,发现在设计工况附近(330 L/s ~ 350 L/s)二者的水力损失相差很小,在流量增加后流道 2 的水力损失曲线斜率较大,水力损失增加明显,而流道 1 的水力损失也有增加但是增加缓慢,说明在大流量情况下流道 1 的水力性能稳定性要优于流道 2,这种结果与不带泵的情况下两种流道水力损失情况相反。

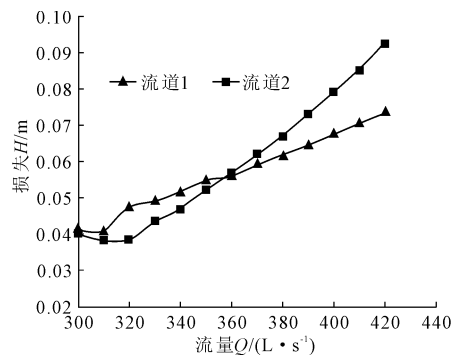


图 10 流道水力损失线(带泵)

图 11 是进行了两种流道在带泵与不带泵情况下的流道水力损失比较曲线,由图 11 可以看出带泵的情况下算得的流道水力损失要小一些。出现这种结果的是因为水流在叶轮的旋转作用下发生了扰

动,这种扰动会对离叶轮室较近的流道出口影响最大,会提高出口处的能量,因此进水流道在带泵的情况下水力损失偏小。流道 1 在带泵情况下的水力

损失要比在不带泵的情况下要小的多,而流道 2 就没有这种情况。这也说明在带泵的情况下流道 1 的水力性能要好一些。

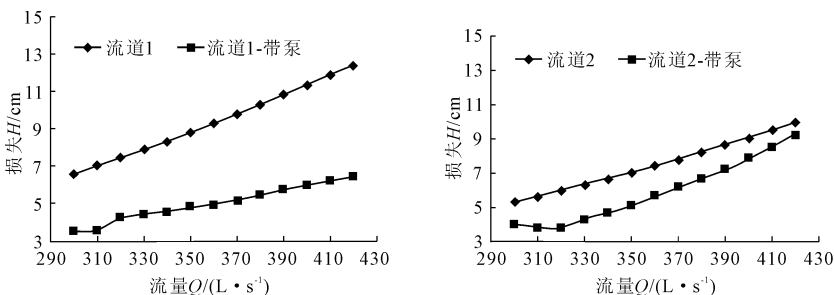


图 11 流道水力损失线

由泵装置性能曲线图 12 可以看出两种不同形式的进水流道泵装置的 $Q - H$ 线以及 $Q - \eta$ 线基本重合,说明这两种流道形式在工程应用当中都是可行的。通过数据的比对,配有流道形式 1 的泵装置的效率平均比配有流道形式 2 的高 0.26%;二者的流量扬程线有相交的情况,在设计工况之前小流量区,二者重合度比较好,而大流量区,流道形式 2 的扬程线要略微高于流道形式 1。对二者的扬程求差处理得到图 13,由图 13 可以看出在大流量区,流道形式 2 的扬程高于流道形式 1,这与图 10 所反映的结果是吻合的。在大流量情况下流道 2 这种形式扬程性能优于流道形式 1。

3 结 论

(1) 通过对进水流道数值分析可知,水流在到达两流道出口断面时速度均匀度已经比较理想分别达到 94.40%和 94.58%,速度加权平均角分别达到 89.9°和 89.9°。带泵后的叶轮旋转对水流流速均匀度的影响较为明显,而对水流速度加权平均角的影响微小。

(2) 泵装置整体数值分析结果表明,带泵后流道的水力损失更小,说明泵装置对进水流道的水力性能会有一定的影响,泵装置水力特性并不是泵水力特性和流道水力特性的迭加。故对于进水流道的流场分析,水力性能预测,仅仅只针对单流道进行计算是不准确的。

(3) 两种型式的簸箕形流道泵装置性能曲线没有明显的偏离,在设计工况点附近曲线吻合度较好,只有在大流量区流道 1 的水力性能稳定性稍优于流道 2,这说明两种流道形式设计都是合理的。

(4) 大型泵站簸箕型进水流道是一种结构简单,水力性能较好的流道形式,能够为水泵提供良好的进水条件。

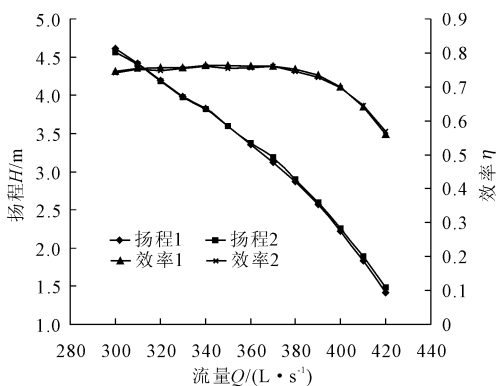


图 12 装置性能曲线图

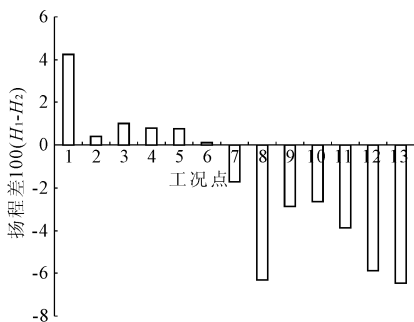


图 13 装置扬程差

参考文献:

[1] 陈红勋.大型泵站用轴流泵结构的开发与应用[J].农业工程学报,1996,12(3):83-86.
 [2] 陆林广,周济人,叶健,等.簸箕形进水流道的优化水力设计[J].水利学报,1997,(9):31-36.
 [3] 张文涛,闻建龙.簸箕式流道和井筒式泵[J].中国农村水利水电,1999,(12):40-42.
 [4] 闻建龙.簸箕式进水流道介绍[J].排灌机械,1995,(2):64.