

DOI:10.19853/j.zgjsps.1000-4602.2023.15.017

不同双进口对轴流泵不稳定工况性能改善研究

周勇胜¹, 袁连冲², 陈斌³, 张华³, 杨陈⁴

(1. 合肥工业大学机械工程学院, 安徽合肥 230009; 2. 南水北调东线江苏水源有限责任公司, 江苏南京 210017; 3. 南京合工智能环保研究院有限公司, 江苏南京 211500; 4. 蓝深集团股份有限公司, 江苏南京 211599)

摘要: 针对轴流泵在小流量时流量-扬程曲线表现出马鞍形的不稳定工况区问题, 为轴流泵设计了一种叶轮进口边前方近轮毂处的双进口结构, 包括喇叭形与圆筒形两种几何形状。此方法在泵的几何结构上表现为加装了内筒式分隔板, 以加装的內筒与进水管内壁之间的间距值 δ 作为变量参数, 分别研究了此参数大小和两种形状对轴流泵外特性曲线及内部流场的影响。结果表明, 叶轮进口前双进口结构设计能够有效改善小流量时轴流泵叶轮进口边前端的流场分布, 减少叶顶泄漏对主流的影响, 提高不稳定区内的扬程, 减小不稳定区内扬程曲线的正斜率, 扩大了安全运行流量区间。3个比选间距 δ 值中, $\delta = 10\%D_2$ 内筒带来的扬程提升效果最好。喇叭形双进口比圆筒形双进口在设计流量以下区间的扬程提升值高, 但两种形状的扬程差别在3%以内, 工程中可选用圆筒形结构。

关键词: 轴流泵; 双进口; 马鞍形; 叶顶泄漏; 小流量; 数值计算

中图分类号: TU992 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-4602(2023)15-0115-07

Effects of Different Double-inlet Structures on Performance Improvement of Axial-flow Pump under Unstable Working Conditions

ZHOU Yong-sheng¹, YUAN Lian-chong², CHEN Bin³, ZHANG Hua³, YANG Chen⁴

(1. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China; 2. The Eastern Route of South-to-North Water Diversion Project Jiangsu Water Source Co. Ltd., Nanjing 210017, China; 3. Nanjing Hegong Intelligent Environmental Protection Research Institute Co. Ltd., Nanjing 211500, China; 4. Lanshen Group Corp. Ltd., Nanjing 211599, China)

Abstract: This paper designed a double-inlet structure installed in front of the impeller leading edge for axial-flow pump which included two geometric shapes: horn and cylinder, so as to solve the problem that the flow-head curve of axial-flow pump shows saddle pattern at low flow rate. For geometric structure of the pump, this method was represented by installing an inner cylinder separator. The distance δ between the installed inner cylinder and the inner wall of the inlet pipe was selected as a variable parameter. The influences of the size and shape of the inlet structure on the flow-head characteristic curve and internal flow field of the axial-flow pump were investigated, respectively. The double-inlet structure design in front of the impeller inlet effectively improved the flow field distribution at the front end of the

通信作者: 周勇胜 E-mail: zhouyongsheng@189.cn

inlet edge of the axial-flow pump at low flow rate, reduced the impact of tip leakage on the main stream, increased the head in the unstable flow area, reduced the positive slope of the flow-head curve in the unstable flow area, and expanded the safe flow range. Among the three δ values, the inner cylinder with δ equals to 10% of D_2 had the best lift performance. The head increased by the horn type double-inlet was higher than that by the cylindrical type double-inlet in the section below the design flow. However, the lift difference of the two shapes was less than 3%, and the cylindrical structure was recommended to be selected in the project.

Key words: axial-flow pump; double-inlet; saddle pattern; tip leakage; low flow rate; numerical computation

轴流泵主要适用于大流量、低扬程的水力输送场合,在农业、水利工程以及城市防洪泵站和污水泵站中广泛使用。在一些大型提升泵站,如引滦入津工程、南水北调东线工程等,轴流泵更是绝对主力。轴流泵的一个特点是高效操作区流量范围较小,在额定点两侧效率急剧下降。给排水工程中,因水位变化等原因,流量范围的变化不确定。应对轴流泵流量变化下的工况调节需求,采用的方法通常有调节变频转速、调节入口导叶、改变叶片安装角等。更需要关注轴流泵在小流量工况下的情况,此时流量-扬程曲线表现出马鞍形的不稳定流量区间,即出现同一扬程对应多个流量的现象。原因是小流量时叶轮进出口均存在大范围的回流与旋涡,存在激烈的能量交换。此时轴流泵运行不稳定,易产生激烈的振动,效率下降,机组安全受到影响。

为避免动静干涉,轴流泵叶轮、叶顶处必然存在与转轮室内壁的间隙,叶轮进口边轮缘侧因压力面与吸力面压差形成叶顶泄漏。并且随着流量的减小,泄漏涡强度不断加大,占据主流的面积不断增加,从而破坏进口流场,形成进口边前的流动阻碍。泄漏流在主流的挟带下又折回方向沿主流运动。而在叶轮出口边,不同半径处叶片相对流动角相差大,当流量减小时,不同半径处流量相同,所以绝对速度的轴面分量相同,也同时减少。而绝对速度的圆周分量按各自速度三角形的相对流动角变化后差别较大,按欧拉方程,在不同半径处将形成扬程差别,引起轮毂处的回流。出口压力也不同,造成了水流从高压处向低压处流动。这必然引起流动损失,造成扬程下降。这是流量减小时,扬程先增加后降低的原因。如果回流继续发展,将造成水流多次流出又流入叶轮,多次从叶轮获得能量,

所以扬程又再次增加,流量-扬程曲线会出现马鞍形区间。这一过程伴随着很大的流动损失,所以效率将一直降低。

钱忠东等^[1]采用试验台定量研究了不同导叶安放角对轴流泵在马鞍区工况运行时的影响。张健生^[2]采用分析流体质点曲线运动特性的方法提出了改变叶片进口安放角或改变叶片骨线凹凸方向以改善马鞍形区间工况的流动。何乃昌等^[3]为了分析轴流泵在马鞍区工况的运行特性,对轴流泵不同工况下的外特性和压力脉动进行了测试。王勇等^[4]分析了轴流泵在马鞍区的内部流动特性,发现此时叶片吸力面和压力面存在明显的旋涡集中区,叶轮进口靠近前缘侧出现回流,出口靠近轮毂处产生明显旋涡。程千等^[5]采用三维非定常计算发现,小流量工况时增设前置导叶可以打破轴流泵进水流道连续的回流涡,降低低频压力脉动幅值,提高轴流泵扬程,消除扬程曲线的马鞍形。前置导叶越靠近叶轮进口扬程提高幅值越大。并且,前置导叶调角可进一步提高轴流泵扬程。

对于叶顶间隙,施卫东等^[6]通过对叶顶间隙进行多工况数值模拟,分析了不同叶顶间隙大小对泵性能的影响,并研究了叶轮出口轴面速度、出口环量的分布和叶顶泄漏流和泄漏涡随叶顶间隙的变化情况,发现当叶顶间隙超过0.50 mm时,泵性能下降的幅度明显增大。泄漏涡是由于泄漏流与主流发生卷吸作用而形成,且泄漏涡在流道内的运动轨迹与叶顶间隙密切相关。随着流量的变化,泄漏涡发生的位置及强度等也随之改变。张华等^[7]考虑到叶顶泄漏对轴流泵流动的影响,采用数值计算与粒子测速试验相结合的手段对叶轮进口附近流场进行研究。

以上文献均以理论研究为主,对于实际的改善方法,学者们也做了尝试。王维等^[8]采用端壁沿轴向开缝的方法改善了流量-扬程曲线的驼峰现象;冯建军等^[9]则采用进水管壁面开槽的方法消除了驼峰现象;而吴贤芳等^[10]研究了不同叶片安放角对轴流泵驼峰区的运行影响,发现随着叶片安放角的增大,模型泵最优工况处的扬程、流量和效率均逐渐增大;刘竹青等^[11]研究了弯掠叶片结构,发现合理的弯掠叶片可有效改善高速轴流泵在驼峰区的运行性能,提高轴流泵在失速工况的空化性能,但在设计工况时原型叶片的做功能力优于弯掠叶片。Kurokawa^[12]提出在不降低轴流泵设计工况点效率的前提下,采用J型沟槽的方式来抑制旋转机械不稳定流动,拓宽轴流泵的使用范围,但该方法会造成在J型沟槽进口端产生严重的气蚀。

笔者在前人研究的基础上,对一台350ZQB-125型潜水轴流泵进行了研究,在叶轮进口边前近轮缘处加装了筒型隔板,获得了双进口结构。并设计了喇叭形与圆筒形两种形状,以试验台与数值计算相结合的方法比较了不同结构尺寸双进口的特性,并分析了两种形状的改善效果。

1 材料与方法

1.1 研究对象

选用350ZQB-125型潜水轴流泵作为研究对象,设计参数:流量 $Q_d=1\ 100\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H_d=4.2\text{ m}$,转速 $n=1\ 450\text{ r/min}$ 。叶轮外径 D_2 为300 mm,叶轮叶片数为3片,导叶叶片数为5片。

1.2 外特性试验台

外特性试验采用开式试验台,如图1所示。管路系统内水的流动方向为从左向右,试验台用于潜水泵在实际淹没状态下的抽水输送测试,试验按照ISO 9906:2012标准执行。管路系统主要由轴流泵、电磁流量计、压力传感器和出口闸阀等组成,上述部分通过线缆连接至自动监测系统和试验系统控制台,可实现数据自动采集与运行流量智能化控制。

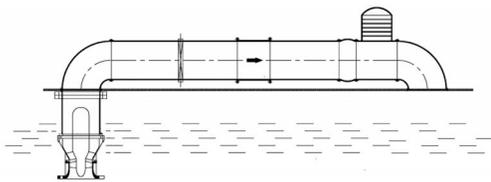


图1 开式试验台示意

Fig.1 Schematic diagram of open type test rig

从设计工况开始,当流量减小到 $0.7Q_d$ 左右时,叶轮内部流场易出现旋转失速,流量-扬程曲线进入不稳定区域,机组出现激烈振动。为避免意外,流量采集范围控制在 $0.7Q_d\sim 1.1Q_d$ 。外特性试验过程中,每调节一次流量后,系统必须稳定运行1 min以上再进行数据采集。试验重复了3次,每次测试所得性能曲线非常重合,说明本次外特性试验具有良好的重复性,数据较为稳定。

1.3 数值计算方法

图2为轴流泵计算域的水体模型。该模型主要包括进水段、叶轮水体、导叶水体和出水段。此泵采用了电机内置在流道中的结构形式,导叶出口后的流道因容纳电机室而需要与旋转轴有一定角度的倾斜。此结构简化了泵站的建筑结构工程,减少了安装面积,可节省工程总造价。无需在现场进行轴对中的装配工序,安装方便快捷,是一种具有发展趋势的潜水轴流泵结构。

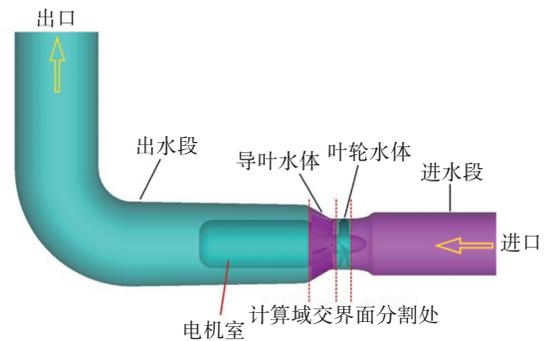


图2 轴流泵计算域水体模型

Fig.2 Water body model of calculation domain for axial-flow pump

网格质量对数值计算的精度起到至关重要的作用,本研究在ICEM CFD15.0软件中对整个计算域采用了六面体结构化网格划分。网格离散了从进口测压点端面至出口测压点端面间的水体空间。其中叶轮水体包含了叶顶间隙,模型的叶顶间隙为0.5 mm,网格划分时在间隙内沿半径向设置了10层网格节点,如图3所示。在其他壁面处,通过对相应块节点分布的设置,对网格做了加密处理。计算过程中,模型壁面处的无量纲壁面距离 $y^+<60$ 。通过改变网格尺寸大小的全局设置及关联块上相应边的控制节点数等方法来调整最终生成的网格总数,并以扬程(H)的波动作为监测值进行了网格无关性验证。

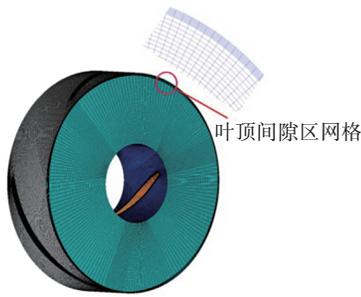


图3 叶顶间隙区加密网格

Fig.3 Mesh refined inside tip clearance

当模型的网格总节点数达到表1中的 440×10^4 个之后,扬程的波动幅度小于1%,因此选定了这组网格作为数值计算的空间离散数据形式。虽然叶轮水体的体积最小,但因为局部加密反而网格节点数量最多。

表1 各计算域的网格信息

Tab.1 Mesh information of every computation domain

区域	网格质量(最小雅可比行列式值)	节点数/个
进水段	0.70	404.21×10^3
叶轮水体	0.55	$1\ 657.12 \times 10^3$
导叶水体	0.75	$1\ 075.68 \times 10^3$
出水段	0.70	$1\ 261.35 \times 10^3$

图4为叶轮与导叶的网格划分结果。

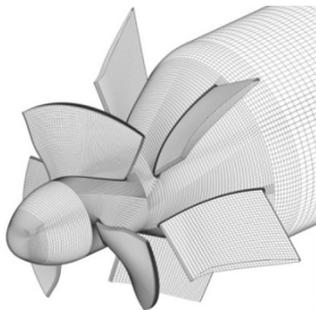


图4 叶轮与导叶的网格划分结果

Fig.4 Meshing results of impeller and guide vane

以 ANSYS CFX15.0 商用软件作为数值仿真平台,采用相对旋转坐标系方法,对全流场进行了单相定常数值计算。以雷诺时均方程为控制方程,采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,该模型综合了自由流中的 $k-\epsilon$ 模型和在近壁区计算 $k-\omega$ 模型的优点,是一个低雷诺数模型,对轴流泵叶顶间隙流动的描述和预测存在逆压梯度的分离流动,具有独特的优势。介质设定为不可压缩流体,设置进口属性为均匀来流,根据流量给定进口速度大小;设置出口属性为自由出

流,给定静压。对于数值计算中的近壁区域,均设为非滑移壁面,选择了 Automatic 壁面函数进行求解计算。除了叶轮区域为旋转区域外,其余均为固定区域。区域间的动静交界面模型采用了 stage 连接方式。每次数值仿真的收敛精度设置为 10^{-4} 。

1.4 外特性数据分析

图5为试验台与数值计算的外特性数据对比结果。试验中最优工况点的流量 Q_{opt} 为 $1\ 041.47\ \text{m}^3/\text{h}$,扬程 H_{opt} 为 $4.46\ \text{m}$,效率 $\eta_{opt} = 66.56\%$ 。当流量为 $800, 900, 1\ 000, 1\ 100, 1\ 200\ \text{m}^3/\text{h}$ 时,根据试验数据按线性内插计算出的扬程误差分别为 -2.03% 、 -1.75% 、 -2.39% 、 -6.14% 和 -11.75% 。可见小流量工况下,数值计算与试验获得的扬程误差较小,而大流量工况下受实际气蚀效应的影响,扬程误差逐渐增大,属于正常现象。同时,试验测得的电机功率不仅包括水功率,还包括摩擦损失和机械密封等带来的功率消耗,因此试验效率略低于数值计算结果。从外特性曲线的走势来看,流量-扬程和流量-效率曲线、数值计算与试验获得曲线走势基本一致,可以验证本研究数值仿真的准确性。

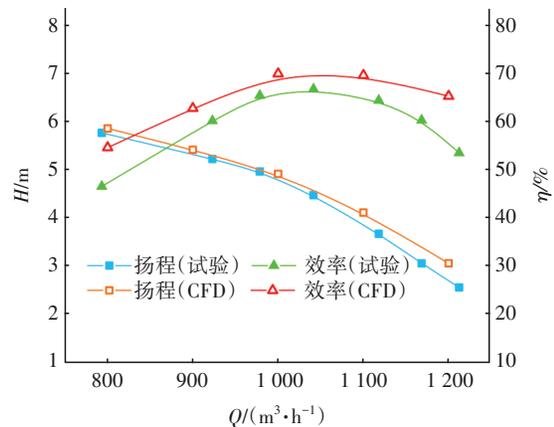


图5 试验台与数值计算的外特性数据对比结果

Fig.5 Comparison results of external characteristics between test rig experiment and numerical computation

1.5 流场分析

以 $Q=600\ \text{m}^3/\text{h}$ 为例,分析了小流量工况时叶轮进口前流场分布,结果如图6所示。无内筒即单进口情况下,叶片进口边前外缘附近轴面上存在巨大的回流旋涡。受叶顶泄漏影响,部分流体从压力面泄漏到吸力面,在 $600\ \text{m}^3/\text{h}$ 工况下,泄漏流的影响区域大、压力脉动振幅远大于设计工况^[3],泄漏流的运动方向与主流相反,阻碍了外缘侧来流的正常流动,从而向轮毂方向偏转,主流的通流径向宽度下

降到 50% 以下,而通流面积应是平方关系。叶顶间隙的回流主要影响叶轮进口边上游的流场,因此前置导叶对小流量时的扬程提升有一定作用,且导叶越靠近叶轮进口边,提升效果越好。

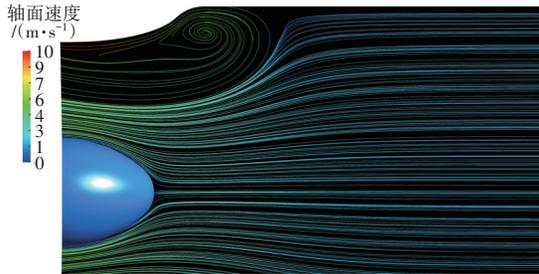


图 6 无内筒普通泵的叶轮进口前区域的流线分布

Fig.6 Streamline distribution of impeller without inner cylinder for normal pump before the inlet area

2 双进口结构

2.1 设计方案

基于以上分析,对于叶轮设计方案为法向进口的 350ZQB-125 型轴流泵,设计了两种不同形状与尺寸的双进口结构,与前置导叶同样可以起到约束叶顶间隙回流、引导进口前流场的作用,且不用改变其他设计条件。双进口的结构形式为在进水喇叭的内侧设置一个内筒。内筒厚度为 2 mm,轴向长度为 200 mm。内筒外壁与进水口内壁之间的径向偏置距离为 δ ,内筒轴向端部与叶轮进口边轴面投影间的距离为 5 mm。

图 7 为双进口结构。喇叭形内筒由原始进口的喇叭形几何曲线向内偏置得到,符合顺流线布置减少流动损失的基本思路,所以作为首选。其次,考虑到圆筒形的内筒便于生产制造与安装,因进口前流体为法向进口,无切向分速度,用筋板即可固定内筒,然后用法兰连接在叶轮室上,这有较好的工程优势,因此作为另一种方案。

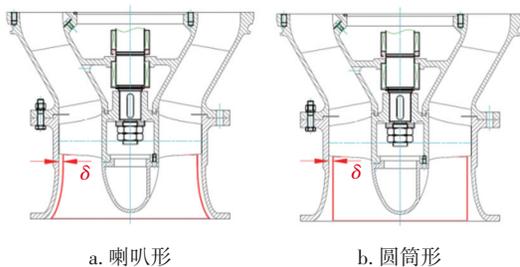


图 7 双进口结构示意图

Fig.7 Schematic diagram of the double-inlet structure

为保证泵的装配与安全运行,叶顶间隙通常为

0.5 mm。前期采用数值计算与 PIV 验证的方法对一台模型泵进行了分析,得到的结果是内外筒的间距值应大于叶轮直径的 1.75%^[13]。本研究是在原模型泵基础上对一台实型泵的分析,根据前文轴流泵无内筒普通泵时数值计算所得流场分布情况,考虑实际工程化安装的可能,选择叶轮外径 D_2 的 10%、5%、2.5% 三种径向尺寸作为 δ 值设计了双进口,即 δ 为 30、15 和 7.5 mm。然后采用了相同的数值计算方法,修改了进水段水体的网格,对 400~1 400 m^3/h 全流量工况进行了扬程计算,分析了双进口对轴流泵流量-扬程曲线的影响,以及对轴流泵叶轮进口前端流态分布的改善作用。

2.2 双进口对扬程的影响

双进口流量-扬程的数值计算结果见图 8。

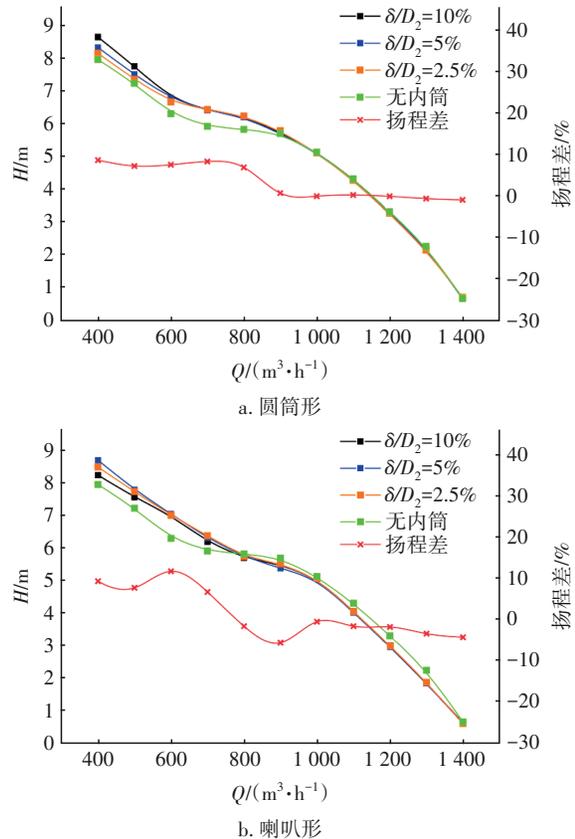


图 8 不同 δ 值的圆筒形和喇叭形双进口的扬程
Fig.8 Head prediction of cylinder and horn types double-inlet structure at different δ

在 1 000 m^3/h 以上的大流量工况下,无内筒普通泵和不同尺寸的双进口泵的扬程基本一致。在小流量工况下,随着 δ/D_2 值的增加,扬程逐渐上升。相比于无内筒普通泵,在 $0.5Q_d \sim 0.8Q_d$ 工况范围

内,加装有双进口的泵,其同流量的扬程值位于高处,马鞍形流量-扬程曲线的两个拐点间连线的正斜率不断减小。因此,双进口设计有利于提高小流量下的扬程,并有效改善流量-扬程曲线的“马鞍”形状。对比3种情况,当 $\delta/D_2 = 10\%$ 时,扬程上升幅度最大。曲线中扬程差为加装 $\delta/D_2 = 10\%$ 时,内筒与无内筒两种泵的对比结果。

2.3 喇叭形与圆筒形双进口的扬程分析

当间距值均为 $\delta/D_2 = 10\%$ 时,两种不同形状的双进口结构的扬程曲线如图9所示。在400~1 000 m^3/h 的小流量工况下,喇叭形与圆筒形双进口的扬程变动在3%以内,喇叭形进口的扬程高。但在1 000 m^3/h 以上的大流量工况下,圆筒形高于喇叭形。本研究主要分析轴流泵在小流量工况下的扬程提升方案,在只有3%扬程差的情况下,为了便于制造安装,建议实际工程中可以选用圆筒形双进口方案。

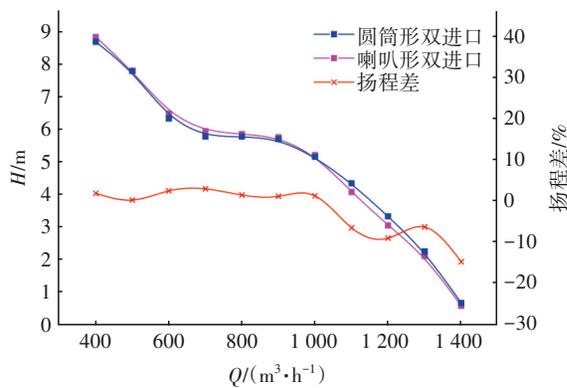


图9 喇叭形与圆筒形双进口结构的扬程

Fig.9 Head prediction of horn and cylinder types double-inlet structure

2.4 进口前流场分析

在600 m^3/h 流量下,两种双进口结构的轴面流线如图10所示。可知,采用双进口结构时,泄漏流大部分作用于内、外筒间隙内的主流,而内筒里的主流流动方向基本与轴线一致,分布较为均匀。叶顶泄漏形成的进口边前缘侧旋涡尺寸变小,主流的通流能力增加。与 δ/D_2 为10%的流线相比, δ/D_2 为5%的分布更均匀,进水管主流道受影响区域更小。因此,双进口结构形式可以抑制轴流泵流量-扬程不稳定特性的主要原因,在于保护了叶片进口边上游的流场分布,流体在此区域的轴向速度也大于普通泵。综上所述,双进口可以改善小流量工况流态,其结构将不同半径处的流动分隔开来,减少了叶顶泄漏引起的回流与主流的相互影响,从而部

分抑制了回流,改善了能量传递,使扬程有所增加。

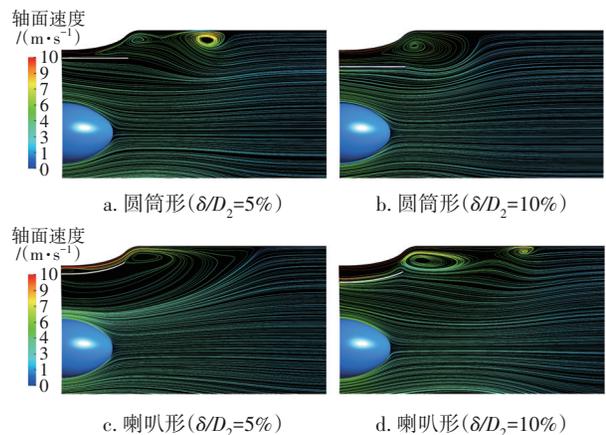


图10 双进口泵的叶轮进口前区域的流线分布

Fig.10 Streamline distribution of impeller of the double-inlet pump before the inlet area

3 结论

① 由于双进口的存在,有效抑制了小流量工况下轴流泵叶顶泄漏在叶轮进口边前端形成涡旋造成的影响,有效改善了进口边前端的流场,提高了主流通流能力,从而提高了扬程。在流量-扬程曲线上表现为减小了不稳定流量区间曲线的正斜率;在设计工况和大流量工况下,双进口间隙内的流动方向与主流一致,扬程与无内筒普通泵型相当。双进口结构扩大了流量使用范围。

② 双进口方案下,当内筒与外筒之间的间隙与叶轮外径的比值 δ/D_2 为10%时,对小流量工况的扬程提升效果最佳,此间隙值也最有利于安装。

③ 喇叭形双进口与圆筒形双进口均在小流量区间有扬程提升作用,在 $1.0Q_d$ 以下时两者的提升差别小于3%。

参考文献:

- [1] 钱忠东,王凡,王志远,等.可调导叶式轴流泵马鞍区水力特性试验研究[J].排灌机械工程学报,2013,31(6):461-465.
QIAN Zhongdong, WANG Fan, WANG Zhiyuan, et al. Experimental study on hydraulic performance of saddle zone in axial flow pump with adjustable guide vane [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(6): 461-465 (in Chinese).
- [2] 张健生.基于流体质点曲线运动特性的轴流泵马鞍区研究[D].杭州:浙江工业大学,2020.
ZHANG Jiansheng. Study on Saddle Region of Axial

- Flow Pump Based on Motion Characteristics of Fluid Particles [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2020(in Chinese).
- [3] 何乃昌,谈明高,刘厚林,等. 轴流泵马鞍区水力性能与压力脉动测试与分析[J]. 排灌机械工程学报, 2018, 36(2):118-123.
HE Naichang, TAN Minggao, LIU Houlin, *et al.* Test and analysis on pressure pulsation and hydraulic performance of saddle zone in axial flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2018, 36(2): 118-123(in Chinese).
- [4] 王勇,何乃昌,吴贤芳,等. 轴流泵马鞍区内流特性分析[J]. 中国农村水利水电, 2017(11): 164-167.
WANG Yong, HE Naichang, WU Xianfang, *et al.* Inner flow characteristics analysis of axial flow pump in the saddle zone [J]. China Rural Water and Hydropower, 2017(11): 164-167(in Chinese).
- [5] 程千,冯卫民,周龙才,等. 前置导叶对轴流泵马鞍区工况回流涡特性的影响[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 8-14.
CHENG Qian, FENG Weimin, ZHOU Longcai, *et al.* Effects of inlet guide vane on characteristics of backflow vortex in hump region of axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 8-14(in Chinese).
- [6] 施卫东,张华,陈斌,等. 不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(5): 374-377,406.
SHI Weidong, ZHANG Hua, CHEN Bin, *et al.* Numerical simulation of internal flow field in axial-flow pump with different blade tip clearance sizes [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(5): 374-377,406(in Chinese).
- [7] 张华,施卫东,陈斌,等. 轴流泵叶轮进口流场PIV试验与数值计算[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(6): 461-465.
ZHANG Hua, SHI Weidong, CHEN Bin, *et al.* PIV measurement and numerical calculation for impeller inlet flow field in axial flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(6): 461-465(in Chinese).
- [8] 王维,王伟超,张乐福,等. 端壁开缝改善轴流泵驼峰的机理[J]. 农业工程学报, 2020, 36(23): 12-20.
WANG Wei, WANG Weichao, ZHANG Lefu, *et al.* Mechanism for end-wall slots to improve hump in an axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2020, 36(23): 12-20(in Chinese).
- [9] 冯建军,杨寇帆,朱国俊,等. 进口管壁面轴向开槽消除轴流泵特性曲线驼峰[J]. 农业工程学报, 2018, 34(13):105-112.
FENG Jianjun, YANG Koufan, ZHU Guojun, *et al.* Elimination of hump in axial pump characteristic curve by adopting axial grooves on wall of inlet pipe [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2018, 34(13): 105-112 (in Chinese).
- [10] 吴贤芳,陆友东,谈明高,等. 叶片安放角对轴流泵马鞍区运行特性的影响[J]. 农业工程学报, 2018, 34(17): 46-53.
WU Xianfang, LU Youdong, TAN Minggao, *et al.* Effect of vane angle on axial flow pump running characteristics in saddle zone [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2018, 34(17): 46-53(in Chinese).
- [11] 刘竹青,肖若富,吕腾飞,等. 弯掠叶片对轴流泵驼峰及空化性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(3): 270-273,299.
LIU Zhuqing, XIAO Ruofu, LÜ Tengfei, *et al.* Effect of swept blade on hump and cavitation characteristics of axial flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(3): 270-273, 299 (in Chinese).
- [12] KUROKAWA J. J-groove technique for suppressing various anomalous flow phenomena in turbomachines [J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2011, 4(1): 1-13.
- [13] ZHOU Y S, ZHANG H, CHEN B. Influence of double-inlet design on the flow-head characteristics of axial-flow pump [J]. Journal of Hydrodynamics, 2021, 33(4):763-772.

作者简介:周勇胜(1972-),男,江苏南京人,博士,工程师,主要从事流体机械理论与环保装备技术研究。

E-mail:zhouyongsheng@189.cn

收稿日期:2021-09-03

修回日期:2021-12-26

(编辑:任莹莹)