

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdtq.2019.0100

张重阳,刘超,冯旭松,等.全贯流泵流动特性数值模拟和性能预测[J].南水北调与水利科技,2019,17(4):185-192. ZHANG C Y, LIU C, FENG X S, et al. Numerical simulation of flow characteristics and performance prediction of a motor-pump[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2019, 17(4): 185-192. (in Chinese)

全贯流泵流动特性数值模拟和性能预测

张重阳¹, 刘超¹, 冯旭松², 初长虹¹, 谢璐¹, 雷镇¹

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 江苏扬州 225000; 2. 南水北调东线江苏水源有限责任公司, 南京 210029)

摘要:为研究全贯流泵(电机泵)的性能,采用CFD软件对全贯流泵模型装置进行三维流动数值模拟,分析了全贯流泵内部流态和整体性能。结果表明:全贯流泵模型装置在各个工况下前导叶进口流速均匀度均在97%以上、叶轮进口流速均匀度均在91%以上,均匀度足以保证水泵性能。进水喇叭管、前导叶水力损失小,后导叶、出水喇叭管水力损失大。出水喇叭管出口断面流速分布不均匀,流态差。该装置最高效率为69.47%,对应工况流量为290 L/s时,扬程为4.855 m。在各个工况下,全贯流泵模型装置扬程比对照轴流泵装置扬程小,效率比对照轴流泵装置效率低,消耗的轴功率比对照轴流泵装置消耗的轴功率多。全贯流泵管路短,出水喇叭管出口流速大,扩散不充分,水力损失大,这是全贯流泵装置效率低的主要原因。

关键词:全贯流泵;流动特性;数值模拟;性能;水力损失

中图分类号:TV136.2 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Numerical simulation of flow characteristics and performance prediction of a motor-pump

ZHANG Chongyang¹, LIU Chao¹, FENG Xusong², CHU Changhong¹, XIE Lu¹, LEI Zhen¹

(1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225000, China;

2. South-to-North Water Transfer Project East Line Jiangsu Water Resources Co., Ltd., Nanjing 210029, China)

Abstract: In order to study the performance of the full-flow pump (motor-pump), we used the CFD software to simulate the three-dimensional flow of the motor-pump model system, and analyzed the internal flow state and overall performance of the motor-pump. The results showed that in all working conditions, the front guide vane inlet flow rate uniformity of the motor-pump is above 97%, and the uniformity of the impeller inlet flow rate is above 91%. The uniformity is enough to ensure pump performance. The hydraulic loss of the inlet flare tube and the front guide vane is low, while that of the back guide vane and the outlet flare tube is relatively high. The outlet velocity of the outlet flare tube is unevenly distributed with a poor flow state. The maximum efficiency of the system is 69.47%, and the head is 4.855 m when the flow rate is 290 L/s. In all working conditions, the head of the motor-pump system is smaller than the head of the contrasting axial-flow pump system, and the former's efficiency is lower than the latter's. The shaft power consumed by the motor-pump system is more than that consumed by the contrasting axial-flow pump system. The motor-pump has short pipelines, large outlet flow velocity, insufficient diffusion, and large hydraulic loss. These are the main reasons why the motor-pump system has low efficiency.

收稿日期:2019-01-11 修回日期:2019-05-17 网络出版时间:2019-05-28

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20190527.1524.002.html>

基金项目:国家自然科学基金(51279173);江苏省水利科技项目(2017031);调水工程建设运行管理关键技术研究(SDSLKY201705);江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介:张重阳(1994—),男,湖北随州人,主要从事泵装置理论方面研究。E-mail:424113807@qq.com

通信作者:刘超(1950—),男,江苏盐城人,教授,博士生导师,主要从事泵及泵装置理论与工程应用研究。E-mail:ydeliu@126.com

Key words: motor-pump; flow characteristics; numerical simulation; performance; hydraulic loss

轴流泵系统按动力机布置形式可分为轴伸泵系统(电动机在泵系统外部)和贯流泵系统(电动机在泵系统内部),其中贯流泵系统又分为灯泡贯流泵和全贯流泵^[1]。全贯流泵是将潜水电机技术和贯流泵技术结合的一种新型的机电一体化产品,其原理是将叶轮安装在电机转子内腔,水泵叶片和电机转子相连,叶片没有叶顶间隙,使电机的转子变成叶轮工作部件,工作时水流从转子内腔流过,因此又叫电机泵,全贯流泵不再有传动轴。它不仅保持了贯流泵本身的优点,如进水流态均匀,泵站土建投资小而且建设周期短,可取消高大的厂房,结构简化紧凑,整体吊装、安装方便,噪音低,对环境影响小,运行管理方便等,而且采用湿定子型潜水电机技术,克服传统贯流泵机组冷却、散热、密封等问题。适用于大流量排涝和城市水环境工程,是目前推广的新型水泵。

目前,对轴伸泵和灯泡贯流泵的研究相对较多,而对全贯流泵的分析和研究还比较少,刘超^[1]通过分析轴流泵系统技术创新与发展提出全贯流泵的发展在于提高泵装置效率。古智生^[2]通过研究不同形式贯流泵系统提出全贯流泵系统的特点,并给出了全贯流泵进一步研究需要解决的问题。曹良军^[3]通过分析全贯流泵的应用得出全贯流泵运行稳定,性能良好。杨敏林^[4-5]研究全贯流水轮机分析了转环对转轮后流场的影响。随着 CFD 技术的快速发展,流动仿真和数值模拟大量应用于工程问题与研究,本文结合相关研究^[6-9],借助 CFD 软件通过模拟全贯流泵模型装置运行,并与有叶顶间隙的对照轴流泵装置进行比较,以便准确分析全贯流泵的整体性能,使全贯流泵能够进一步的发展和应用。

1 数值模拟

1.1 几何建模

全贯流泵模型装置主要由进水池,进水喇叭管,前导叶,叶轮,后导叶,出水喇叭管,出水池组成。整个装置在 NX10.0 中建模,进水池是横截面边长为 1 000 mm 的正方形。进水池与前导叶间由进水喇叭管连接。前导叶的叶片由 4 个互相垂直的薄板组成,薄板前后为半椭圆形。叶轮直径为 300 mm,叶片数为 4,无叶顶间隙。后导叶叶片数为 7。后导叶和出水池由出水喇叭管连接。出水池断面为矩形,

宽为 1 000 mm,高为 1 600 mm。为了对比分析,将叶轮叶顶间隙设为 0.1 mm,作为对照的轴流泵装置用于和全贯流泵模型装置进行性能比较分析。其余部件与全贯流泵装置相同。全贯流泵模型装置和对照轴流泵装置外形见图 1。

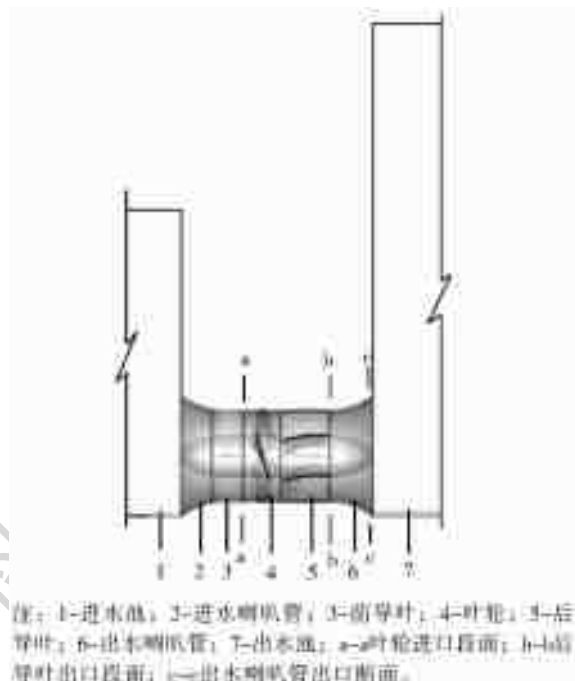


图 1 泵装置外形

Fig. 1 Outline of the pump system

1.2 网格划分

全贯流泵模型装置和对照轴流泵装置都采用结构化网格^[10],网格质量良好。现有研究发现^[11],建议叶轮单通道网格单元在 7 万~10 万个,后导叶单通道网格单元在 6 万~9 万个。叶轮和后导叶全部采用 CFX-TuroboGrid 进行网格划分,叶轮转速为 1 450 rad/min。网格无关性分析见图 2,分析得出叶轮网格数大于 36 万个,后导叶网格数大于 42 万个,则计算结果不再随网格数改变而改变,本次计算取全贯流泵模型装置叶轮网格数为 439 944,对照轴

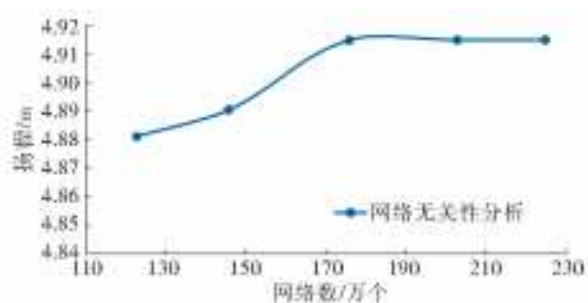


图 2 网格无关性分析

Fig. 2 Grid-independent analysis

流泵装置叶轮网格数为453 804,后导叶网格数为497 840,符合计算要求。其余各部件都采用CFX-ICEM CFD软件划分网格,其中进水喇叭管、出水喇叭管和前导叶网格质量大于0.5,最小内角大于18°,满足计算要求^[12]。进水喇叭管、前导叶、叶轮、后导叶、出水喇叭管网格见图3。

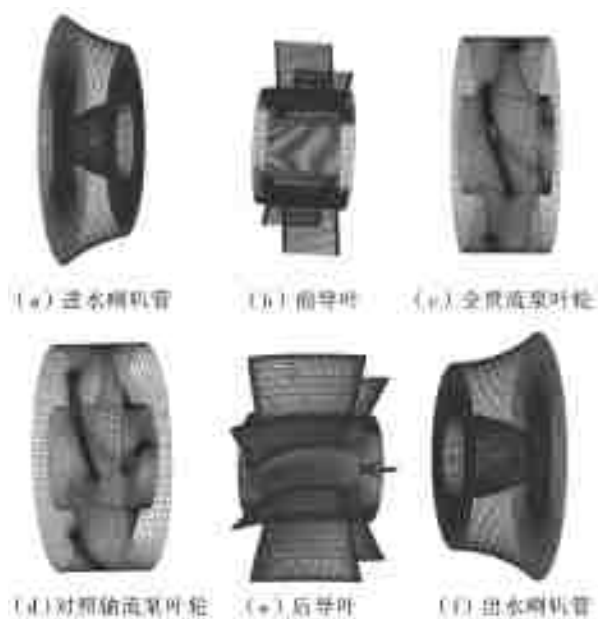


图3 网格划分
Fig.3 Meshing

1.3 计算方法和边界条件

计算时采用雷诺时均N-S方程和标准 $k-\epsilon$ 紊流

模型^[13-14]对计算域进行求解。进口采取质量流进口边界条件,从210 L/s到350 L/s每间隔20个单位取一个工况,出口采取静压出口边界条件,出口设为一个标准大气压,进水池水面设为对称面^[15-16],出水池水面设为壁面,固体边壁设置为无滑移的壁面条件^[17]。叶轮和前导叶、后导叶间设置为动静交界stage模型^[18],其余各交界面采用none交界面模型。全贯流泵因其结构的特殊性:叶片与电机转子连在一起旋转,所以需将叶顶间隙设为零,外壳和叶轮域设置成一起旋转,将外壳模拟成无质量电机转子,不考虑其重力对性能的影响。对照轴流泵其外壳静止,根据文献^[12]外壳应该设置成相对叶轮域反向旋转,即为绝对静止,则设置为反向旋转壁面(counter rotating wall)。

2 泵装置流动特性分析

2.1 叶轮进口速度

叶轮进口流态直接影响水泵的性能,在Tecplot中画出全贯流泵装置叶轮进口a-a断面小流量工况(230 L/s)、设计工况(290 L/s)、大流量工况(350 L/s)时叶轮进口的速度云图,见图4。

由图4可以看出:在3个工况下全贯流泵叶轮进口速度由内向外逐渐增加,3个工况下叶轮进口的流态较好,小流量工况下流态没有大流量工况下流态均匀。

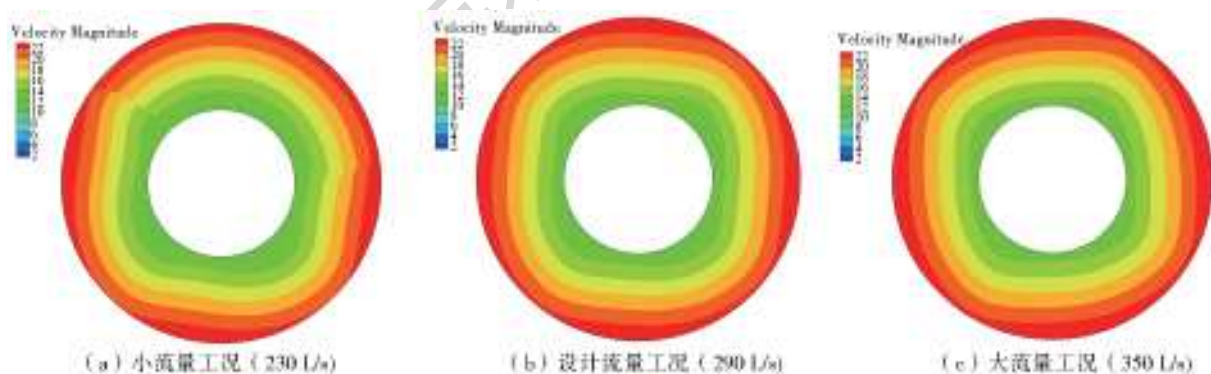


图4 叶轮进口断面速度云图
Fig.4 Speed cloud diagram of the impeller inlet section

2.2 断面流速均匀度

泵装置进口处水流的水力性能能影响水泵装置的整体性能,所以,在此提出流速分布均匀度^[19]来衡量进水水流的水力性能。但是常见单元网格有疏有密,所以采用面积加权均匀度^[20]来衡量进口断面水力性能。计算公式为

$$V_{\text{una}} = \left[1 - \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 \Delta A_i}{A}} \right] \times 100\% \quad (1)$$

式中: V_{una} 为进口断面流速均匀度; \bar{v}_a 为进口断面平均轴向速度; $\bar{v}_a = Q/A$, Q 为流量; A 为进口断面面积; v_{ai} 为进口断面第 i 个网格单元的轴向速度; ΔA_i 为进口断面第 i 个网格单元面积。取前导叶进口和叶轮进口断面计算均匀度,计算结果见图5。

计算结果表明:全贯流泵装置前导叶进口和叶轮进口断面流速均匀度均较高,且随着流量的增加进口均匀度也增加,前导叶进口流速均匀度均在97%以上,叶轮进口流速均匀度均在91%以上,前导

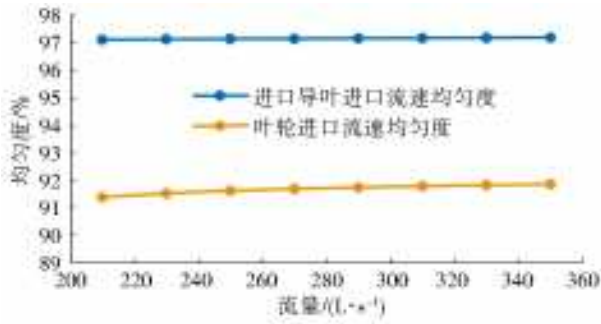
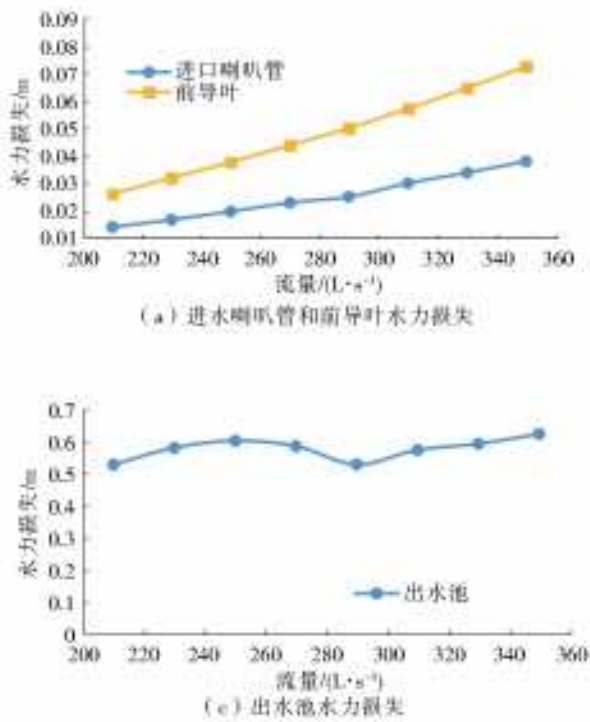


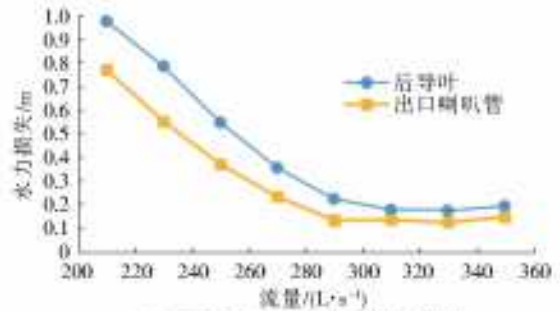
图 5 流速均匀度

Fig. 5 Flow velocity uniformity

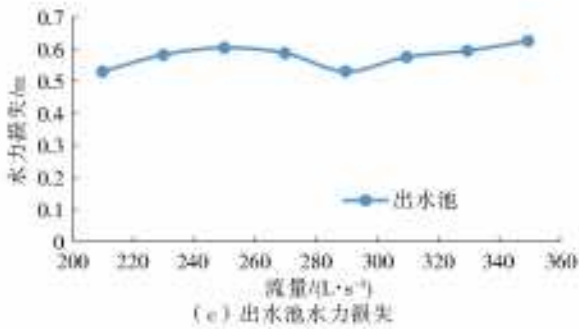
叶降低了叶轮进口流速均匀度,无叶顶间隙电机泵叶轮效率为 84.7%,对照轴流泵叶轮效率为 90.1%,叶



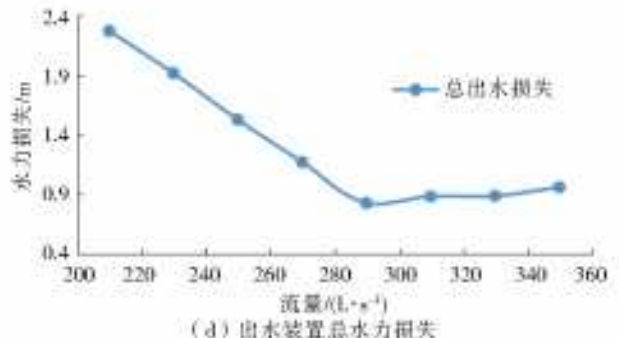
(a) 进水喇叭管和前导叶水力损失



(b) 后导叶和出水喇叭管水力损失



(c) 出水池水力损失



(d) 出水装置总水力损失

图 6 水力损失

Fig. 6 Hydraulic loss curves

计算结果表明:全贯流泵叶轮前的进水喇叭管和前导叶水力损失随流量的增加而增加,前导叶和进水喇叭管的水力损失小,全贯流泵叶轮后的后导叶和出水喇叭管水力损失随流量的增加先急剧下降再缓慢增加,环量损失回收小,全贯流泵装置中后导叶水力损失最大。出水池的水力损失在流量为 290 L/s 时最小为 0.475 m。总出水装置水力损失先减小后增加,在流量为 290 L/s 时,总出水装置水力损失最小为 0.796 m。

在不同流量工况下进水喇叭管与前导叶内流速不同,流速随流量增加而增大,所以水力损失随流量的增加而增大。全贯流泵叶轮后的导叶在设计流量工况下整流效果较好,水流平顺,流体和流体之间的

摩擦小,所以水力损失小。出水喇叭管在小流量工况下有回流,水力损失较大,在设计流量工况和大流量工况下,水流平顺,水力损失随流量增加而增大。

2.3 水力损失

为了研究全贯流泵叶轮对泵装置水力性能的影响,计算出全贯流泵进水喇叭管、前导叶、后导叶、出水喇叭管、出水池和总出水装置水力损失,参考文献 [21] 计算公式如式(2),计算结果见图 6。

$$\Delta h = \frac{(P_{out} - P_{in})}{\rho g} \quad (2)$$

式中: Δh 为水力部件水力损失; P_{out} 为水力部件出口总压; P_{in} 为水力部件进口总压; ρ 为液体密度; g 为重力加速度。

摩擦小,所以水力损失小。出水喇叭管在小流量工况下有回流,水力损失较大,在设计流量工况和大流量工况下,水流平顺,水力损失随流量增加而增大。

2.4 后导叶出口速度

后导叶出口流态能够反应全贯流装置的整体性能,图 7 是后导叶在小流量(230 L/s)、设计流量(290 L/s)、大流量(350 L/s)工况下出口 b-b 断面的速度云图。

从图 7 中可以看出,在各个流量工况下,后导叶出口的速度云图因 7 个叶片的原因明显的分为 7 块相似的区域,全贯流泵为卧式泵,所以在重力作用下,断面下侧流速比上侧流速大。设计流量工况下导叶整流效果较好,在小流量和大流量工况下后导

叶出口速度最大值比设计流量工况下大,大流量工况下最大速度靠近轮毂,小流量工况下最大速度靠近外壳。速度环量回收小,经过导叶整流后,仍有一

部分剩余环量,出口流态较差。在小流量工况和大流量工况下后导叶出口断面流速分布不均匀,设计流量工况下后导叶出口断面流速分布相对均匀。

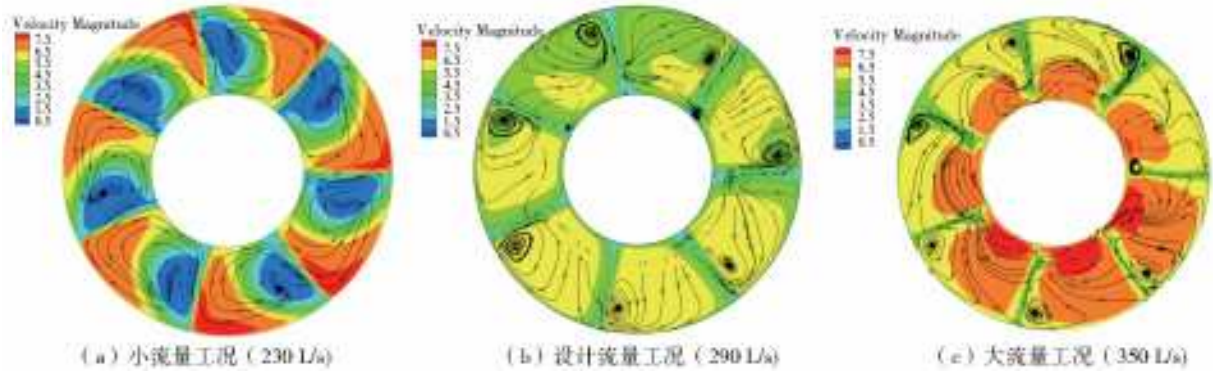


图7 后导叶出口速度云图

Fig. 7 Speed cloud diagram of the back guide vane outlet

2.5 出水喇叭管出口平均速度

出水喇叭管出口速度能反映出全贯流泵出水条件的好坏,采用面积平均法算出出水喇叭管出口断面平均轴向速度和平均总速度,即用每个网格单元的面积乘每个网格单元的平均轴向速度或平均总速度,求和后再除以总面积,计算结果见表1。图8是用 Tecplot 画出水喇叭管在小流量(230 L/s)、设计流量(290 L/s)、大流量(350 L/s)工况下出口 c-c 断面的速度分布云图。

从表1数据可知,出水喇叭管出口断面平均轴向速度随流量增加均匀增加。出口断面平均总速度总体上也随流量增加而增加,但在小流量工况210 L/s时,因为出水喇叭管内有局部回流,从而导致计算出来的断面平均总速度相对偏大。

表1 出水喇叭管出口平均速度

Tab. 1 Average speed at the outlet of the outlet flare tube

流量/(L·s ⁻¹)	210	230	250	270	290	310	330	350
轴向速度/(m·s ⁻¹)	1.70	1.86	2.02	2.18	2.34	2.5	2.66	2.82
总速度/(m·s ⁻¹)	2.55	2.51	2.55	2.70	2.78	2.94	3.11	3.25

从图8可以看出:设计流量工况下出水喇叭管出口断面流速分布相对均匀,在小流量和大流量工况下出水喇叭管出口断面流速分布均匀性较差,在断面中心区域速度都较小,在小流量工况下断面中心有一个明显的旋涡。3个工况下出水喇叭管出口断面流速分布都受后导叶的影响,由于出水喇叭管内流程很短,水流动能没有充分交汇发展的空间,较高流速集中于7个与导叶相应的区域,导致出水损失增大。

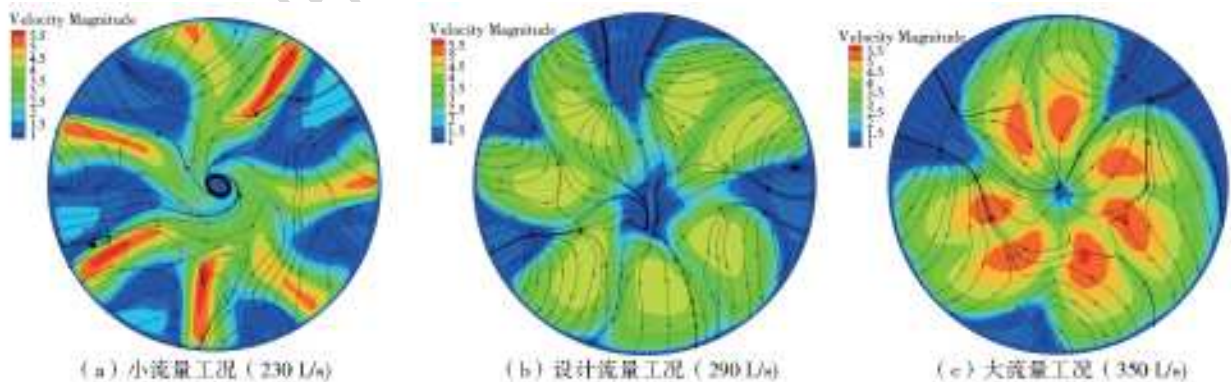


图8 出水喇叭管出口速度云图

Fig. 8 Speed cloud diagram at the outlet of the outlet flare tube

3 性能预测和分析

3.1 泵性能预测和分析

根据 CFD 数值模拟结果对全贯流模型泵和对照轴流泵性能进行预测和分析,其结果见图9

和10。

从图9中可以看出,全贯流模型泵和对照轴流泵最高效率点均在流量为290 L/s时。在各个流量工况下,全贯流模型泵扬程比对照轴流泵扬程小,在设计流量工况下全贯流泵扬程5.436 m,对照轴

流泵扬程 5.587 m,全贯流模型泵扬程比对照轴流泵扬程低 0.151 m。在各个流量情况下,全贯流模型泵效率低于对照轴流泵效率,全贯流模型泵最高效率为 77.79%,对照轴流泵最高效率为 83.83%,全贯流模型泵效率比对照轴流泵小 6.04%。全贯流模型泵在小流量工况下效率比对照轴流泵小 3.22%,在大流量工况下效率比对照轴流泵小 8.48%。对照轴流泵和全贯流模型泵在最高效率点左边随着流量减小,效率减小幅度较小,在最高效率点右边随流量增加,效率减小幅度较大。由图 10 可以得出,全贯流模型泵在同流量工况下,消耗轴功率比对照轴流泵消耗轴功率大,随着流量增加,全贯流模型泵消耗的轴功率与对照轴流泵消耗的轴功率差值越来越大。

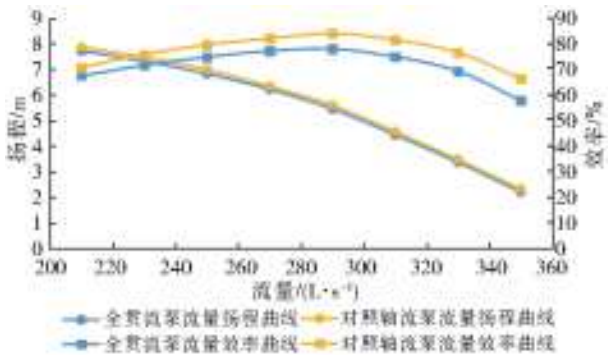


图 9 泵性能曲线

Fig. 9 Pump performance curves

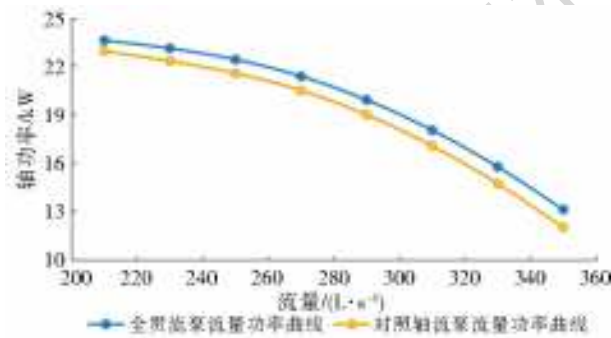


图 10 泵流量功率曲线

Fig. 10 Pump flow power curves

全贯流模型泵中,外壳随着叶片一起旋转,增加了阻力损失,所以扬程会减小,外壳旋转时增加了外壳转子的扭矩,相应轴功率也会增加,全贯流模型泵轴功率大于对照轴流泵轴功率,所以全贯流模型泵效率会小于对照轴流泵的效率。

3.2 泵装置性能预测和分析

考虑到进出水池对水泵水力性能的影响,计算出各个工况下全贯流泵模型装置和对照轴流泵装置的扬程和效率,并绘制出性能曲线,其结果见图 11。并对分析全贯流泵装置和全贯流泵的扬程和效

率,见图 12。

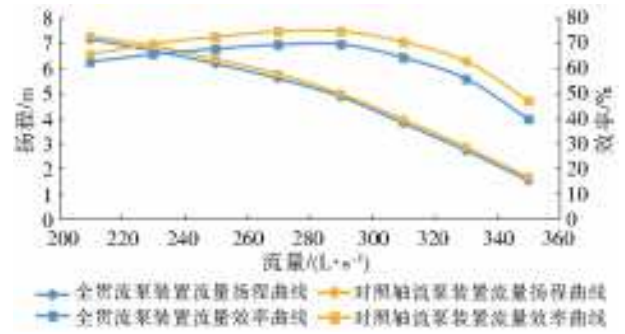


图 11 泵装置性能曲线

Fig. 11 Pump system performance curves

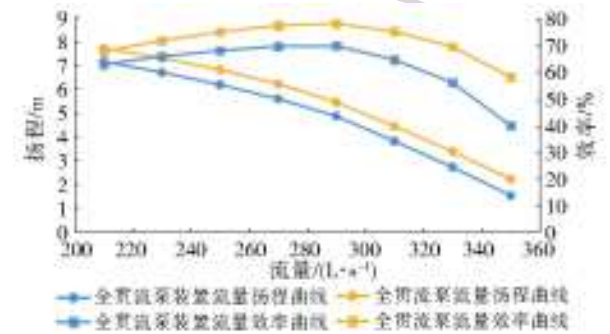


图 12 全贯流泵装置和全贯流泵性能曲线

Fig. 12 Performance curves of the motor-pump system and the motor-pump

由图 11 中可以看出,全贯流泵模型装置和对照轴流泵装置扬程和效率变化趋势均与全贯流模型泵和对照轴流泵相同,全贯流泵模型装置和对照轴流泵装置最高效率点均在流量为 290 L/s 处,其中全贯流泵模型装置效率为 69.47%,对照轴流泵装置效率为 74.65%,全贯流泵模型装置比对照轴流泵装置最高效率低 5.18%,在小流量工况下低 3%,在大流量工况下低 7.33%。对照轴流泵装置各流量工况下效率均高于全贯流泵模型装置,全贯流泵模型装置各个工况下扬程比对照轴流泵装置扬程小,在设计流量工况下全贯流泵模型装置扬程 4.855 m,对照轴流泵装置扬程 4.975 m,全贯流泵模型装置扬程比对照轴流泵装置扬程低 0.12 m。

根据图 12 中得出,全贯流泵模型装置的扬程和效率明显小于全贯流模型泵。在最高效率点全贯流泵模型扬程比全贯流泵装置扬程高 0.581 m,效率高 8.32%,而且随着流量的增加,效率差值越来越明显。

4 结论

(1)全贯流模型泵在各工况下前导叶进口流速均匀度均在 97% 以上,叶轮进口流速均匀度均在 91% 以上,进口水流流态较好足以保证水泵的性能。

全贯流模型泵叶轮前的前导叶和进水喇叭管的水力损失较小,叶轮后的后导叶和出水喇叭管水力损失较大,其中后导叶的水力损失最大。

(2)全贯流泵模型装置在流量为 290 L/s 时效率最高为 69.47%,扬程为 4.855 m,对照轴流泵装置在流量为 290 L/s 时效率最高为 74.65%,扬程为 4.975 m,此时,全贯流泵模型装置扬程比对照轴流泵装置扬程低 0.12 m。全贯流泵模型装置效率比对照轴流泵装置效率低 5.18%。在各个工况下,全贯流泵模型装置扬程比对照轴流泵装置扬程小,效率比对照轴流泵装置低,消耗的轴功率比对照轴流泵装置多。

(3)全贯流模型泵在流量为 290 L/s 时效率最高为 77.79%,扬程为 5.436 m,比全贯流模型泵装置最高效率点扬程高 0.581 m,效率高 8.32%。全贯流泵管路短,水流动能没有充分交汇发展的空间,出水喇叭管出口流速较大,流态较差,水力损失大,全贯流泵装置的扬程和效率小于全贯流泵,且流量越大,效率差值越明显。

参考文献(References):

- [1] 刘超. 轴流泵系统技术创新与发展分析[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 49-59. (LIU C. Research and development of axial flow-pump system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 49-59. (in Chinese)) DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2015. 06. 008.
- [2] 古智生. 全贯流潜水电泵的开发与应用[J]. 水利水电技术, 2010, 41(12): 54-57. (GU Z S. Development and application of new type submersible tubular pump[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2010, 41(12): 54-57. (in Chinese)) DOI: 10. 13928/j. cnki. wrahe. 2010. 12. 010.
- [3] 曹良军, 刘长益, 钟跃凡. 全贯流潜水电泵的应用及出水端自耦式安装的稳定性分析[J]. 湖南水利水电, 2015(2): 87-91. (CAO L J, LIU C Y, ZHONG Y F. Application of full-flow submersible electric pump and stability analysis of auto-coupling installation at outlet [J]. Hunan Water Resources and Hydropower, 2015 (2): 87-91. (in Chinese)) DOI: 10. 16052/j. cnki. hnsld. 2015. 02. 031.
- [4] 杨敏林. 全贯流式水轮机流场测量与分析[J]. 水轮泵, 1996(2): 23-26. (YANG M L. Measurement and analysis of flow field in a trans-tubular turbine[J]. Water-wheel Pump, 1996(2): 23-26. (in Chinese)) DOI: 10. 19508/j. cnki. 1672-4801. 1996. 02. 006.
- [5] 杨敏林. 全贯流水轮机的模型试验研究[J]. 广东电力, 1995(4): 15-18. (YANG M L. Model test research of Peri-flow Turbine[J]. Guangdong Electric Power, 1995 (4): 15-18. (in Chinese))
- [6] 李亚楠. 双向全贯流式抽水装置研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2015. (LI Y N. Study of bidirectional pumping system with entirely tubular pump [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2015(in Chinese))
- [7] 王海. 全贯流泵抽水装置与半贯流泵抽水装置的综合比较研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2015. (WANG H. Comprehensive comparative study for entirely tubular pump installation and semi-tubular pumping pumping installation [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2015. (in Chinese))
- [8] 张仁田, 岳修斌, 朱红耕, 等. 基于 CFD 的泵装置性能预测方法比较[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 85-90. (ZHANG R T, YUE X B, ZHU H G, et al. Comparison on performance prediction methodologies of low head pump systems based on CFD unit[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 85-90 (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1000-1298. 2011. 03. 016.
- [9] 穆岩, 俞健, 李绍旭, 等. 叶顶间隙对轴流泵性能的影响[J]. 水泵技术, 2013(5): 33-35, 39. (MU Y, YU J, LI S X, et al. Influence of tip clearance on the performance of the axial flow pump [J]. Pump Technology, 2013 (5): 33-35, 39. (in Chinese))
- [10] 纪兵兵, 陈金瓶. ANSYS ICEM CFD 网格划分技术实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2017. (JI B B, CHEN J P. Detailed examples of ANSYS ICEM CFD meshing technology [M]. Beijing: China Water Resources and Hydropower Press, 2017. (in Chinese))
- [11] 杨帆. 低扬程泵装置水动力特性及多目标优化关键技术研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2013. (YANG F. Research on hydraulic performance and multi-objective optimization key technologies of low-lift pumping unit [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2013. (in Chinese))
- [12] 谢龙汉, 赵新宇. ANSYS CFX 流体分析及仿真(第二版)[M]. 北京: 电子工业出版社, 2013. (XIE L H, ZHAO X Y. ANSYS CFX Fluid Analysis and Simulation (Second Edition) [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2013. (in Chinese))
- [13] 石丽建. 轴流泵水力模型优化设计方法及关键技术研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2017. (SHI L J. Research on optimization design method and the key technology of the axial-flow pump hydraulic model [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2017. (in Chinese))
- [14] BLAZEK J. Computational fluid dynamics: principles and applications [M]. 2nded. Netherlands: Elsevier

- Ltd, 2005: 227-270.
- [15] 肖惠民. 基于计算流体力学的水轮机及水电站尾水系统数值研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2005. (XIAO H M. Numerical simulation of hydraulic turbine and hydropower station tailrace system based on the computational fluid dynamics[D]. Wuhan: Wuhan University, 2005. (in Chinese))
- [16] 刘超, 成立, 汤方平, 等. 水泵站开敞进水池三维紊流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2002(6): 53-55. (LIU C, CHENG L, TANG F P, et al. Numerical simulation of three-dimensional turbulent flow for opening pump sump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2002(6): 53-55. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j.issn.1000-1298.2002.06.016.
- [17] 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. (CHENG L. Numerical simulation for flow pattern and hydraulic performance of pumping systems[D]. Nanjing: Hohai University, 2006. (in Chinese))
- [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] 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009. (LIU C. Pump and pump station[M]. Beijing: China Water Resources and Hydropower Press, 2009. (in Chinese))
- [20] 刘超, 梁豪杰, 金燕, 等. 立式轴流泵进水流场 PIV 测量[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 33-41. (LIU C, LIANG H J, JIN Y, et al. PIV measurement of intake flow field in axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2015, 46(8): 33-41. (in Chinese)) DOI: 10.641/j.issn.1000-1298.2015.08.006.
- [21] 金燕. 贯流泵内部流动的数值模拟与三维 LDV 测量研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2010. (JIN Y. Study on the Numerical simulation and 3D-LDV measurement of tubular pump[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2010. (in Chinese))

(上接第 184 页)

- [18] 刘玉凤, 黄介生, 伍靖伟. 基于最大树法的华北地区节水型农业分区[J]. 中国农村水利水电, 2013(12): 80-84. (LIU Y F, HUANG J S, WU J W. Water-saving agricultural zoning in north China based on maximum tree method[J]. China Rural Water and Hydropower, 2013(12): 80-84. (in Chinese))
- [19] 程明瀚, 郝仲勇, 杨胜利, 等. 膜下滴灌条件下温室青椒的水氮耦合效应[J]. 灌溉排水学报, 2018, 37(11): 50-56, 68. (CHENG M H, HAO Z Y, YANG S L, et al. Water-nitrogen coupling effect of green pepper in greenhouse under drip irrigation under mulch[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2018, 37(11): 50-56, 68. (in Chinese))
- [20] 邢英英. 温室番茄滴灌施肥水肥耦合效应研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2015. (XING Y Y. Study on coupling effect of fertilizer, water and Fertilizer on drip irrigation of Tomato in greenhouse[D]. Yangling: Northwest University of Agriculture and Forestry, 2015. (in Chinese))
- [21] 夏建国, 李廷轩, 邓良基, 等. 主成分分析法在耕地质量评价中的应用[J]. 西南农业学报, 2000(2): 51-55. (XIA J G, LI T X, DENG L J, et al. Application of principal component analysis in evaluation of cultivated land quality[J]. Journal of Southwest Agriculture, 2000(2): 51-55. (in Chinese))