排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2015 年 8 月 Aug. 2015 第 33 卷 第 8 期 Vol. 33 No. 8

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.14.1007

蜗壳结构对液力透平径向力的影响

杨军虎，李泰龙
（兰州理工大学能源与动力工程学院，甘肃 兰州 730050）

杨军虎

摘要： 为研究蜗壳结构对液力透平径向力的影响，以某化工厂 XWT 500-18 型液力透平为研究对象，采用 SST $k-\omega$ 湍流模型和边界层网格，对单蜗壳、双蜗壳匹配同一叶轮的液力透平进行内部流场数值模拟. 根据数值计算结果对比分析 2 种不同蜗壳结构液力透平的外特性、压力分布、径向力特性. 结果表明，在全工况内，单、双蜗壳透平的水头、轴功率接近，双蜗壳结构并无性能优势；双蜗壳结构由于隔板的存在使得叶轮进口附近的静压分布不如单蜗壳的均匀；在最优工况点下，单蜗壳透平的径向力最小，约为双蜗壳的一半，双蜗壳液力透平的径向力水平大于单蜗壳液力透平，双蜗壳液力透平径向力平衡较差；单、双蜗壳液力透平径向力方向与隔舌夹角在小流量下变化较大，在大流量下变化较小. 分析结果可对液力透平径向力的认识和蜗壳设计提供参考.

关键词： 液力透平；单蜗壳；双蜗壳；径向力；数值模拟
中图分类号： TH311；TK73 **文献标志码：** A **文章编号：** 1674-8530(2015)08-0651-05

杨军虎，李泰龙. 蜗壳结构对液力透平径向力的影响[J]. 排灌机械工程学报，2015，33(8)：651-655，680.
Yang Junhu, Li Tailong. Influence of volute configurations on radial force of hydraulic turbine [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering (JDIME), 2015, 33(8): 651-655, 680. (in Chinese)

Influence of volute configurations on radial force of hydraulic turbine

Yang Junhu, Li Tailong
(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: In order to study the influence of the volute configurations on the radial force of the hydraulic turbine, the XWT 500-18 type hydraulic turbine in a chemical plant was selected as the research object. The SST $k-\varepsilon$ turbulent model and the boundary layer grid were used to simulate hydraulic turbine with various volutes of single volute, double volute, in which the same impeller was adopted. The performance characteristics, pressure distribution and radial force of the hydraulic turbine with two different volutes were compared and analyzed according to the simulated results. The results show that the head and shaft power of single volute turbine are close to those of double volute turbine in all conditions. There is no advantage of performance in double volute turbine. The distribution of static pressure near the inlet of double volute impeller is less uniform than that of single volute impeller due to the existence of the diaphragm. The radial force of the optimal point of the single volute turbine is the minimum which is half as large as that of double volute turbine. The radial force of the double volute turbine is higher than that of the single volute turbine overall while its balance is much poor. The direction and spiral angle of two kinds of turbines change greatly at small flow rates while its range is smaller at big

收稿日期： 2014-12-25；**网络出版时间：** 2015-07-14
网络出版地址： http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20150714.2033.002.html
基金项目： 国家自然科学基金资助项目(51169010)；“十二五”国家科技支撑计划项目(2012BAA08B05)；甘肃省教育厅导师基金资助项目(0278)
作者简介： 杨军虎(1962—)，男，陕西蒲城人，教授，博士生导师(lzyangjh@lut.cn)，主要从事流体机械内部流动机理及设计理论研究.
李泰龙(1988—)，男，甘肃陇南人，硕士研究生(通信作者，litailong58@sina.com)，主要从事流体机械内部流动机理研究.

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

flow rates. The results of the analysis can provide the reference of the understanding of the radial force and volute design in hydraulic turbine.

Key words: hydraulic turbine; single volute; double volute; radial force; numerical simulation

能量回收液力透平是一种将高压液体的压力能转换为液力透平机械能的旋转机械，可驱动发电机发电或驱动耗能机械做功，以实现对高压液体能量的回收和利用. 在偏远地区微小水电资源的开发利用及采矿、海水淡化、石油化工等领域有着广泛的应用[1-3]. 目前对液力透平的研究主要集中在选择合适的泵反转作液力透平使用[4-7]以及液力透平性能优化[8-10]、叶轮设计方法[11-13]和滑移系数的研究[14]，对液力透平工作稳定性的研究较少. 文献[15]分别对离心泵工况与透平工况下的径向力进行了数值预测和分析. 分析表明: 与泵工况相比，透平工况下的径向力在小流量区更小，而在大流量区域与泵工况接近. 文献[16]对蜗壳式液力透平内部非定常流动引起的径向力、压力脉动进行了数值计算与分析. 蜗壳式液力透平在运行时产生作用于叶轮上的径向力，使轴受到交变应力的作用，产生径向的挠度. 径向力的大小直接影响透平工作的稳定性，过大的径向力会导致透平轴、轴承、密封环等部件的损坏. 目前对透平径向力的研究多是针对单蜗壳进行的，少有关于双蜗壳对液力透平径向力影响的研究.

文中以 XWT 500－18 型液力透平为模型，叶片进口修圆，设计单蜗壳与双蜗壳 2 种结构，对同一叶轮匹配不同蜗壳的液力透平进行内部流场的三维数值模拟，以研究不同蜗壳结构对液力透平径向力的影响.

1 液力透平的基本参数

以 XWT 500－18 型液力透平为研究对象，其技术参数为流量 $Q=500\ \mathrm{m^3/h}$，水头 $H=180\ \mathrm{m}$，转速 $n=2\ 950\ \mathrm{r/min}$，比转数 $n_s=81.66$. 主要几何参数: 叶轮进口直径 D_1 为 350 mm，叶轮出口直径 D_2 为 155 mm，叶轮轮毂直径 D_h 为 65 mm，叶轮进口宽度 b_1 为 28 mm，叶片进口角 β_{b1} 为 20°，叶片数 Z 为 5，蜗壳基圆直径 D_0 为 370 mm，蜗壳出口宽度 b_0 为 45 mm，蜗壳进口直径 ϕ 为 150 mm，蜗壳断面形状为矩形，尾水管长度 L/D_2 为 4，尾水管扩散角 θ 为 14°.

原液力透平在设计时考虑到设计流量较大可能导致径向力较大，根据离心泵的设计经验设计出双蜗壳结构以减小径向力. 然而按照离心泵蜗壳设计方法设计的双蜗壳在透平工况下的效果如何尚未研究. 故在双蜗壳的基础上去掉隔板形成单蜗壳，并保证单、双蜗壳各断面的过流面积相等. 双蜗壳隔板按照离心泵双蜗壳设计方法设计，隔板起始位置与隔舌呈 180°对称布置以形成 2 个对称流道. 隔板型线与蜗壳型线同为对数螺旋线，以保证蜗壳内流体的速度矩保持不变. 隔板内侧流道面积沿起始位置逐渐增加，隔板末端两侧流道面积相等.

2 计算模型

采用 Pro/E 进行三维建模，计算域包括蜗壳、叶轮、尾水管 3 个部分. 为使模拟更加逼近真实情况，计算域对蜗壳进口处延长 0.6 m，计算域及网格划分如图 1 所示.

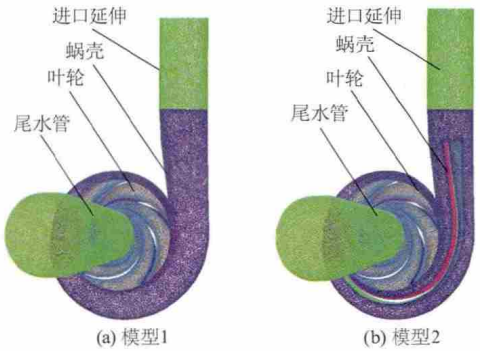

图 1 计算模型及网格划分

Fig. 1 Computational domain and mesh

图 1 中模型 1，2 均使用同一叶轮且依次匹配单、双蜗壳.

单、双蜗壳的基圆直径、出口宽度、断面形状和断面面积均相同. 文中使用 ICEM 进行网格划分，采用对复杂几何边界适应性较强的非结构四面体网格. 为保证精度，在叶片周围、蜗壳隔舌及隔板处进行网格加密，通过网格无关性数值验证，最终确定网格数如表 1 所示.

表 1 计算域网格数

Tab. 1 Mesh numbers of calculation regions

模型类型	叶轮	蜗壳	尾水管
模型 1	1 662 461	458 648	326 582
模型 2	1 662 461	1 232 331	326 582

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

2.1　数值计算方法

采用 Fluent 软件对液力透平内部流场进行数值模拟，控制方程包括连续方程和 Reynolds 时均 Navier－Stokes 方程（RANS）. 湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型，其优点是低雷诺数条件下的近壁处理由于不涉及 $k-\varepsilon$ 模型中需要的复杂非线性衰减函数，所以对分离预测的准确度更高. 边界条件采用速度进口，压力出口，出口压力为 0.5 MPa，壁面无滑移. 通过改变进口速度的大小来模拟液力透平在不同工况下的流动情况.

3　计算结果分析

3.1　外特性分析

图 2 为 2 种模型液力透平的外特性曲线. 图中 P 为轴功率，η 为效率.

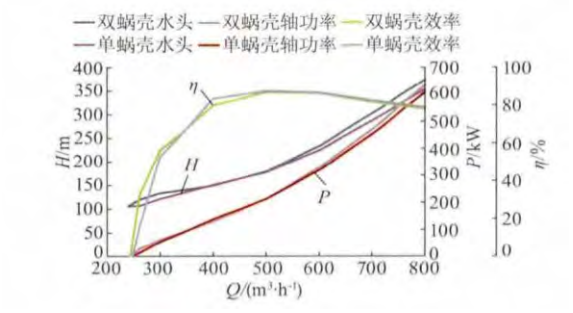

图 2　不同蜗壳结构的液力透平外特性曲线

Fig. 2　External characteristic curves of hydraulic turbine with different volutes

由图 2 中效率－流量曲线还可发现，在流量 $Q=500\ \mathrm{m^3/h}$ 时单蜗壳和双蜗壳液力透平的效率均达到最优效率点（BEP），在最优工况点单蜗壳液力透平的效率比双蜗壳液力透平的效率高约 1%. 当流量偏离最优工况点时，在流量小于 350 $\mathrm{m^3/h}$ 时双蜗壳液力透平的效率高于单蜗壳液力透平. 在流量大于 400 $\mathrm{m^3/h}$ 时单蜗壳液力透平的效率略高于双蜗壳液力透平，最大相差 3.5%.

由图 2 中水头－流量曲线还可发现，2 种模型液力透平的水头均随流量的增大而增大. 在流量小于 400 $\mathrm{m^3/h}$ 的小流量区和流量大于 500 $\mathrm{m^3/h}$ 时的大流量区内，相同流量下双蜗壳液力透平的水头均大于单蜗壳液力透平，当流量偏离最优工况点越大时水头的差值也越大，而在流量为 400～500 $\mathrm{m^3/h}$ 时，单、双蜗壳液力透平的水头十分接近，这表明与单蜗壳相比，在相同流量区间内双蜗壳液力透平的可回收能量范围要稍大一点.

图 2 中轴功率－流量曲线与水头－流量曲线类似，在流量为 400～500 $\mathrm{m^3/h}$ 时，单蜗壳液力透平的轴功率（输出功率）大于双蜗壳液力透平的轴功率，而在其余流量区间内，双蜗壳液力透平的轴功率则稍大于单蜗壳液力透平，并且当流量偏离最优工况越大时轴功率的差值也越大. 由功率－流量曲线可知：液力透平存在零功率点，不同蜗壳结构的液力透平对应的零功率点流量不同，且单蜗壳对应点流量略大于双蜗壳；当流量小于零功率点时，液力透平的输出功率为负，此时液力透平作为负载运行；当流量大于零功率点时，液力透平的输出功率为正，液力透平开始回收能量. 由此可知，在相同流量范围内，双蜗壳液力透平的功率输出范围略大于单蜗壳液力透平，而双蜗壳液力透平的能量回收范围与单蜗壳液力透平基本相同.

3.2　蜗壳结构对透平压力分布的影响

图 3 为不同工况下单、双蜗壳透平中间垂面上的静压分布图.

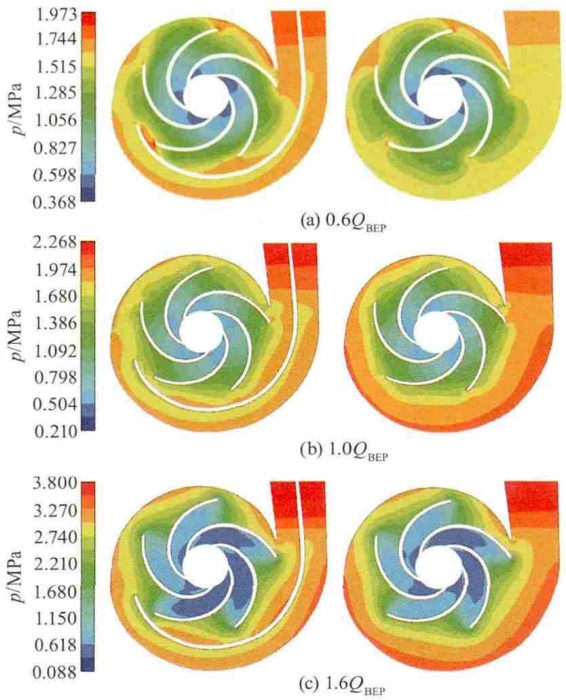

图 3　不同工况单、双蜗壳压力分布

Fig. 3　Pressure contours with various volutes under different conditions

从图 3 中可以看出，在不同工况下单、双蜗壳液力透平内压力沿蜗壳进口到叶轮出口逐渐降低，单、双蜗壳内的静压分布规律相似，从隔舌处开始蜗壳内压力逐渐减小. 对比分析单、双蜗壳发现，当 $Q<Q_{\mathrm{BEP}}$ 时，双蜗壳在隔板靠近叶轮区域的静压力明显大于单蜗壳，且区域面积较大，单、双蜗壳对叶轮

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

内压力分布的影响较小；当 $Q = Q_{BEP}$ 时，单、双蜗壳内静压分布都很均匀，但由于隔板的存在，隔板区靠近叶轮处的高压面积区略大于单蜗壳；当 $Q > Q_{BEP}$ 时，与 $Q < Q_{BEP}$ 类似，双蜗壳隔板靠近叶轮区域的静压力明显大于单蜗壳相同区域. 与单蜗壳相比，双蜗壳由于隔板的存在使得相同工况下叶轮进口区的静压力大于单蜗壳时的，且压力分布不均匀，这不利于叶轮的受力平衡.

图 4 为不同工况下单蜗壳与双蜗壳液力透平叶片上的静压分布曲线，其中 R_1 为叶轮入口半径，R 为叶片表面与旋转轴的距离，叶片表面的压力分布反映出叶片的载荷分布情况.

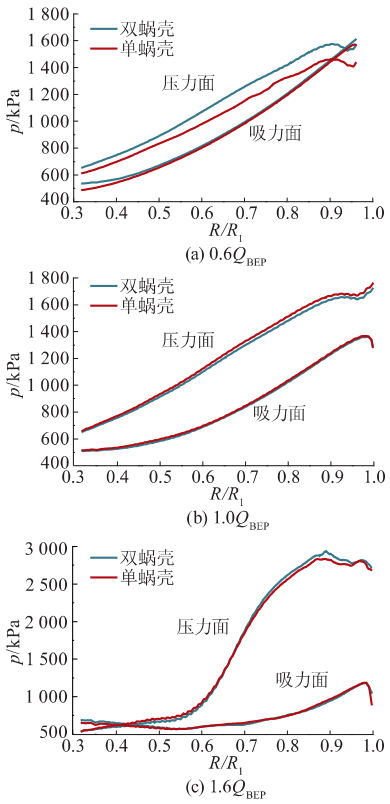

图 4 不同工况下叶片静压分布

Fig. 4 Static pressure distribution curves of blades at different conditions

比较单、双蜗壳可知，2 种蜗壳结构对叶片背面的静压分布影响很小. 在 $Q < Q_{BEP}$ 时，叶片表面静压随半径增大而均匀增大，双蜗壳透平的叶片压力面静压大于单蜗壳透平且分布不如单蜗壳时均匀. 由于偏离最优工况，在叶轮进口处的流动冲击较大使得压力面静压曲线产生波动；当 $Q = Q_{BEP}$ 时，最优工况下 2 种模型的叶片静压分布曲线十分相近，叶片吸力面靠近出口处压力曲线比较平坦，从 $R/R_1 = 0.5$ 开始，吸力面压力随半径增大而均匀增大. 同时叶片压力面静压随半径的增大而均匀增大，靠近叶片出口处压力较为平坦，在进口圆角处压力有波动；当 $Q > Q_{BEP}$ 时，2 种模型的叶片压力面静压分布都不均匀，当 $R/R_1 < 0.6$ 时压力面静压曲线较为平坦. 当 $R/R_1 \geqslant 0.6$ 时压力面静压曲线随半径增大迅速升高并在叶片进口处产生较大波动，且双蜗壳模型的波动幅值大于单蜗壳模型. 2 种模型叶片吸力面静压分布差别不大且都较为均匀，$R/R_1 < 0.8$ 时静压曲线较为平坦，当 $R/R_1 \geqslant 0.8$ 时静压随半径的增大而增大，并且在进口圆角附近有波动.

3.3 径向力分析

使用 Fluent 软件的 Report 功能对计算结果进行分析，分别得到作用于叶轮上 X 方向与 Y 方向的力，合成后即为叶轮的径向力. 不同蜗壳结构液力透平的径向力随流量的变化如图 5 所示.

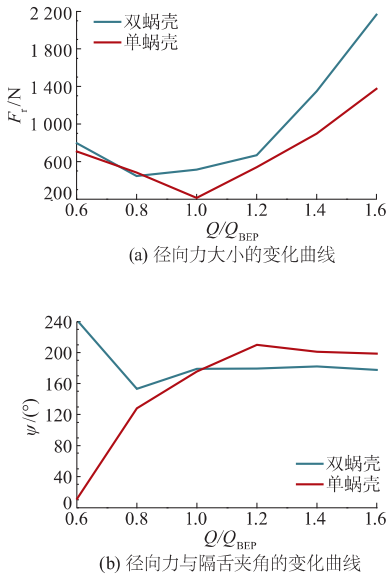

图 5 不同工况下径向力变化曲线

Fig. 5 Radial force change curves at different conditions

从图 5a 中可以看出蜗壳结构对液力透平叶轮的径向力有着显著的影响，单蜗壳径向力整体上小于双蜗壳，仅在 $Q = 0.8Q_{BEP}$ 时，双蜗壳径向力稍小于单蜗壳，这与双蜗壳用于离心泵时的结果有所不同[17]. 在最优工况下，单蜗壳径向力最小，此时双蜗壳的径向力是单蜗壳的 2 倍. 当 $Q > Q_{BEP}$ 时，单蜗壳的径向力随流量的增大而均匀增大，双蜗壳的径向力也随流量的增大而增大，但变化不均匀. 在 $Q > 1.2Q_{BEP}$ 时，径向力陡然增大. 当 $Q < Q_{BEP}$ 时，由于流动不均匀，单蜗壳的径向力随流量减小而增大. 双蜗壳的径向力在流量为 $0.8 \sim 1.0Q_{BEP}$ 时随流量的减小而减小，当 $Q = 0.8Q_{BEP}$ 时径向力最小，在 0.6 ~

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$0.8Q_{BEP}$时径向力随流量的减小而增大. 由图 5b 可知，当流量为 $0.6Q_{BEP}$时，单蜗壳的径向力方向与隔舌的夹角 ψ 为 11.3°，且随流量的增大夹角也增大，当流量增大到 $1.2Q_{BEP}$时，夹角增大为 210°，此后随着流量的增大夹角的变化较小. 双蜗壳由于隔板的存在使得径向力与隔舌夹角的变化有所不同，当流量从 $0.6Q_{BEP}$增大到 $0.8Q_{BEP}$时，径向力与隔舌夹角从 242°减小到 153°，此后随着流量的增大夹角的变化不大，当$Q > Q_{BEP}$时夹角保持在 178° ~ 182°.

4　结　论

以 XWT 500 – 18 型液力透平为研究对象，通过对比分析，研究了单、双蜗壳结构的液力透平内部流场的分布规律，分析了 2 种不同蜗壳结构的径向力特性，得到结论如下:

1) 对于蜗壳式液力透平而言，双蜗壳在性能上对单蜗壳并无明显优势，除在小流量($Q < 0.8Q_{BEP}$) 时双蜗壳的效率稍高于单蜗壳外，其余工况下双蜗壳效率均低于单蜗壳，且二者的能量回收范围基本相同.

2) 与单蜗壳相比，双蜗壳液力透平由于隔板的存在使得叶轮进口区附近的压力分布不如单蜗壳的均匀，蜗壳结构的不同对叶片上的载荷分布影响较小.

3) 单蜗壳透平径向力随流量呈 V 字形变化趋势，在最优工况点下的径向力最小. 双蜗壳液力透平的径向力水平远大于单蜗壳，对于液力透平双蜗壳结构不但不能有效地平衡径向力，反而该结构下的径向力大于单蜗壳的径向力，这会使液力透平的运行稳定性降低.

4) 单、双蜗壳液力透平径向力方向与隔舌夹角随流量变化而变化，在小流量下变化较大，在大流量下变化较小.

参考文献(References)

[1] Williams A A. Pumps as turbines for low cost micro hydro power [J]. Renewable Energy, 1996, 9(1): 1227 – 1234.

[2] Van Antwerpen H J, Greyvenstein G P. Use of turbines for simultaneous pressure regulation and recovery in secondary cooling water systems in deep mines [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(4): 563 – 575.

[3] Bansal P, Marshall N. Feasibility of hydraulic power recovery from waste energy in bio-gas scrubbing processes [J]. Applied Energy, 2010, 87(3): 1048 – 1053.

[4] Singh P, Nestmann F. A consolidated model for the turbine operation of centrifugal pumps [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(6): 063002.

[5] Singh P, Nestmann F. An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(2): 152 – 164.

[6] Nautiyal H, Varun, Kumar A, et al. Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems [J]. Energy Science and Technology, 2011, 1(1): 79 – 86.

[7] Derakhshan S, Nourbakhsh A. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(3): 800 – 807.

[8] Derakhshan S, Mohammadi B, Nourbakhsh A. Incomplete sensitivities for 3D radial turbomachinery blade optimization [J]. Computers and Fluids, 2008, 37(10): 1354 – 1363.

[9] Derakhshan S, Mohammadi B, Nourbakhsh A. Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps [J]. Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(2): 021103 – 021111.

[10] Singh P, Nestmann F. Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(1): 121 – 134.

[11] 杨军虎，王晓晖. 叶片形状对能量回收水力透平性能的影响 [J]. 排灌机械工程学报，2011，29(4): 287 – 291.
Yang Junhu, Wang Xiaohui. Effect of vane profile on hydraulic energy recovery turbines performance [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(4): 287 – 291. (in Chinese)

[12] 杨孙圣，孔繁余，薛玲，等. 长短叶片对液力透平性能的影响 [J]. 农业机械学报，2012，43(7): 104 – 107.
Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Xue Ling, et al. Effect of splitter blade on the performance of pump as turbine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 104 – 107. (in Chinese)

[13] 杨孙圣，孔繁余，陈浩，等. 叶片进口安放角对液力透平性能的影响 [J]. 中南大学学报: 自然科学版，2013，44(1): 108 – 113.

(下转第 680 页)

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

[11] 张健,方杰,范波芹. VOF 方法理论与应用综述[J]. 水利水电科技进展,2005,25(2):67-70.
Zhang Jian,Fang Jie,Fan Boqin. Advances in research of VOF method[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources,2005,25(2):67-70.(in Chinese)

[12] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

[13] Qian Zhongdong, Hu Xiaoqing, Huai Wenxin, et al. Numerical simulation and analysis of water flow over stepped spillways[J]. Science in China,Series E: Technological Sciences, 2009, 52(7):1958-1965.

[14] Liu Zhen, Shi Hongda,Liu Yun. Numerical simulation of water flow over an oscillating hydrofoil using realizable $k-\varepsilon$ turbulence model[J]. Journal of Harbin Engineering University,2008,29(6):628-634.

[15] 周大庆,张蓝国. 抽水蓄能电站泵工况断电过渡过程数值试验[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2014,42(2):16-20.
Zhou Daqing,Zhang Languo. Numerical experiments in power-off transients process of pumped storage power station under pump condition[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2014,42(2):16-20.(in Chinese)

(责任编辑 朱漪云)

(上接第655页)

Yang Sunsheng, Kong Fanyu, Chen Hao, et al. Effects of blade inlet angle on performance of pump as turbine[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2013,44(1):108-113.(in Chinese)

[14] 史广泰,杨军虎. 离心泵用作液力透平叶轮出口滑移系数的计算方法[J]. 农业工程学报,2014,30(13):68-77.
Shi Guangtai, Yang Junhu. Calculation method of slip factor for impeller outlet of centrifugal pump as hydraulic turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(13): 68-77.(in Chinese)

[15] 杨军虎,李海龙,龚朝晖,等. 离心泵反转作液力透平的力学特性[J]. 排灌机械工程学报,2014,32(1):12-16.
Yang Junhu, Li Hailong, Gong Zhaohui, et al. Numerical analysis on influence of guide vanes on performance of centrifugal pump acting as hydraulic turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(1):12-16.(in Chinese)

[16] Santolaria Morros C, Femandez Oro J M,Argüelles Diaz K M,et al. Numerical modeling and flow analysis of a centrifugal pump running as a turbine: Unsteady flow structures and its effects on the global performance[J]. International Journal of Numerical Methods in Fluids, 2011, 65(5): 542-562.

[17] 袁丹青,张建. 双涡室离心泵径向力数值分析[J]. 流体机械,2010,38(12):18-22.
Yuan Danqing, Zhang Jian. Analysis of radial forces in centrifugal pump with double volute[J]. Fluid Machinery, 2010, 38(12): 18-22.(in Chinese)

(责任编辑 盛杰)

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net