

进水流道对立式混流泵装置能量特性的影响

朱红耕^{1,2}, 袁寿其², 刘厚林², 施卫东²

(1. 扬州大学水利科学与工程学院, 江苏扬州 225009; 2. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏镇江 212013)

摘要: 采用计算流体力学方法, 对三个不同的进水流道设计方案所组成的立式混流泵装置进行了内流数值模拟. 在分析进水流道基本流态的基础上, 对进水流道出口水流条件以及水泵装置能量特性进行了定量计算. 数值计算结果表明, 水泵的设计进水条件与水泵装置中的水泵进水条件存在明显差异, 进水流道水力设计对立式混流泵装置的能量特性有显著的影响, 工程设计中应重视进水流道的选型以及进水流道与水泵性能最佳匹配的研究. 进水流道水力设计优化可有效地改善进水流道出口流态, 确保水泵有良好的进水条件, 大幅度提高水泵装置效率.

关键词: 立式混流泵装置; 进水流道; 能量特性; 数值模拟; 定量比较; 优化设计

中图分类号: TV136 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-7775(2007)01-0046-05

Influence of suction box on energy characteristics of vertical mixed-flow pumping systems

ZHU Hong-geng^{1,2}, YUAN Shou-qi², LIU Hou-lin², SHI Wei-dong²

(1. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225009, China; 2. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: The computational fluid dynamics was adopted to simulate the internal flow of mixed-flow pumping systems with three suction box design schemes. Based on the analysis of the basic flow patterns, the outlet flow conditions of the three suction boxes and energy characteristics of the corresponding pumping system were quantitatively calculated. The simulated results indicate that the designed flow conditions for pumps are obviously different from those supplied for the pumps in real pumping systems, and the hydraulic design of suction boxes has notable influence on the energy characteristics of mixed-flow pumping systems. Therefore, attentions should be paid to the selection of suction box type, and researches be conducted on the optimal match of suction boxes with pump performances. The optimal hydraulic design of suction box can effectively improve the outlet flow pattern of suction box to ensure better flow conditions for pumps, and raise the pumping system efficiency substantially.

Key words: vertical mixed-flow pumping system; suction box; energy characteristics; numerical simulation; quantitative comparison; optimal design

水泵的设计进水条件与水泵装置中水泵的实际进水条件有明显的差异, 进水条件的优劣对水泵装置的能量性能及汽蚀性能有决定性的影响. 在大中

型泵站工程中, 一般都采用专门设计的进水流道, 力求为水泵提供良好的进水条件. 在工程实践中, 由于进水流道设计不良, 导致水泵严重振动和空蚀, 使得

收稿日期: 2006-04-17

基金项目: 水利部科技创新项目(SCX2003-12); “十五”国家重大技术装备项目(ZZ02-03-01-04/05-01); 江苏高校省级重点实验室开放课题(KJS03087); 江苏省教育厅指导性计划项目(LK0410185)

作者简介: 朱红耕(1956-), 男, 江苏盐城人, 教授(hgzhu@163.com), 主要从事流体机械及工程研究.

袁寿其(1963-), 男, 上海金山人, 研究员, 博士生导师(shouqi@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械及工程研究.

水泵性能无法正常发挥, 并危及泵站的安全运行^[1]; 也有通过进水流道水力设计优化, 改善水泵进水条件, 大幅度提高水泵装置效率的成功范例^[2,3]. 目前针对进水流道对水泵装置性能影响的研究, 主要集中在立式轴流泵站, 对立式混流泵装置能量特性影响的研究则未见报道.

研究进水流道对水泵装置性能的影响, 主要有物理模型试验和数值模拟两种方法. 前者耗时多, 周期长, 费用高, 对水泵装置的模型制作及试验台的精度要求非常苛刻, 否则难以分辨由于进水设计不同引起的水泵装置性能的微小差异; 后者则借助 CFD 技术, 通过建立数学模型, 利用计算机进行数值模拟, 有方便、迅速、费用低廉、适用范围广等优点. 作者通过数值分析方法, 在水泵和出水流道设计型线完全相同的情况下, 研究不同进水流道设计对立式混流泵装置能量特性的影响, 以及如何通过进水流道水力设计优化, 改善水泵进水条件, 提高水泵装置效率.

1 数学模型

1.1 控制方程

采用时均不可压 N-S 方程描述水泵装置内部三维流动, 其质量守恒方程和动量方程可写成下列形式^[4-7]:

$$E_x + F_y + G_z = S \quad (1)$$

式中: x, y, z 为固定在叶轮上的相对笛卡尔坐标, 叶轮以角速度 ω 绕 z 轴旋转; E, F, G 和 S 分别为列向量, 表达式为

$$E = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho uu - \mu_{\text{eff}} u_x \\ \rho uv - \mu_{\text{eff}} v_x \\ \rho uw - \mu_{\text{eff}} w_x \end{pmatrix}, \quad F = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho vv - \mu_{\text{eff}} v_y \\ \rho vw - \mu_{\text{eff}} v_y \\ \rho vw - \mu_{\text{eff}} w_y \end{pmatrix}$$

$$G = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho wu - \mu_{\text{eff}} u_z \\ \rho wv - \mu_{\text{eff}} v_z \\ \rho ww - \mu_{\text{eff}} w_z \end{pmatrix}$$

$$S = \begin{pmatrix} 0 \\ (\mu_{\text{eff}} u_x)_x + (\mu_{\text{eff}} v_x)_y + (\mu_{\text{eff}} w_x)_z - P_x^* + 2\rho uv \\ (\mu_{\text{eff}} u_y)_x + (\mu_{\text{eff}} v_y)_y + (\mu_{\text{eff}} w_y)_z - P_y^* - 2\rho wu \\ (\mu_{\text{eff}} u_z)_x + (\mu_{\text{eff}} v_z)_y + (\mu_{\text{eff}} w_z)_z - P_z^* \end{pmatrix}$$

式中: u, v, w 为 x, y, z 方向的速度分量; ρ 为流体密度; P^* 表示总压力, 等于静压力与离心力之和;

μ_{eff} 为有效粘性系数, 等于分子粘性系数 μ 与紊流粘性系数 μ_t 之和.

1.2 紊流模型

采用 RNGk- ϵ 紊流模型封闭时均 N-S 方程组, 在高雷诺数情况下, 其方程形式与标准 k- ϵ 模型的形式相同, 但模型中 5 个系数的取值完全由理论分析得出.

$$\frac{\partial v_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \left(\frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \right] + p_r - \epsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial v_i \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{C_{\epsilon 1} \epsilon p_r - C_{\epsilon 2} \epsilon^2}{k} \quad (3)$$

式中: p_r 为紊动能生成率, $p_r = \nu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j}$;

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, C_\mu = 0.0845; C_{\epsilon 1} = 1.42 - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3},$$

其中 $\eta = \frac{S \cdot k}{\epsilon}$, $S = \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}$, $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)$,

$$\beta = 0.012, \eta_0 = 4.38; C_{\epsilon 2} = 1.68; \sigma_k = 0.7179; \sigma_\epsilon = 0.7179.$$

1.3 边界条件

(1) 进口和出口边界条件: 分别按压力进口和压力出口条件给定.

(2) 固壁条件: 水泵、进出水流道及进出水池等部件的壁面速度满足无滑移条件, 采用标准壁面函数处理近壁流动.

(3) 自由水面: 忽略水面风引起的切应力及与大气层热交换的影响, 速度和紊动能按对称平面处理.

1.4 网格生成、控制方程离散与求解

采用非结构化四面体网格和六面体网格相结合的混合网格, 以适应水泵叶轮及进、出水流道等部件的复杂形状. 采用 MRF 方法处理旋转的叶轮与静止部件之间的动静耦合. 利用有限体积法离散控制方程, 采用 SIMPLEC 算法, 实现速度与压力的耦合.

2 计算对象和研究方法

水泵装置由进水池、进水流道、立式混流泵、蜗壳式出水流道和出水池组成. 混流泵的叶轮直径为 0.445 m, 叶片数为 4, 转速为 980 r/min. 进水流道有两种形式三套设计方案, 其中肘形进水流道 B 为肘形进水流道 A 的优化设计方案 (图 1). 通过改变进

水流道,可组成钟形流道进水、蜗壳式出水及肘形进水、蜗壳式出水三套立式混流泵装置.图2为钟形流道进水、蜗壳式出水的水泵装置计算域和网格剖分示意图.

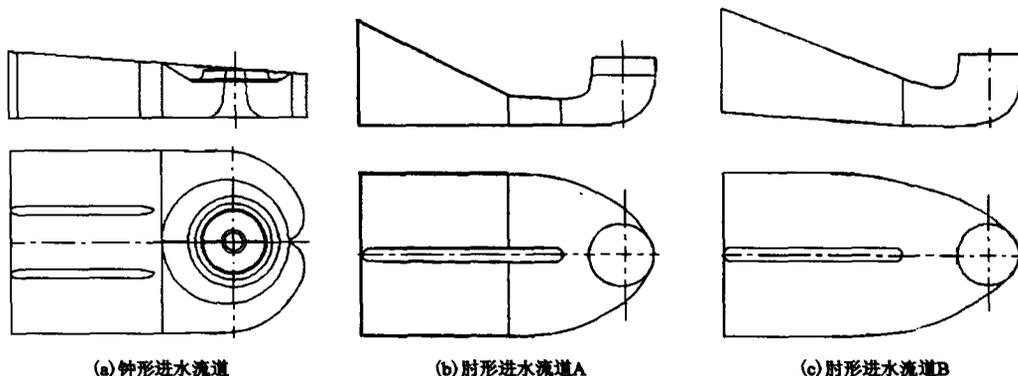
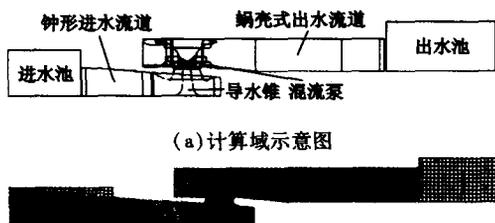
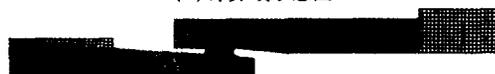


图1 进水流道示意图

Fig. 1 Schematic diagram of three suction boxes



(a) 计算域示意图



(b) 计算域网格剖分示意图

图2 水泵装置计算域和网格剖分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of computed domain and meshes of pumping system

3 对能量特性的影响

3.1 进水流道内部流态分析

水泵生产厂家提供的水泵性能是在设计进水条件下通过模型试验获得的.所谓设计进水条件,就是

水泵进口的速度轴向、无旋,压力均匀分布.在标准水泵模型试验中,要求水泵进口前至少有15倍直径的直段长度,就是为了保证满足这个条件^[8].在水泵装置中,进水池与水泵之间通过进水流道连接,没有足够的直段长度来平顺和调整水流的流态,在离心惯性力的作用下,速度分布既不均匀,也不是沿着轴向,有偏流角,并不满足水泵设计中要求的轴向、无旋,压力均匀分布的进水条件.

图3为三种进水流道纵剖面的等流速图.从图中可以看出,钟形进水流道为四周进水型流道,在导水锥前后两侧的流速既不对称也不均匀.肘形进水流道的过水断面沿程逐渐收缩,水流进入水泵前,需作一个90°的转弯,在离心力的作用下,水流甩向外侧,出口断面的流速分布也不符合水泵设计进水条件.

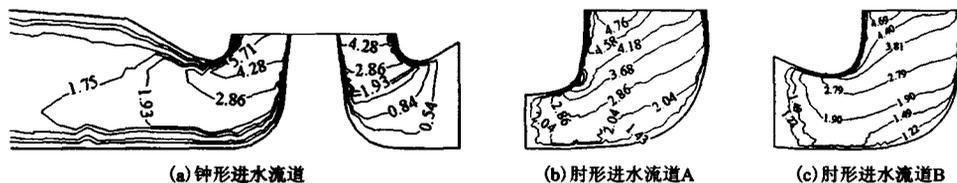


图3 进水流道纵剖面等流速图(m/s)

Fig. 3 Velocity contours in vertical section of suction boxes

进水流道的内部流动决定了水泵的进水条件,关系到水泵性能能否正常发挥.根据计算结果,由式(4)~(6)计算进水流道出口水流的轴向流速分布均匀度 η 、速度加权平均偏流角 $\bar{\theta}$ ^[9]和水头损失 Δh ,结合进水流道出口断面的流速分布情况(图4),可定性比较不同进水流道设计之间水力性能的差异,定量评价水泵进水条件的优劣,指导进水流道的设计和优化.

$$\eta = \left[1 - \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 \right) / n} \right] \times 100\% \quad (4)$$

$$\bar{\theta} = \left(\sum_{i=1}^n v_{ai} \arctan \frac{v_{ti}}{v_{ai}} \right) / \sum_{i=1}^n v_{ai} \quad (5)$$

$$\Delta h = E_{in} - E_{out} \quad (6)$$

式中: η 为进水流道出口断面轴向流速分布均匀度,%; \bar{v}_a 为流道出口水流轴向流速算术平均值,m/s;

v_{ai} 为流道出口断面计算单元的轴向速度, m/s; θ 为流道出口断面水流的速度加权平均偏流角, ($^{\circ}$); v_{ti} 为流道出口断面计算单元的横向速度, m/s; n 为出

口断面上的计算单元个数; Δh 为进水流道水头损失, m; E_{in}, E_{out} 分别为进水流道进口断面与出口断面的总水头, m.



图 4 进水流道出口断面轴向流速分布图 (m/s)

Fig. 4 Axial velocity distribution in outlet section of suction boxes

表 1 为水泵流量为 $Q=0.727 \text{ m}^3/\text{s}$ 时三个进水流道出口水流条件的计算结果.

表 1 进水流道出口断面流场计算结果 ($Q=0.727 \text{ m}^3/\text{s}$)
Tab.1 Computed results of flow fields in outlet section of suction boxes

流道类型	轴向流速/(m/s)		轴向流速分布均匀度/%	偏流角/($^{\circ}$)		
	最大	最小		最大	最小	平均
钟形进水流道	6.06	2.84	85.25	14.44	0.84	9.25
肘形进水流道 A	5.31	3.03	90.47	13.95	0.90	7.71
肘形进水流道 B	5.20	3.52	93.39	13.87	1.54	6.34

计算结果表明, 肘形进水流道 B 的出口水流条件最优, 肘形进水流道 A 次之, 钟形进水流道最差. 随着装置扬程的降低, 三个进水流道出口的轴向流速分布均匀度都有不同程度的提高, 偏流角也有减少的趋势. 肘形进水流道 A 在弯曲段有局部脱流现象, 出口断面轴向流速分布均匀度仅为 90.47%, 相比之下, 肘形进水流道 B 在弯曲段的流速变化则均匀得多, 没有明显脱流现象, 出口断面轴向流速分布

均匀度达到了 93.39%, 平均偏流角减小到 6.34° .

3.2 水泵装置能量特性的比较

水泵装置中水泵的进水条件并不满足设计时假定的轴向、无旋和均匀的进水条件, 必然会引起水泵性能的下降, 而不同的进水流道设计方案对水泵装置性能的影响是不相同的. 根据不同流量下的数值模拟结果, 由水泵装置进出口断面的总压差计算水泵装置扬程; 由水泵转速和作用在叶轮上的水力矩计算水泵的轴功率; 再由流量、扬程和轴功率计算水泵装置的效率, 即可分别绘制流量-扬程曲线、流量-功率曲线和流量-效率曲线, 进行三种水泵装置能量性能的比较. 图 5 表明, 肘形进水流道 B 设计方案最优, 钟形进水的水泵装置性能较差. 钟形进水流道的最高效率比两种肘形进水设计方案分别低 2.21%, 3.42%, 轴功率分别大 1.02, 2.13 kW. 对应于装置最高效率点, 钟形进水流道的水头损失达 0.38 m, 影响了水泵装置能量特性的发挥.

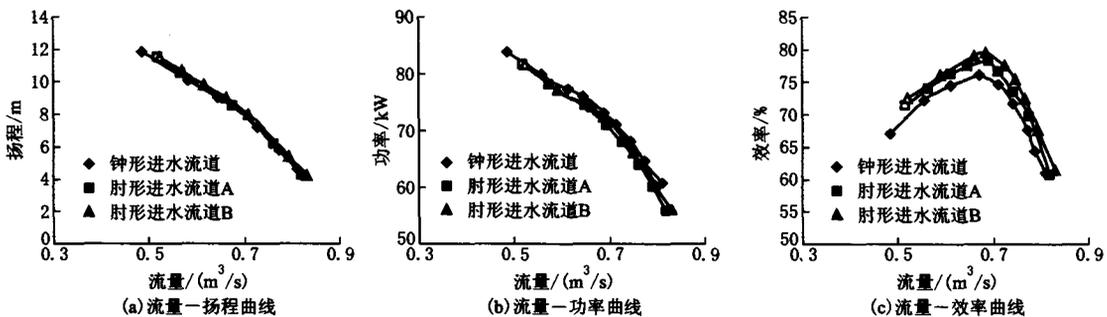


图 5 水泵装置能量特性的比较

Fig. 5 Comparison of energy characteristics of pumping systems

3.3 进水流道优化设计的效果

水泵的进水条件不仅与进水流道的形式有关,

还与进水流道的设计参数取值有关, 通过水力设计优化, 在泵站土建投资和流道水力性能两者之间取

得平衡,可大幅度地提高水泵装置效率.作者研究的肘形进水流道B为肘形进水流道A的优化设计方案,在相同流量下,肘形进水流道B的出口轴向流速分布均匀度提高了2.92%,平均偏流角下降了1.37°,有效地改善了水泵的进水条件,装置最高效率提高了1.21%,在大流量侧效率提高幅值更大,高效区范围也得到了拓展.

4 结 论

通过数值计算,根据对三个进水流道设计方案出口水流特性的定性分析和定量计算以及三套立式混流泵装置能量特性的比较,可以得出如下结论:

(1)数值模拟方法能快速地分析和比较不同进水流道设计方案对水泵装置性能的影响,为泵站的设计和建设单位提供参考依据,大幅度降低模型试验费用.

(2)进水流道的水力特性可以通过流道出口水流的轴向流速分布均匀度、偏流角和水头损失进行定量评价.

(3)进水流道水力设计优化可有效地改善进水流道出口水流条件,两种肘形进水流道组成的水泵装置最高效率相差1.21%.

(4)工程设计中应重视进水流道选型,开展进水流道与水泵特性最佳匹配的研究.

参考文献(References)

- [1] 朱红耕,刘超,周济人,等.肘形进水流道在有压侧向进水泵站技术改造中的应用[J].扬州大学学报:自然科学版,2001(1):70-73.
ZHU Hong-geng, LIU Chao, ZHOU Ji-ren, et al. Application of elbow type suction box in the technical innovation of pressured lateral intake pumping station[J]. *Journal of Yangzhou University: Natural Science Edition*, 2001(1): 70-73. (in Chinese)
- [2] 汤方平,周济人.低扬程泵装置性能的决定因素[J].排灌机械,1997(1):12-13,27.
TANG Fang-ping, ZHOU Ji-ren. Determination of pumping installation characteristic[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1997(1): 12-13, 27. (in Chinese)
- [3] 陆林广,周济人.簸箕形进水流道的优化水力设计[J].水利学报,1997(9):32-36.
LIU Lin-guang, ZHOU Ji-ren. The optimum hydraulic design of a suction box[J]. *Journal of Water Resources*, 1997(9): 32-36. (in Chinese)
- [4] 陶文铨.数值传热学[M].第2版.西安:西安交通大学出版社,2001:370-376.
- [5] 陈松山,葛强,周正富,等.大型泵站双向进水流道三维紊流数值模拟[J].江苏大学学报:自然科学版,2005,26(2):102-105.
CHEN Song-shan, GE Qiang, ZHOU Zheng-fu, et al. Numerical simulation of three-dimensional turbulent flow for reversible intake passage in large pumping stations[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2005, 26(2): 102-105. (in Chinese)
- [6] 任静,曹树良,吴玉林.轴流式水轮机转轮内三维紊流场预测[J].水利水电技术,1999,30(5):70-71.
REN Jing, CAO Shu-liang, WU Yu-lin. Prediction of the three dimensional turbulent flow in an axial flow runner[J]. *Journal of Water and Hydropower*, 1999, 30(5): 70-71. (in Chinese)
- [7] 何有世,袁寿其,郭晓梅,等.分流叶片离心泵叶轮内变工况三维数值分析[J].江苏大学学报:自然科学版,2005,26(3):193-197.
HE You-shi, YUAN Shou-qi, GUO Xiao-mei, et al. Numerical simulation for inner flow of impeller with splitting vanes of centrifugal pump under different operating condition[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2005, 26(3): 193-197. (in Chinese)
- [8] 机械工业部.GB3216-87离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法[S].北京:中国标准出版社,1997.
- [9] 刘超.水泵及水泵站[M].北京:科学技术文献出版社,2003.

(责任编辑 徐云峰)