

出口环量分布对混流泵性能的影响*

常书平¹ 石岩峰¹ 周晨¹ 丁江明²

(1. 总装备部车船装备论证试验研究所, 南京 210028; 2. 武汉理工大学交通学院, 武汉 430063)

摘要: 为了提高设计过程中对混流泵性能的可控制程度, 开展了出口环量分布规律对混流泵性能的影响研究。基于三元反设计理论, 将环量 $V_u r$ 在轴面流线方向上的偏导数作为载荷分布的控制参数, 根据出口环量分布规律的不同设计了平均型、递增型和递减型 3 个混流泵叶轮。基于雷诺时均 Navier-Stokes 方程、SST 湍流模型和多重参考坐标系模型对泵内流场进行数值模拟, 对泵的效率、空化、叶轮出口的总压及轴面速度沿叶高的分布规律进行比较与分析。结果表明: 递增型泵效率最高但空化最差, 递减型泵性能正好相反; 基于变出口环量分布的三元反设计方法能有效控制叶片不同叶高处的做功能力, 递增型叶轮出口的总压和轴面速度随半径增加而增加的速度最快。

关键词: 混流泵 叶轮 出口环量 数值模拟 空化

中图分类号: TH313 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0089-05

引言

混流泵越来越广泛的被应用于工、农业生产中, 但混流泵的开发与离心泵及轴流泵相比, 还有较大差距^[1-2]。环量 $V_u r$ 作为叶片载荷的控制参数, 其分布规律对混流泵性能有重要影响^[3-5]。近些年来有较多的研究是在叶轮设计完成后再通过叶片形状参数的调整来实现性能优化^[6], 但在设计过程中就通过载荷参数的合理分配以得到性能优良的混流泵的研究却鲜见报道。现阶段, 设计者对环量 $V_u r$ 的分布规律缺少经验, 往往需要大量的试验修正才能达到设计要求。

为了提高设计过程中对混流泵性能的可控制程度, 很有必要开展出口环量 $V_u r$ 的分布规律对混流泵性能影响的研究。文中以比转数 $n_s = 449$ 的混流泵叶轮设计为例, 在给定轴面流道形状和叶片导边、随边位置的前提下, 采用不同的出口环量 $V_u r$ 分布规律设计出了 3 型叶轮。通过对其内部流场的数值模拟, 比较和分析出口环量 $V_u r$ 分布规律对泵的效率、空化、出口总压和出口轴面速度分布特性的影响。

1 叶轮出口环量分布表示形式

叶片三元反设计的基本思想是^[7]: 在叶轮内流动稳定、无粘性且不可压缩的假定前提下, 把其内部的三维流动分解为周向平均流动和周向脉动流动,

用置于叶片中心面上的涡代替叶片对流场的作用, 叶片形状以满足流动边界条件而迭代确定。

本文设计的混流泵参数: 流量 $Q = 0.57 \text{ m}^3/\text{s}$, 扬程 $H = 34.7 \text{ m}$, 转速 $n = 2330 \text{ r/min}$, 比转数 $n_s = 449$ 。在叶片设计过程中需要指定以下条件:

(1) 叶轮的轴面轮廓, 包括轮毂、轮缘和叶片的进、出口边。文中叶轮的轴面轮廓如图 1 所示, 进口直径 $D_1 = 266 \text{ mm}$, 出口直径 $D_2 = 334 \text{ mm}$ 。

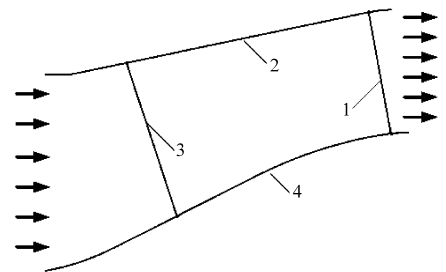


图 1 叶轮轴面轮廓

Fig. 1 Sketch of impeller meridional channel

1. 出口边 2. 轮毂 3. 进口边 4. 轮缘

(2) 从轮毂到轮缘的各条轴面流线上对应点扭角的分布规律。文中设定各轴面流线上出口点的扭角都为 0° , 即叶片随边与轮毂、轮缘曲面垂直。

(3) 叶厚分布。按照有较好抗汽蚀性能的 NACA16 翼型厚度变化规律进行叶片加厚。

(4) 叶片的载荷沿轴面流线的分布。叶片的载荷 (即叶片压力面与吸力面的压力差) 与 $V_u r$ 在轴面流线方向上的偏导数密切相关, 它们满足关系式^[8]

$$p^+ - p^- = \frac{2\pi\rho V_m}{B} \frac{\partial(V_u r)}{\partial m} \quad (1)$$

式中 V_m ——轴面平均速度

V_u ——周向平均速度

p^+ 、 p^- ——叶片压力面、吸力面的静压

B ——叶片数

m ——轴面流线相对位置

$m=0$ 表示导边, $m=1$ 表示随边。因此给定载荷分布规律即是给定 $\partial(V_u r)/\partial m$ 沿轴面流线的分布规律。通常将 $V_u r$ 除以 ωr_2^2 作无量纲化处理, 其中 r_2 为叶片随边轮缘处的半径。叶片载荷沿轴面流线的分布理论上要满足以下原则:

进口无冲击入流

$$\left. \frac{\partial(V_u r)}{\partial m} \right|_{m=0} = 0 \quad (2)$$

出口满足库塔条件

$$\left. \frac{\partial(V_u r)}{\partial m} \right|_{m=1} = 0 \quad (3)$$

进口到出口的载荷积分值为出口环量

$$V_{u2} r_2 = \int_0^1 \frac{\partial(V_u r)}{\partial m} dm \quad (4)$$

文中采用对称轴相同的两段抛物线来描述载荷沿轴面流线的分布规律, 各条流线上叶片最大载荷都位于 $m=0.2$ 处, 由此积分可得到相应的环量沿轴面流线的分布, 如图 2 所示。

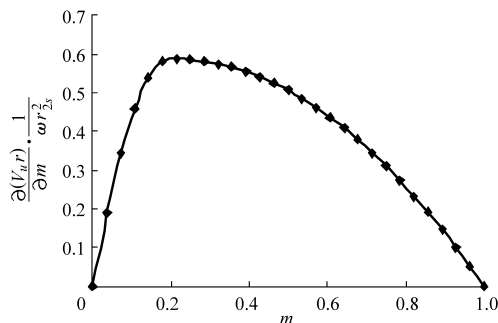


图2 载荷沿轴面流线的分布

Fig. 2 Blade loading along meridional streamlines

(5) 叶片进、出口边的环量 $V_u r$ 沿径向的分布。不考虑叶轮进口预旋, 则在进口边 $V_{u1} r_1 = 0$; 建立了 3 种出口环量线性分布形式, 其从轮毂至轮缘分别呈平均、递增和递减分布规律, 如图 3 所示。径向位置无量纲数 r^* 的表达式为

$$r^* = (r - r_h) / (r_s - r_h) \quad (5)$$

式中 r ——测点半径 r_h ——轮毂半径

r_s ——轮缘半径

2 泵内流场数值模型

计算域包括进口延伸区、叶片区和出口延伸区,

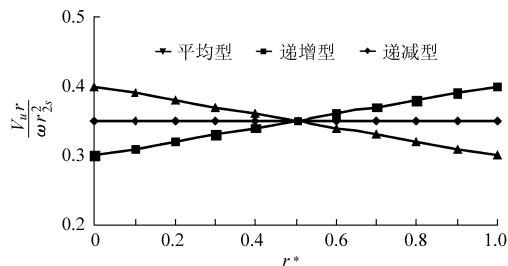


图3 叶轮出口环量分布形式

Fig. 3 Circulation distribution at impeller exit

取全通道进行计算。采用分块结构化网格离散计算域, 如图 4 所示, 叶片周围采用 O 型网格加密。叶顶间隙取为 0.3 mm, 其间嵌套了 10 层 H 型网格。对前载型叶轮的设计流量工况进行了网格无关性分析, 以叶轮效率和叶片表面空化区面积作为验证参数, 如图 5 所示, 最终计算采用的网格节点数量为 8.78×10^5 。

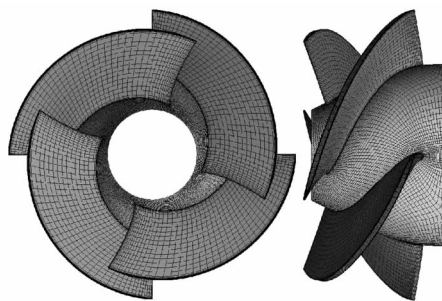


图4 叶轮计算网格

Fig. 4 Calculation mesh of the impeller

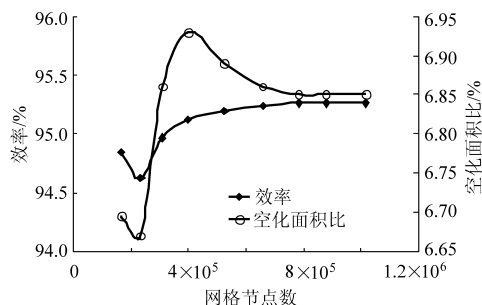


图5 网格数对泵效率的影响

Fig. 5 Effects of mesh number on pump efficiency

基于雷诺时均的 Navier - Stokes (RANS) 方程来描述混流泵内不可压流体的三维定常流动^[9], 连续方程和动量方程分别为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \rho F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

式中 ρ ——水的密度 u_i, u_j ——时均速度

F_i ——积力 p ——压力

μ ——湍动粘度

选用集成了 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型优点的 SST 湍流模型封闭 RANS 方程。该模型在近壁面区调用 $k-\omega$ 模型模拟, 收敛性好; 而在湍流充分发展区调用 $k-\varepsilon$ 模型模拟, 计算效率高。湍动能方程和湍流耗散率方程分别为

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho C_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega \quad (8)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho C_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\omega}{k} \left(\alpha \tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} - \beta \rho k \omega \right) + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (9)$$

其中, σ_{k3} 、 β^* 、 $\sigma_{\omega 3}$ 、 α_3 、 β_3 、 $\sigma_{\omega 2}$ 和 F_1 是由理论推导和试验得到的常系数。

采用基于有限元的有限体积法离散控制方程, 利用效率较高、稳定性较好的全隐式耦合求解技术进行求解。叶轮内的流场采用旋转坐标系计算, 进口延伸区和出口延伸区采用固定坐标系计算; 旋转域与静止域之间采用多参考系模型 (MFR) 处理^[10]。采用如下边界条件: 计算域进口采用均匀的速度进口边界条件; 计算域出口采用自由出流边界条件; 叶轮的轮毂和叶片设为相对于叶轮旋转域的静止无滑移壁面, 其他壁面设为绝对静止无滑移壁面。

3 出口环量分布对泵性能的影响

3.1 泵效率

3 个泵的效率计算值如图 6 所示, 分析可得: 在设计点及其左右较宽的流量范围内, 递增型泵的效率最高, 递减型泵的效率最低; 随着流量增加, 各叶轮效率差别逐渐增大。由于轮毂半径小则圆周速度小, 由速度三角形可得若分配给轮毂的环量较大大会造成叶根翼型安放角过大而使叶片扭曲严重, 易产生流动分离现象而增大流动损失。而轮缘处叶片排挤小, 过流能力强, 对提高泵效率有利。

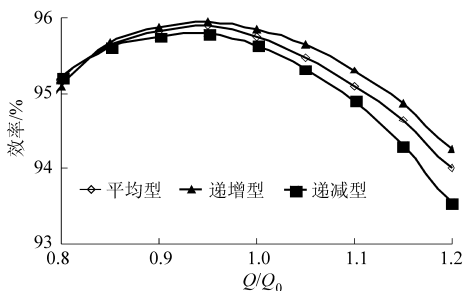


图 6 泵效率计算值

Fig. 6 Calculated values of pump efficiency

3.2 泵空化特性

为了节省计算时间, 采用单相流模型对泵流场进行数值计算, 根据叶片上静压值低于汽化压力的区域面积来定性比较 3 个泵的空化性能。图 7 给出了叶片表面易空化区位置, 可得: 在设计工况, 递增型叶片表面空化区最大约占叶片表面积的 9.3%, 递减型叶片表面空化区最小约占叶片表面积的 2.2%。轮缘较轮毂易发生空化, 轮缘处约 $m = 0.2$ 处是空化主要发生区, 这是由于文中叶轮设计时载荷沿轴面流线在 $m = 0.2$ 处最大, 使得该处吸力面压力较低的缘故 (图 8)。由于进口安放角与来流的不完全适应使得导边附近的一条细长窄带也为易空化区。从图 9 可得整个流量范围内递增型叶片的空化都最严重。

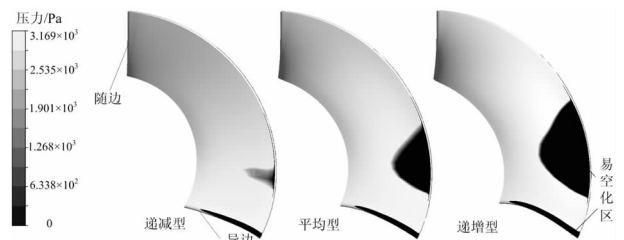


图 7 设计工况时叶片表面的空化区

Fig. 7 Cavitation region of blade surface under designed working condition

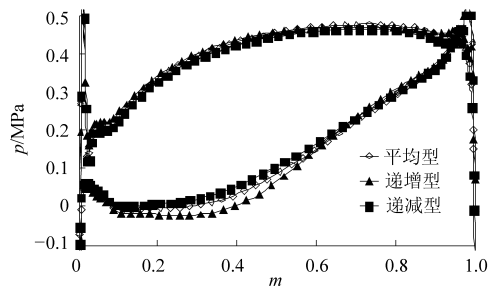


图 8 叶稍压力分布

Fig. 8 Pressure distributions at blade tip

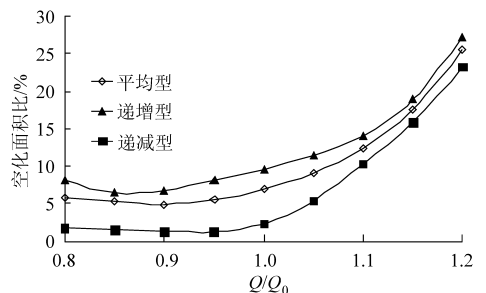


图 9 不同工况时叶片表面的空化面积比例

Fig. 9 Cavitation area percent of blade surface under different working conditions

3.3 叶轮出口总压分布特性

图 10 给出了叶轮出口的总压分布特性。由于轮毂处受边界层影响、轮缘处受边界层和叶顶间隙

泄漏的双重影响,使得该处总压变化梯度较大;在其他位置,叶轮出口的总压随半径增大呈增加趋势;在小半径处,递增型叶轮出口的总压最小、递减型叶轮出口的总压最大;在大半径处,递增型叶轮出口的总压最大、递减型叶轮出口的总压最小。这说明基于变出口环量的混流泵叶轮三元反设计方法能有效地控制叶片不同叶高处的做功能力。

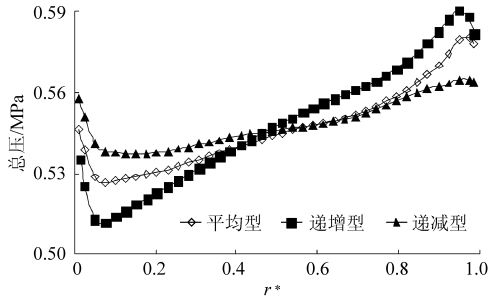


图 10 叶轮出口的总压分布

Fig. 10 Total pressure distribution at impeller exit

3.4 叶轮出口轴面速度分布特性

图 11 为 3 个叶轮出口的轴面速度分布特性,分析可得:在轮毂和轮缘近壁面区域,轴面速度变化梯度较大;除轮毂和轮缘区域外,递增型叶轮出口的轴面速度随半径的增加而增加,平均型叶轮出口的轴面速度随半径的增加变化不大,而递减型叶轮出口的轴面速度随半径的增加略呈减小趋势。

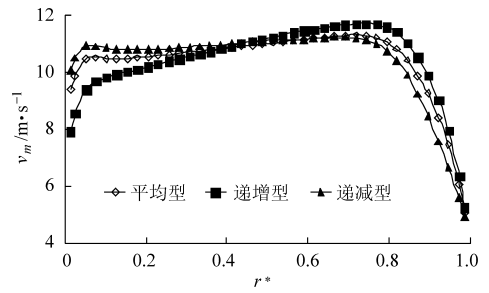


图 11 叶轮出口的轴面速度分布

Fig. 11 Meridional velocity distribution at impeller exit

4 结论

(1) 采用出口环量分布规律作为混流泵设计的控制参数是合理的,它能改变叶片上不同叶高处的做功能力,这样可有效提高设计过程中对泵性能的可控制程度。

(2) 出口环量分布形式对所设计混流泵的效率 and 空化性能有重要影响,递增型泵效率最高但不利于保证空化性能。工程中,往往需要根据叶轮的应用场合而对泵的效率 and 空化性能做出合理取舍,才能正确分配叶轮出口的环量。

(3) CFD 技术可对新设计泵的性能进行快速预测与评价,并为改变设计过程中的环量分布等参数以实现泵性能的优化提供合理建议。

参 考 文 献

- 潘中永,倪永燕,袁寿其,等.斜流泵研究进展[J].流体机械,2009,37(9):37~41.
Pan Zhongyong, Ni Yongyan, Yuan Shouqi, et al. Overview for research on mixed flow pumps with vaned diffuser[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(9): 37~41. (in Chinese)
- 席光,卢金铃,祁大同.混流泵叶轮内部流动的 PIV 实验[J].农业机械学报,2006,37(10):53~57,26.
Xi Guang, Lu Jinling, Qi Datong. Experimental study on the flow in mixed pump impeller by PIV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 53~57, 26. (in Chinese)
- 张勤昭,曹树良,王宏,等.速度矩分布规律对混流泵叶轮设计的影响[J].排灌机械工程学报,2011,29(3):194~198.
Zhang Qinzhaohao, Cao Shuliang, Wang Hong, et al. Effects of velocity moment distribution law on design of mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(3): 194~198. (in Chinese)
- Goto A, Nohmi M, Sakurai T, et al. Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD and inverse design method [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 329~335.
- 蔡佑林,王立祥,张新.混流泵叶轮三元可控速度矩的设计[J].流体机械,2005,33(11):13~15.
Cai Youlin, Wang Lixiang, Zhang Xin. Design of 3-D controlled velocity moment for impeller of mixed-flow pump[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(11): 13~15. (in Chinese)
- 谢蓉,单玉姣,王晓放.混流泵叶轮流动性数值模拟和叶型优化设计[J].排灌机械工程学报,2010,28(4):25~28.
Xie Rong, Shan Yujiao, Wang Xiaofang. Numerical simulation on flow performance and blade profile optimal design of mixed-flow pump impeller[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(4): 25~28. (in Chinese)
- Bonaiuti D, Zangeneh M, Aartojarvi R, et al. Parametric design of a waterjet pump by means of inverse design, CFD calculation and experimental analyses[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2010, 132(3): 1~15.
- Zangeneh M, Bonaiuti D. On the coupling of inverse design and optimization techniques for the multiobjective multipoint design of turbomachinery blades[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 1~16.
- 施卫东,邹萍萍,张德胜,等.斜流泵性能预测与叶轮进出口环量分析[J].农业机械学报,2011,42(9):94~97.
Shi Weidong, Zou Pingping, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and distribution analysis at impeller inlet and outlet of mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 94~97. (in Chinese)
- 赖喜德.叶片式流体机械的数字化设计与制造[M].成都:四川大学出版社,2007:82~84.

- 11 张德胜, 施卫东, 李通通, 等. 轴流泵叶轮非线性环量数学模型建立与试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(1): 58 ~ 61, 66.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Li Tongtong, et al. Establishment and experiment on nonlinear circulation mathematical model of axial flow pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1): 58 ~ 61, 66. (in Chinese)

Effects of Exit Circulation Distribution on Performances of Mixed-flow Pump

Chang Shuping¹ Shi Yanfeng¹ Zhou Chen¹ Ding Jiangming²

(1. *Research Institute on the Demonstration and Approval of Military Vehicle and Water Craft Equipment, General Armament, Nanjing 210028, China*

2. *School of Transportation, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China*)

Abstract: In order to improve controllability of mixed-flow pump performances during the design process, effects of exit circulation distribution on design of mixed-flow pump impeller were researched. Based on three-dimensional inverse design theory, the meridional derivative of circulation $V_u r$ was chosen for the control parameter of blade loading distributions. Three impellers were designed, whose exit circulations were respectively averaged-loaded, rising-loaded and falling-loaded. The RANS equations embedded with SST turbulence model were solved by using multiple-reference-frame model to simulate flow field of the three pumps. The pump efficiency and cavitation, total pressure and meridional velocity at the impeller exit were compared and analyzed. The results show that the rising-loaded pump has the highest efficiency but the worst cavitation performance, and performances of the falling-loaded pump are just on the contrary. The three-dimensional inverse design theory with adjustable exit circulations can effectively adjust the work abilities at different blade heights. Both the total pressure and meridional velocity at the rising-loaded impeller exit the rapidest increasing velocity with the radius rising.

Key words: Mixed-flow pump Impeller Exit circulation Numerical simulation Cavitation