排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 9 月 Sept. 2012 第 30 卷 第 5 期 Vol. 30 No. 5

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2012.05.009

导叶参数对混流泵水阻系数及效率的影响

杨从新，杜媛英，黎义斌
(兰州理工大学能源与动力工程学院，甘肃 兰州 730050)

摘要： 以某混流泵为研究对象，基于 Fluent 软件，建立相对坐标系下的时均连续方程及 N-S 方程，并采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型、非结构四面体网格和 SIMPLEC 算法对该混流泵内部三维流动进行数值模拟，在分析网格无关性的基础上，研究叶轮叶片和导叶叶片的静压及绝对速度分布规律，并对在不同的导叶数和不同导叶进口安放角下分别模拟了其在静态时的水阻系数和动态时的性能参数，发现在其他参数不变只改变导叶数时，导叶数为 3 时该混流泵水阻系数最低，导叶数为 9 时扬程和效率最高；在设计工况下其他参数保持不变只改变导叶进口安放角，冲角为 0°时该混流泵的水阻系数最低，扬程和效率最高，但总体变化不明显. 结果表明：在特殊应用环境下、为保证设计所要求效率的情况下，导叶数应尽量少；在设计混流泵的空间导叶时，导叶进口安放角在 5°左右的范围内改变，混流泵的性能无明显变化.

关键词： 混流泵；水阻系数；导叶数；导叶进口安放角；数值模拟
中图分类号： S277.9；TH312 **文献标志码：** A **文章编号：** 1674-8530(2012)05-0538-05

Effects of guide vanes parameters on water resistance coefficient and efficiency of mixed-flow pump

Yang Congxin, *Du Yuanying*, *Li Yibin*
(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: The numerical simulations of the three-dimensional flow inside a mixed-flow pump were done by using unstructured tetrahedral mesh and the SIMPLEC algorithm, which was employed in Fluent. The time-averaged continuity equation and the N-S equation as well as the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model in a relative coordinate system were used as the flow model in the pump. The static pressures and absolute velocity distribution on impeller blades and guide vanes were examined after the mesh size-independent was checked. The flow resistance coefficient across the pump was estimated with steady and unsteady head curves when the number of guide vanes and inlet angle of the guide vanes were subject to be changed. It was found that the lowest flow resistance coefficient was reached at three guide vanes, and the highest head and best efficiency were achieved at nine guide vanes while the rest geometrical parameter of the guide vanes remained unchanged. At a zero angle of attack the lowest flow resistance coefficient, highest head and best efficiency were obtained at the design condition when just the inlet angle of the guide vanes were altered. However, the coefficient, head and efficiency didn´t seem changed significantly. The results showed that the number of guide vanes should be as small as possible to meet the requirement on efficiency for a particular application. In addition the mixed-flow pump performance has no significant change when the inlet angle of guide vanes is changed by less than 5° for a diffuser casing.

收稿日期： 2012-01-05
基金项目： "十二五"国家重大装备计项目(00-318-06-04)
作者简介： 杨从新(1964—)，男，陕西兴平人，教授(ycxwind@163.com)，主要从事流体机械的设计与研究.
杜媛英(1988—)，女，甘肃兰州人，硕士研究生(duyuanying123@126.com)，主要从事流体机械的设计与研究.

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

Key words: mixed-flow pump; water resistance coefficient; number of guide vane; inlet angle of guide vane; numerical simulation

在特殊环境下，混流泵是整个系统内高速旋转的机械，要求有很高的效率，同时在静止时要求阻力很小. 如果泵的水阻系数过大，则会影响整个系统液体的良好循环，因此，混流泵的运行状况直接影响到整个系统的运行状况. 混流泵的水阻系数与效率是一对矛盾的量，为获得较低的水阻系数就要以降低效率为代价，因此，对如何选择参数使混流泵达到静态低阻、动态高效性能要求的研究具有一定的实际意义.

目前，有学者借助计算流体动力学技术对混流泵内部流场进行了分析和计算，模拟和计算结果对设计高效及运行稳定的混流泵有一定的指导意义[1-3]，同时说明了运用 CFD 方法模拟混流泵的内部流场是可行的. 也有学者对混流泵参数的改变对其外特性的影响做了一定的研究[4-6]，发现了一些改变混流泵的参数对其外特性影响的规律; 杨琼方等[7]对不同叶片数和导叶数的匹配对喷水推进器性能的影响做了研究，发现了几组叶轮和导叶最佳匹配的叶片数目. 但截至目前，有关混流泵水阻系数的研究鲜见报道.

文中对比转速为 500 的混流泵进行研究，在不同的导叶数和导叶进口安放角下分别模拟其在静态时的水阻系数和在动态时的性能参数，以发现导叶数、导叶进口角对水阻系数、效率影响的一些规律，从而为提高混流泵的性能提供一定的理论依据.

1　基本理论

1.1　控制方程

假定该混流泵内流体流动为不可压缩、定常流动，不计重力的影响，混流泵以恒定角速度 ω 绕 Z 轴旋转. 在相对直角坐标系下控制方程[8]如下:

连续方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0\ , \tag{1}$$

动量方程

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_i}=-\frac{\partial p^*}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left\{\mu_{\mathrm{eff}}\left[\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right]\right\}-2\rho k\varepsilon_{ijk}\omega\ , \tag{2}$$

式中: u_i 为平均相对速度分量; p^* 为包括了湍动能和旋转产生的压力; ε_{ijk} 为张量分量; $\mu_{\mathrm{eff}}=\mu+\mu_{\mathrm{r}}$ 为等效黏性系数，它包括分子黏性系数 μ 和 Boussinesq 黏性系数 μ_{r}.

1.2　边界条件

1) 进口和出口条件: 由于所采用介质为水，是不可压流，则进口取速度进口(velocity inlet) ; 在导叶流道的出口增加了出口管，认为湍流是充分发展的，出口取自由出流(outflow) [9].

2) 固壁条件: 叶轮采用旋转壁面无滑移条件，进口管、叶轮、导叶和出口管采用静止壁面无滑移条件.

1.3　性能预测模型

离心泵的扬程预测公式为

$$H=\frac{p_{\mathrm{out}}}{\rho g}-\frac{p_{\mathrm{in}}}{\rho g}+\Delta z\ , \tag{3}$$

为了便于分析，设量纲为一的扬程系数为

$$\psi=\frac{H}{H_{\mathrm{d}}}\ , \tag{4}$$

效率预测公式为

$$\eta=\frac{\rho g Q H}{P}, \tag{5}$$

式中: p_{out}，p_{in} 分别为泵出口、进口的平均总压; ρ 为密度; g 为重力加速度; Δz 为泵出口和泵进口在垂直方向上的距离; H_{d} 为泵设计工况下的扬程; Q 为流量; P 为泵轴功率.

1.4　静态水阻计算公式

混流泵内水阻系数 ε 指的是混流泵叶轮和前、后置导叶正向流动阻力系数，此时叶轮处于静止状态，即混流泵处于停机状态时液流从混流泵进口到出口的阻力大小的量纲为一的数. 阻力系数越小，阻力越小; 反之，阻力越大. 混流泵静态水阻力系数定义为

$$\varepsilon=2g\Delta h/v^2\ , \tag{6}$$

式中: Δh 为泵进出口水力损失; v 为参考截面处流速.

2　模型描述及数值方法

2.1　主要参数

该混流泵的基本参数分别为叶轮直径 $D=240$ mm，叶轮出口宽度 $b=76$ mm，叶轮叶片数 $Z=4$，导叶数 $Z_{\mathrm{g}}=3$，导叶的长宽比 $\lambda=0.3$.

2.2　网格生成

计算域包括进口管、叶轮、导叶和出口管. 整个

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

计算域采用非结构化网格，网格生成通过 Fluent 的前处理软件 Gambit 完成，并进行网格划分. 泵的计算区域和网格生成如图 1 所示.

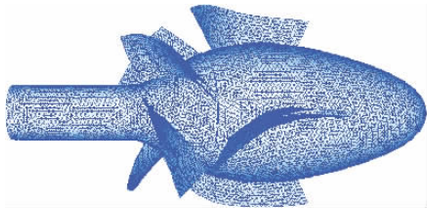

图 1　混流泵计算模型

Fig. 1　Calculational model of mixed-flow pump

文中对网格数分别为 985 298 和 1 076 949 时混流泵在设计工况下的内部流场进行了数值模拟和计算，并对其扬程、效率及轴功率进行比较，结果无明显差别，这说明计算结果不依赖网格数变化.

2.3　数值计算方法

由于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对求解高应变率及流线弯曲较大的混流泵内部有较好的适应性[8]，因此采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型进行求解，采用有限体积法离散控制方程，对流项和扩散项的离散均采用一阶迎风格式，采用 SIMPLEC 算法，以得到比较精确的压力值.

3　计算结果及分析

3.1　数值计算结果

图 2 为设计工况下混流泵内流场静压分布. 可以看出：叶片压力面的静压从进口到出口逐渐增大，分布比较均匀，且上升幅度比较平缓（见图 2a）；吸力面的静压在叶片进口边处存在着明显的负压区，此位置易出现气蚀现象，这与实际情况相符，沿吸力面的进口到出口，静压逐渐增大，并在叶片外缘处达到最大（见图 2b）；导叶体叶片静压呈带状分布，且从叶根到叶顶逐渐增大（见图 2c），这是由于高速旋转的叶轮叶片与静止的空间导叶之间的相对运动，使得导叶体中的压力分布沿圆周方向存在一定的不对称性，但当流体经过导叶的顺直作用后，三股流体合成一股流体，圆周方向的压力分布在出口管分布比较均匀.

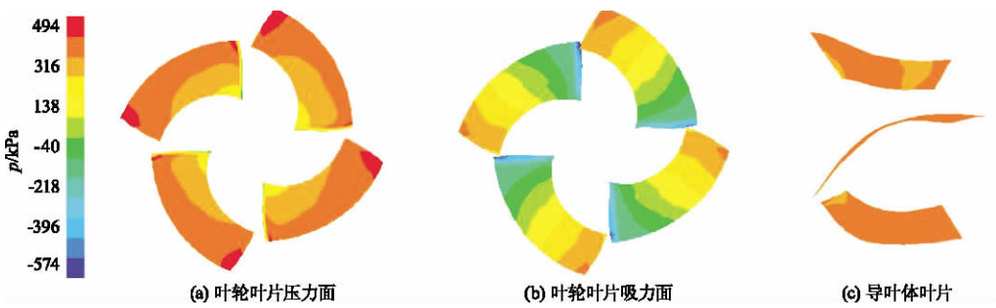

图 2　设计工况下的静压分布图

Fig. 2　Static pressure distribution under design condition

图 3 为设计工况下的绝对速度分布. 可以看出：沿叶片进口到出口，绝对速度逐渐增大，且整体流线顺畅，没有脱流、横向流等现象（见图 3a，b）；由叶轮出口流出的液体，流入导叶体中，速度能转化为压力能，从导叶叶片进口到出口，速度逐渐降低，流动趋势较好（见图 3c）.

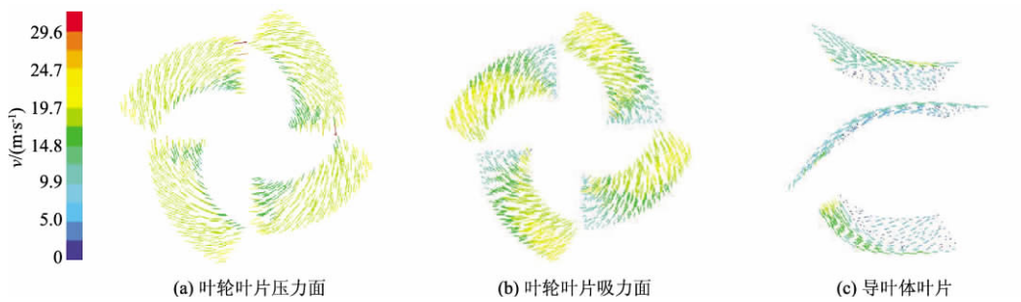

图 3　设计工况下的绝对速度图

Fig. 3　Absolute velocity distribution under design condition

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

3.2　导叶参数对水阻系数及性能的影响

3.2.1　导叶数对水阻系数的影响

导叶是影响泵性能的重要部件. 叶轮静止时，在设计工况下，当叶轮叶片数 $Z=4$，其他参数均不变的情况下，改变导叶数 $Z_g=3,5,7,9$，对该混流泵进行数值模拟和计算，并应用公式(6) 计算得到该混流泵相应的水阻系数分别为 $\varepsilon=28.85,32.06,37.20,36.85$.

比较可知，4 叶片叶轮和 3 叶片导叶组合时的水阻系数最低，随着导叶数从 3 逐渐增大到 9，水阻系数也呈现逐渐增大的趋势. 这主要是由于，一方面，随着导叶数的增大，导叶对流体运动的限制作用增强，流过导叶附近的流体质点受到导叶的扰动作用增大，使其偏离了原来的运动路径，从而使得流体的流动方向发生了较大改变，质点间进行的动量交换加强，克服动量交换所消耗的机械能增大，从而导致损失增大，水阻系数增大; 另一方面，随着导叶数的增大，排挤作用增大，导叶叶片与流体接触的表面积也增大，使得叶片表面的摩擦作用增大，此时的流体质点在运动时要克服这些增大的阻力，就使得能量损失增大，从而导致水阻系数增大.

3.2.2　导叶数对扬程和效率的影响

叶轮高速旋转时，在设计工况下，叶轮叶片数 $Z=4$，其他参数均不变，改变导叶数 $Z_g=3,5,7,9$，对该混流泵进行数值模拟和计算，得到混流泵 $\psi-Z_g$ 和 $\eta-Z_g$ 曲线如图 4 所示.

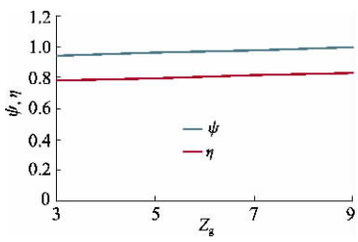

图 4　扬程、效率 - 叶片数曲线

Fig. 4　Head and efficiency in terms of number of guide vanes

由图 4 可以看出，当叶轮叶片数为 4 时，在给定的参数工况下，随着导叶数的增大，混流泵的效率和扬程均呈现增大的趋势. 这主要有 3 个方面的原因造成: ① 随着导叶数的逐渐增大，导叶的引流和消旋作用增强，使得液体的流动更加均匀顺畅，使得扬程和效率增大; ② 增大的叶片表面积对液体的作用更加充分，使得扬程和效率呈现出逐渐增大的趋势; ③ 增加的导叶使得扩压器内的分离损失和导叶叶片间流道的扩散损失均减小，从而使扬程和效率均增大.

3.2.3　导叶进口角对水阻系数及性能的影响

叶轮静止时，在设计工况下，保持叶轮叶片数为 4 及其他参数不变，改变导叶进口冲角 $\theta=+2.5°,0°,-2.5°$，对该混流泵进行数值模拟和计算，并应用公式(6) 计算得到该混流泵的相应水阻系数分别为 $\varepsilon=28.95,28.85,29.22$.

叶轮高速旋转时，在设计工况下，保持叶轮叶片数为 4 及其他参数不变，改变导叶进口冲角 $\theta=+2.5°,0°,-2.5°$，对该混流泵进行数值模拟和计算，得到相应的扬程系数分别为 $\psi=0.998\ 4,1.000\ 0,0.990\ 3$，相应的效率分别为 $\eta=0.862\ 7,0.863\ 0,0.861\ 1$.

比较可知，在设计工况进口无冲击入流的条件下，该混流泵的水阻系数比有冲击入流条件下的水阻系数略小，同时扬程和效率较有冲击入流条件下略高，但其水阻系数、扬程和效率的总体变化均不大. 这主要是由于当改变导叶进口安放角时，使得导叶的进口液流角与叶片安放角不相等，这会使导叶的进口产生一个冲角，当冲角为正时附着在叶片表面的涡团受到叶片的限制作用较大，此时的扩散损失较小，局部损失较大，导致水阻系数比无冲角时略大; 当冲角为负时附着在叶片表面的涡团受到叶片的限制作用较小，此时易引起流动分离，扩散损失较大，使得水阻系数较无冲击时大，但总体而言，水阻系数无明显变化; 在 3 种冲角 $\theta=+2.5°,0°,-2.5°$ 下，混流泵的扬程和效率也无明显变化，这与进口冲角相差在 5° 之内，对性能无明显影响的理论[9] 相符合. 因此，设计时在 5° 的范围内改变导叶的进口安放角对混流泵的性能无明显影响.

综上所述，在其他参数不变只改变导叶数的情况下，混流泵的水阻系数在导叶数为 3 时最低，在导叶数为 9 时效率最高; 设计时若要求较低的水阻系数，在保证效率的条件下导叶数应尽量少，若要求较高的效率，则导叶数在一定的范围内应尽量多; 而在其他参数不变，只改变导叶进口安放角的条件下，混流泵在设计工况、无冲击进口条件下性能最佳，但总体差别不大，因此在设计混流泵导叶时，可以根据实际要求选择不同的导叶进口安放角.

4　结　论

以某混流泵为研究对象，应用计算流体动力学软件 Fluent 对该混流泵进行了整体模拟和计算，分析了该混流泵在不同的导叶数和导叶进口安放角

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

下对其水阻系数和性能的影响，得到结论如下：

1）在特殊环境下，为保证整个系统液体良好的循环，提高系统的稳定性，需要较低的水阻系数，设计混流泵时，在保证设计所要求效率的情况下，选择导叶数应尽量小.

2）设计空间导叶式混流泵时，在其他参数不变的情况下，当导叶进口安放角在5°的范围内改变时，在无冲击入流的条件下性能最佳，但混流泵的性能在总体上无明显变化，因此，可以根据实际要求选择不同的导叶进口安放角.

参考文献(References)

[1] 王春林，郑海霞，张浩，等. 可调叶片高比转速混流泵内部流场数值模拟[J]. 排灌机械，2009，27(1)：30－34.
Wang Chunlin，Zheng Haixia，Zhang Hao，et al. Numerical simulation for adjustable high specific speed mixed-flow pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery，2009，27(1)：30－34.（in Chinese）

[2] 马希金，张化川，张克危. 核电站三级循环给水混流泵的数值模拟与实验分析[J]. 流体机械，2009，37(9)：7－9.
Ma Xijin，Zhang Huachuan，Zhang Kewei. Numerical simulation and experiment analysis of thirdly circulating feed-water mixed-flow pump in nuclear power station [J]. Fluid Machinery，2009，37(9)：7－9.（in Chinese）

[3] 袁春元. 混流泵叶轮流场计算与性能试验[J]. 农业机械学报，2008，39(3)：53－55.
Yuan Chunyuan. Numerical calculation of turbulent flow and performance experiment of mixed-flow pump impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2008，39(3)：53－55.（in Chinese）

[4] Van Esch B P M. Performance and radial loading of a mixed-flow pump under non-uniform suction flow [J]. Journal of Fluids Engineering，2009，131(5)：1－5.

[5] Kim-Jin-Hyuk. High-efficiency design of a mixed-flow pump [J]. Science China，2010，53(1)：24－27.

[6] 曾文德，王永生，刘承江. 喷水推进混流泵流体动力性能的CFD研究[J]. 中国船舶研究，2009，4(4)：18－21.
Zeng Wende，Wang Yongsheng，Liu Chengjiang. Hydrodynamic performance of the jet propulsion mixed-flow pump by CFD simulation [J]. Chinese Journal of Ship Research，2009，4(4)：18－21.（in Chinese）

[7] 杨琼方，王永生，张志宏，等. 叶片数对喷水推进器性能影响的计算流体动力学分析[J]. 机械工程学报，2009，45(6)：222－227.
Yang Qiongfang，Wang Yongsheng，Zhang Zhihong，et al. Computational fluid dynamics analysis of effects of number of pump blades on water-jet propeller performance [J]. Journal of Mechanical Engineering，2009，45(6)：222－227.（in Chinese）

[8] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2004：24－125.

[9] 关醒凡. 轴流泵和斜流泵[M]. 北京：中国宇航出版社，2008：64－69.

（责任编辑　陈建华）

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