DOI: 10.3901/JME.2020.18.244

新型矿用高速抢险泵的设计与性能分析*

柏宇星^{1,2} 孔繁余² 赵飞² 徐振法²

(1. 南京工程学院汽车与轨道交通学院 南京 211167;

2. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心 镇江 212013)

摘要: 煤矿透水事故时有发生, 现有抢险泵难以快速下井排水。为实现快速救援目标, 提出一种新型体积小、流量大和扬程高的矿用高速抢险泵。机组设计采用上机下泵、机泵一体、独立冷却润滑回路、高速推力轴承机构以及水仓湿定子潜水电动机密封等关键技术。在同等流量、扬程的情况下, 和现有产品相比, 设计开发的矿用高速抢险泵在长度上减少了 31%, 重量减少了 51.2%。以 GFQ200-300 型样机为例, 通过数值模拟计算方法得出矿用高速抢险泵在 6 000 r/min 下, 不同叶轮和导叶叶片数匹配模式下, 最大扬程为 304.56 m, 最高效率为 64.32%。样机试验结果表明: 矿用高速抢险泵结构和水力设计合理, 满足性能要求; 数值模拟计算方法准确可靠, 且采用 SST $k-\omega$ 模型最为贴近试验结果。样机整体机组结构和水力模型方案为后续大功率高速泵机组的设计提供了重要理论指导和技术积累。

关键词: 矿用高速抢险泵; 水力设计; 数值模拟; 试验验证

中图分类号: TH311

Design and Performance Analysis of New Type of Mine High Speed Rescue Pump

BAI Yuxing^{1,2} KONG Fanyu² ZHAO Fei² XU Zhenfa²

(1. School of Automotive & Rail Transit, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167;

2. National Research Center of Pump, Jiangsu University, Zhenjiang 212013)

Abstract: Nowadays, coal mine flooding accidents often happen. However, the existing rescue pump can't be quickly lowered into the well for drainage. To meet the requirement of rapid rescue, a new type of mine high speed rescue pump with small volume, large flow and high head is proposed. The whole structure is a combination of upper motor and lower pump. Besides, independent motor cooling and lubrication circuit, high speed thrust bearing and submersible sealing technology of wet stator are adopted in the unit. Under the same flow rate and head, the length and weight of the prototype are reduced by 31% and 51.2% compared with the pump in the current market. Taking the GFQ200-300 prototype as an example, the results of numerical simulation show that the maximum head is 304.56 m and the maximum efficiency is 64.32% at 6 000 r/min under different matching cases of the blade numbers of impeller and diffuser vane. From the experiment results, it is observed that the overall structure and hydraulic design of the prototype are reasonable and satisfactory; also, the accuracy of the numerical simulation calculation method is verified and the performance predicted used by SST $k-\omega$ model is the closest to the experiment data. Furthermore, the design scheme of the whole unit structure and hydraulic model could provide important theoretical guidance and technical reference for the subsequent design of big power and high speed pump units.

Key words: mine high speed rescue pump; hydraulic design; numerical simulation; experiment verification

0 前言

煤炭在我国国民经济和社会发展中发挥着重要

的作用, 是我国社会生产和经济发展的主要能源, 因此保证煤炭开采工作的安全性是整个产业的重中之重。煤炭开采过程中, 透水事故时有发生, 排水过程中, 在现有技术下, 可以下井的水泵扬程不够高, 现场通过多台水泵串联进行排水。而且, 现有的大功率高扬程泵机组过重, 过大, 难以下井。总的来说, 体积小的水泵扬程不够高, 扬程高的水泵难以下井组装, 因而研发出体积小、流量大、扬程

* 国家自然科学基金(51806082)、江苏省重点研发计划(BE2018085)、四川省教育厅重大培育(18CZ0016)和南京工程学院校级科研基金(YKJ201933)资助项目。20190408 收到初稿, 20200318 收到修改稿

高的水泵具有重要的现实意义和价值^[1-2]。

目前，国内外现有的大部分矿井透水抢险泵都采用了潜水多级离心泵的形式。矿用高速抢险泵技术是变频技术、高速泵技术与大功率潜水泵技术的系统结合。在潜水泵方面，SUN 等^[3]为潜水泵提出了一种考虑了局部损失和冲击损失的不可压缩单相模型。CARIDAD 等^[4]通过模拟和试验对比了潜水泵某一叶轮流道内的气液两相流动，表明潜水泵扬程的降低与空泡直径有关，同时空泡阻力与压力梯度对空泡体积分布有重要影响。BELLARY 等^[5]引入了一种进化遗传算法来求解潜水泵的最佳工况点。MAITELLI 等^[6]研究了潜水泵内部流动特性，并且定义了流动分离区。SIRINO 等^[7]使用(Computational fluid dynamics, CFD)方法研究了输送液体黏度对潜水泵流量的影响，通过修正公式得到的扬程曲线与各种黏度下的试验数据一致。STEL 等^[8-9]对比了单级潜水泵和多级潜水泵 CFD 模拟数值与试验数值，比对结果表明，相对于单级潜水泵，多级潜水泵的模拟与试验值匹配结果更好。国内方面，也有较多学者对潜水泵进行了深入系统的研究，并取得了一些研究成果^[10-12]。但总的来说，国内外对大功率、高转速、大流量潜水泵的研究甚少。

本文参照已有相关研究成果，针对煤矿透水事故快速救援的需求，以 GFQ200-300 矿用高速抢险泵为例，完成整个机组结构以及高效水力模型的设计开发。

1 总体结构

1.1 水力部件设计

研究选取的矿用高速抢险泵 GFQ200-300 的主要设计参数如下：额定转速 6 000 r/min；流量 200 m³/h；扬程 300 m；比转速 71.6。

作为矿用高速抢险泵的主要过流部件，叶轮和导叶的设计决定机组的水力性能水平，GFQ200-300 机组中叶轮和导叶的主要结构参数如表 1、2 所示；叶轮和导叶实物如图 1 所示。

表 1 叶轮主要结构参数

参数	数值
轮毂直径 D_0 /mm	65
叶轮进口直径 D_1 /mm	125
叶轮出口直径 D_2 /mm	248
叶片出口角 β_2 (°)	32
叶片出口宽度 b_2 /mm	15
叶片包角 γ (°)	135
叶轮叶片数 Z_1	7

表 2 导叶主要结构参数

参数	数值
导叶基圆半径 D_3 /mm	253
导叶外径 D_4 /mm	360
导叶进口角 α_3 (°)	11.4
导叶喉部高度 a_3 /mm	22
导叶出口高度 a_4 /mm	30
导叶叶片数 Z_2	9

图 1 叶轮和导叶实物图

1.2 机组结构设计

GFQ200-300 矿用高速抢险泵机组结构如图 2 所示。机组采用的结构为上机下泵的一体化结构，即水力部件位于电动机的下方，且水力部件与电动机共用一根主轴。与常规潜水电泵相比，下泵上电动机结构电泵的最低停机、开机水位，远低于上泵下电动机的常规潜水电泵的停机、开机水位，极其有利于老矿井的传统泵站改造为潜水泵站，几乎不需改造泵站土建结构；对新建矿井则要求井深度较小，最大限度降低了土建费用；透水抢险时能快速组成抢险排水系统，有利下人下物、抢救生命、排水复矿。相比目前市场已有抢险泵产品，在同等流量、扬程的情况下，本规格矿用高速抢险泵在长度上减少了 31%，重量减少了 51.2%。实现了机组体积减小、轻量化的目标，也使材料成本大大减少，符合国家矿山安全环保要求和节能降耗政策。

上机下泵结构易造成密封件损坏。密封件损坏后，一方面容易造成电动机腔漏液，影响水润滑轴承(导轴承、推力轴承)的安全性能和使用寿命；另一方面，含有杂质的矿井水会大量流入电动机腔中，将对轴承部件及电动机定转子带来极大的破坏，造成整个机组的损坏。GFQ 系列矿用高速抢险泵采用高压等级机械密封元件并设置有效的自控措施确保密封可靠和实时在线监控保护，保证设备正常运行。

图2 GFQ200-300 矿用高速抢险泵机组结构

1. 滑动轴承 2. 推力盘 3. 推力轴瓦 4. 机械密封 5. 导叶 6. 叶轮 7. 口环 8. 诱导轮
9. 滤网 10. 前端盖 11. 底座 12. 中段体 13. 上段体 14. 主轴 15. 电动机转子 16. 电动机定子

机组采用了高速推力轴承机构。推力轴承发热量大, 散热困难, 磨损严重, 该问题为高速大功率湿式电动机的瓶颈问题, 也是关系样机研制成败的核心问题。GFQ 系列矿用高速抢险泵推力轴承使用整体合金推力盘和整体石墨推力轴瓦配对使用, 形成一对摩擦副。其中合金推力盘摩擦面采用堆焊硬质合金工艺, 石墨推力轴瓦材质采用浸锑石墨工艺, 增强耐磨性能。在电动机内腔中, 合金推力盘通过键连接安装在主轴上随之一起旋转, 两侧石墨推力轴瓦分别固定在静止轴承压盖, 机组工作过程中, 推力盘与一侧推力轴瓦形成水膜以平衡机组残余轴向力, 如图3所示。

(a) 工作示意图

(b) 推力轴瓦实物

(c) 推力盘实物

图3 推力轴瓦和推力盘

1.3 冷却循环回路设计

电动机内部采用冷却液闭路循环散热技术, 电动机外壳处于快流速的射流水冷却状态, 形成“水

泵-压力水-管式电动机-逆止阀-排水管”的水通道。从而加强了潜水电机的运行安全可靠, 降低了潜水电机温升, 适当的加大气隙可大大避免定、转子之间的摩擦。电动机内部预装冷却液主要是对电动机腔中水润滑滑动轴承、推力轴承和机械密封部件进行冷却润滑。其中滑动轴承压盖开有径向孔, 推力轴承压盖开有轴向孔方便冷却液流动散热。推力石墨轴承扇形瓦块间有径向通道, 当电动机转子转动时, 由于扇形瓦块间有径向通道的存在, 如同离心叶轮可对电动机内部注水升压, 使之在电动机内腔循环, 从而将电动机产生的热量传至机壳。

2 数学模型

本文研究的矿用高速抢险泵, 在高转速下所需流量与扬程均比较大, 与一般离心泵相比, 较为复杂, 其数值模拟流程图如图4所示。

图4 数值模拟流程图

1. y^+ 验证: y^+ 值符合对应湍流模型的要求
2. 结果验证: 模拟值和试验值间的差异最相近

2.1 三维模型

矿用高速抢险泵数值计算流体域主要包括进口、叶轮、径向导叶、盖板前间隙、盖板后间隙以及出口等区域。矿用高速抢险泵运行过程中, 液体从进口进入叶轮区域, 由叶轮甩出至径向导叶区域, 从而流出至机组中段体, 最后由出口排出。考虑到

矿用高速抢险泵的扬程比较高，叶轮产生压力大，叶轮盖板前后间隙的影响至关重要，所以在数值模拟方案中采用全流场模型进行计算。在建模过程中，流场中的一些局部细微结构将降低在网格划分过程中的网格质量，所以本章在建模时简化了零件内的局部细微部分。为了让流体流动在进口处能够得到充分发展，如图 5 所示，在三维建模中将进口段长度延长为进口直径的 3 倍。

图 5 计算域三维模型

2.2 网格划分

在计算中，网格的生成方式及网格数量对数值模拟结果也有着显著影响。考虑到结构化网格在旋转机械的数值模拟中有较好的收敛性及较小的截断误差^[13]，使用商业软件 ANSYS-ICEM 16 对整个计算域进行结构化网格划分，其计算域网格划分如图 6 所示。为了获得最佳网格数以及在计算时间与计算精度达到一个最佳平衡值，对整个流域所生成的网格做网格无关性分析^[14]。表 3 为整个计算域 5 组不同网格划分数目，图 7 则为 5 组不同网格数目下数值模拟结果。在网格无关性分析中，选用泵扬程和效率作为比对指标，由图 7 可知，当总网格数超过 300.847 万后，扬程与效率基本保持不变。考虑到计算机所需内存及计算时间，最终选取第 4 套网格作

图 6 计算域网格划分

表 3 网格划分数目

方案	网格数 N_u /万						总和
	叶轮域	导叶域	进口段	出口段	前间隙	后间隙	
1	7.216	5.857	0.354	1.986	0.535	2.021	17.969
2	19.495	16.080	0.574	5.743	1.561	5.012	48.465
3	67.385	60.299	2.977	20.056	5.712	20.554	176.983
4	132.269	93.178	3.755	31.568	9.191	30.886	300.847
5	184.637	205.827	8.847	70.561	32.187	72.586	574.645

图 7 数值模拟结果

为数值模拟计算中的网格生成方法。此外，由于不同湍流模型对近壁区网格的 y^+ 值要求不同。经研究发现，选用 $k-\varepsilon$ 、 $k-\omega$ 和 SST $k-\omega$ 湍流模型， y^+ 值分别不能超过 200、100 和 50^[15-16]。因此，本文中整个流体域的壁面 y^+ 值小于 50。

2.3 边界条件设置

数值模拟计算均在 ANSYS CFX 16.0 中进行。在稳态模拟中，流域进口设置为压力进口，给定值为 1 个大气压，流域出口设定为质量流量出口，具体设定值根据不同工况的流量给定。叶轮区域设置为旋转域，旋转速度与当前工况下电动机旋转速度一致。除此之外，其他流域均设置为静止域。此外，在动静域交界处选择“冻结转子法”方式。考虑到中国机械制造加工精度等级标准，数值模拟中，壁面粗糙度设定为 25 μm 。

在瞬态模拟中，使用稳态模拟结果作为初始条件。单步时间步长 Δt 为各转速下，叶轮旋转过 3° 所需要的时间。总时间步长设定为叶轮旋转 10 圈所需时间，即 $1\ 200\ \Delta t$ 。模拟中，收敛标准的最大残差值为 1×10^{-4} ，时间离散方法为“高精度”方法。

2.4 湍流模型

在数值求解过程中，用代数近似解来替代此方程。在笛卡尔坐标系下，质量方程、动量方程以及能量方程可以通过表示成如下形式^[17-18]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{U}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + S_M \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot S_M + S_E \quad (3)$$

式中, 应力张量 $\boldsymbol{\tau}$ 可表示为

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left[\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right] \quad (4)$$

式中, p 为压力, ρ 为密度, T 为温度, μ 为有效粘度, h 为总焓, $\mathbf{U}$ 为速度矢量, S_M 为外界施加的动量源, S_E 为外界施加的能量源, δ 为单位矩阵, λ 为传热系数。

3 仿真结果

3.1 稳态流场

图 8 为矿用高速抢险泵 (GFQ200-300) 在 6 000 r/min 转速下处于设计流量点时计算域的中截面上的压力分布云图。其中图 8a 为全流域, 图 8b 为主要过流部件流域, 即叶轮、径向导叶、前间隙和后间隙区域。由图 8a 可知, 整个流域内的压力分布较为均匀, 进口处的低压流体在叶轮处由于叶轮的高速旋转做功, 压力明显增加。由图 8b 可知, 叶轮出口处流体流经前后间隙后, 压力显著降低, 前间隙区域内的压力稍高于后间隙, 上述现象由前后间隙的流阻系数决定。

图 8 中截面压力云图分布

为了更好地研究矿用高速抢险泵在不同流量工况下具体的流场分布, 分别选用对应设计流量(Q_d)下 60%、80%、100% 和 120% ($0.6Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.2Q_d$) 的 4 种流量对其流场分布进行分析。图 9 为 4 种流量工况下叶轮导叶中间截面内的速度流线分布图。由图 9 所示, 整个导叶中间截面内, 各流量工况下流线均较为平滑均匀, 无旋涡存在。速度最大值出现在叶轮出口和导叶进口附近的区域, 这与叶轮出口处较大的圆周速度有关。导叶流道内, 速度随导叶进口到出口的方向减小, 说明液流在进入导叶流道内, 部分速度

能转化为了压力能, 从而造成速度减小。同时, 由图 9 所知, 在小流量和大流量工况下, 导叶部分流道内均出现小规模涡团, 特别是在大流量工况下, 导流流道内出现涡团数最多。由速度流线分布图可知, 在导叶流道内, 靠近导叶背面处液体流速越大, 说明大部分输送介质流入导叶内部靠近背面的流道。由于在导叶流道同一径向位置处的流速不均匀, 可能会出现流动分离从而出现涡团。在大流量工况下, 导叶流道内径向速度增加, 在工作壁面处的相对速度差值更是增大, 从而形成大规模涡团带来导叶内的流动不稳定性。

图 9 叶轮导叶中间截面内的速度流线分布图

图 10 为 4 种流量工况下矿用高速抢险泵叶轮展开流面中的压力分布云图。其中 S_p 为相对位移系数，表示从轮毂到轮缘的展开变化系数，即叶轮后盖板处向叶轮前盖板处变化系数，变化范围为 0~1，其中 S_p 值越小，表示展开位置越靠近轮毂处。由图 10 可知，随着流量的增大，各流量下的最大压力值减小，这与矿用高速抢险泵随着流量增加扬程降低的趋势

一致。此外，在设计流量和大流量下，越靠近轮毂位置处，在叶片背面越容易出现局部低压区。在轮毂位置附近叶片背面出现低压区，说明液体从叶轮进口处进入叶轮中时更多液体流动靠近轮毂处，在同一轴向位置处，可能会由于流速差异而出现流动分层从而形成局部低压，而随着流量的增大，这种流速差异也会增大从而导致低压区在叶片背面出现的概率。

图 10 叶轮展开流面压力分布云图

3.2 瞬态流场

使用均方根压力脉动系数 C_p 来研究整个计算流域内的瞬态流体压力。其中 C_p 定义如下

$$C_p = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=0}^{N-1} \tilde{p}(\text{node}, t_0 + j\Delta t)^2}}{0.5\rho u_2^2} \quad (5)$$

式中， u_2 是叶轮出口处液体周向速度； ρ 是密度； N 是叶轮旋转一周期间的样本数量， t_0 是瞬态模拟中一个周期的起始时间。

C_p 使用标准偏差计算。无论叶轮旋转的特定瞬时位置如何，它都可以测量在一段时间内不稳定压

力的强度。 $\tilde{p}$ 定义如下

$$\bar{p}(\text{node}) = \frac{1}{N} \sum_{j=0}^{N-1} p(\text{node}, t_0 + j\Delta t) \quad (6)$$

$$\tilde{p}(\text{node}, t) = p(\text{node}, t) - \bar{p}(\text{node}) \quad (7)$$

式中， $\bar{p}$ 为时均压力，Pa； $\tilde{p}$ 为随叶轮转动频率而变化的周期性压力，Pa。

图 11 为 4 种流量工况下流道中截面的方均根压力脉动系数分布云图。由图 11 可知，方均根压力脉动系数分布呈现出相同分布规律，即压力脉动强度随着周向半径的增大而增大，说明随着叶轮的高速旋转，液流运动越来越剧烈。此外，进入导叶流道内，均方根压力脉动系数继续增大，这与导叶流道

内速度能转化为压力能, 压力增大有关。同时, 在设计流量下, 导叶流道内压力脉动强度相对于其他流量较小。

图 12 为 4 种流量工况下叶片表面的均方根压力脉动系数分布云图。由图 12 可知, 随着流量的增大, 叶片表面的均方根压力脉动系数降低, 这与流量增大带来的压力降低有关。同时, 4 种流量下, 最大

方均根压力脉动系数均出现在叶片出口处, 这与液流在叶片出口获得最大的压力和圆周速度有关。此外, 在相同周向位置处, 叶片工作面的均方根压力脉动系数明显大于叶片背面, 这与叶片工作面出现的涡团有关, 说明相对于叶片背面, 叶片工作面的波动更为剧烈, 有更大的压力脉动强度。

图 11 中截面方均根压力脉动系数分布云图

图 12 叶片表面方均根压力脉动系数分布云图

3.3 叶片和导叶叶片数匹配

图 13 为不同叶轮导叶叶片数匹配下的外特性曲线。在图 13 及之后的内容中, A+B 表示一种当

前叶轮叶片数与导叶叶片数的组合, $Z_1=A$, $Z_2=B$ 。

例如 7+9, 表示当前叶轮和导叶组合中, 叶轮叶片数为 7, 导叶叶片数为 9。

图 13 导叶叶片数匹配下的外特性曲线

为了更好地比较不同叶轮或叶片数对外特性的影响, 引入流量比 Φ_Q , 扬程比 Φ_H , 效率差 $\Delta\eta$, 扬程相对差 ΔH 。其表达式如下

$$\Phi_Q = Q / Q_d \quad (8)$$

$$\Phi_H = H / H_d \quad (9)$$

$$\Delta\eta = \eta_{\max} - \eta_{\min} \quad (10)$$

$$\Delta H = \frac{H_{\max} - H_{\min}}{H_d} \quad (11)$$

式中, H 为扬程, Q 为流量, H_d 为设计点扬程, Q_d 为设计点流量, $H_{\max}$ 和 $H_{\min}$ 分别为不同叶片数匹配下设计点的最大和最小扬程, $\eta_{\max}$ 和 $\eta_{\min}$ 为不同叶片数匹配下设计点的最大和最小效率。

由图 13 可知,在扬程方面,在整个流量区间内,当叶轮叶片数保持一定时,5+8、6+10、7+9 三种叶轮导叶匹配模式下扬程最大,5+10、6+8、7+8 三种叶轮导叶匹配模式下扬程最小。经过设计点扬程值的换算,其中最大扬程出现在 6+10 匹配模式下,为 304.56 m,最小扬程出现在 5+10 匹配模式下,为 291 m。

在效率方面,在设计流量点,8 导叶叶片的效率峰值最大,10 导叶叶片的效率峰值最低。这说明,导叶叶片数越少,单个流道内过流面积越大,在相同时间内可以传递更多的工作流体。同时,较多的导叶叶片数可能在导叶流道进口处带来较大的冲击损失,而且较窄的导叶流道比较容易产生流动堵塞,最后考虑到叶轮导叶间的动静干涉,当叶片扫过导叶时,在每个导叶流道的入口处都会出现不稳定流动从而影响水力效率。此外,所有匹配模式下,其中最大效率出现在 5+8 匹配模式下,为 64.32%,最小效率出现在 6+10 匹配模式下,为 59.38%。

表 4 为矿用高速抢险泵不同叶轮叶片数下,在

表 4 不同的叶轮叶片数下泵外特性差值

叶片数 Z_1	效率差 $\Delta\eta(\%)$	扬程相对差 $\Delta H(\%)$
5	2.77	2.47
6	3.02	0.71
7	3.77	1.39

图 14 叶轮叶片数量对外特性的影响

表 5 不同的导叶叶片数下泵外特性差值

叶片数 Z_2	效率差 $\Delta\eta(\%)$	扬程相对差 $\Delta H(\%)$
8	1.56	1.33
9	2.14	3.12
10	6.45	4.49

4 试验验证

4.1 试验台搭建

矿用高速抢险泵试验系统为开式试验台,试验

设计流量点下的扬程与效率差值。由表可知,在设计流量点下,当叶轮叶片为 7 时,不同导叶叶片数下效率差最大,为 3.77%;当叶轮叶片为 5 时,不同导叶叶片数下效率差最小,为 2.77%。扬程方面,当其他参数保持不变仅改变导叶叶片时,5 叶片叶轮组合所受导叶叶片数影响最大,扬程相对差为 2.47%,6 叶片叶轮组合所受导叶叶片数影响最小,扬程相对差为 0.71%。

图 14 为矿用高速抢险泵叶轮叶片数量对外特性的影响。表 5 为矿用高速抢险泵不同导叶叶片数下,在设计流量点下的扬程与效率差值。由分析可知,当叶轮叶片数保持不变时,改变导叶叶片数对泵性能产生较大影响。特别地,相对不同导叶叶片数对泵性能产生的影响,改变叶轮叶片数更为显著。在设计流量点下,当导叶叶片数为 10 时,不同叶轮叶片数下效率差最大,为 6.45%;当导叶叶片数为 8 时,不同导叶叶片数下效率差相差最小,为 1.56%。扬程方面,当其他参数保持不变仅改变叶轮叶片数时,8 叶片导叶组合所受叶轮叶片影响最大,扬程相对差为 4.49%,10 叶片导叶组合所受叶轮叶片影响最小,扬程相对差为 1.33%。此外,随着叶轮叶片数的减少,效率变化无明显规律。引起这种现象可能归因于叶轮叶片数与导叶叶片数之间非互质而产生的共振现象。同时,也能解释 6+8 匹配下的效率值小于 7+8 匹配工况。

系统结构框图和试验现场如图 15 所示。此试验平台搭建在安徽合肥恒大海泵业集团,试验过程中,矿用高速抢险泵机组整体浸没在水池中,水池中的水由泵进口吸入经出口管道,最终流回水池中形成完整回路。在整个试验系统中,由工频电网(50 Hz)提供电源输入,变频器连接工频电网,工频交流电在变频器中进行变频转换并输入矿用高速抢险泵电动机端带动泵机组运行。信号采集系统主要由监测泵实时工况的转速传感

器、压力传感器、涡轮流量计及温度传感器组成,其中压力传感器安装在泵出口端,涡轮流量计位于出口管道侧流量调节阀后端。试验用仪器主要技术参数见表 6。

(a) 系统结构框图

(b) 试验现场

图 15 矿用高速抢险泵试验台

4.2 试验结果

图 16 为数值模拟与试验结果比对曲线。其中数值模拟方法中,湍流模型分别选用 $k-\varepsilon$ 、 $k-\omega$ 以及 SST $k-\omega$ 模型。经过比较可知,当湍流模型为本文所选取的 SST $k-\omega$ 模型,其他参数保持不变时,数值模拟结果与试验结果最为相近。

图 16 数值模拟与试验结果对比

从图 16 中可以得知,在某些流量点下,试验值与数值模拟计算结果存在一定的偏差,这些偏差的产生可能由以下这些原因造成。

(1) 在数值模拟计算中,在泵进口位置处的流动被视为均匀流动,而实际运行中,进口处的实际流动可能为非均匀流动。

(2) 在过流部件中,实际加工精度可能达不到数值模拟中流动壁面所设定的精度,从而对流体在近壁面处的流动状态会有一定的影响。

(3) 在比较复杂的流动模拟过程中,网格质量,边界条件以及湍流模型的影响是比较难以预测的。

表 6 试验用仪器主要技术参数

仪器名称	型号	测试参数	量程	精度(%)
转速传感器	TPA-3	转速	0~75 000 r/min	±0.5
压力传感器	EJA530A	压力	0.5~10 MPa	±0.1
涡轮流量计	LWGYB150	流量	15~300 m³/h	±0.5
温度传感器	STT-DH	温度	0~105 °C	±0.1

尽管有上述种种因素的影响,但是从图中可以得出,试验结果与数值模拟中所获得的外特性曲线基本趋势是一致的,这就说明了本文采用的数值模拟方法是正确的,能够较准确的预测流体在过流部件中的运动状态和发展规律。

5 结论

(1) 自主全新设计开发了一种矿用高速抢险泵样机,具有大功率、高扬程和小体积的特点,能够满足煤矿透水事故发生时快速救援的需求。

(2) GFQ200-300 矿用高速抢险泵中,不同的叶轮和导叶叶片数匹配模式下,水力性能差异明显,在设计流量点,最大扬程为 304.56 m,最高效率为 64.32%。

(3) 通过样机试验,矿用高速抢险泵机组性能符合设计要求,数值模拟方法可靠。其水力模型和机组结构的成功开发;对今后大功率、高扬程泵机组的设计开发具有极强的指导意义和参考价值。

参 考 文 献

- [1] 武强. 我国矿井水防控与资源化利用的研究进展、问题和展望[J]. 煤炭学报, 2014, 39(5): 795-805.
WU Qiang. Progress, problems and prospects of prevention and control technology of mine water and reutilization in China[J]. Journal of China Coal Society, 2014, 39(5): 795-805.
- [2] SAMANTA B, SAMADDAR A B. Underground mining slurry transportation viability[J]. International Journal of

- Coal Science & Technology, 2019, 6: 430-437.
- [3] SUN D, PRADO M. Single-phase model for ESP's head performance[C]// Society of Petroleum Engineers. Proceedings of Production and Operations Symposium, 2003, Oklahoma City: SPE, 2003: SPE-80925-MS.
- [4] CARIDAD J, ASUAJE M, KENYERY F, et al. Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2008, 63(1): 18-22.
- [5] BELLARY S A I, ADHAV R, SIDDIQUE M H, et al. Application of computational fluid dynamics and surrogate coupled evolutionary computing to enhance centrifugal-pump performance[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2016, 10(1): 172-182.
- [6] MAITELLI C, BEZERRA V, MATA W D. Simulation of flow in a centrifugal pump of ESP systems using computational fluid dynamics[J]. Brazilian Journal of Petroleum and Gas, 2010(4): 1-9.
- [7] SIRINO T, STEL H, MORALES R E M. Numerical study of the influence of viscosity on the performance of an electrical submersible pump[C]// American Society of Mechanical Engineers. Proceedings of Fluids Engineering Division Summer Conference, 2013, Nevada: ASME, 2013: FEDSM-16374.
- [8] STEL H, SIRINO T, PONCE F J. Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2015(136): 41-54.
- [9] STEL H, SIRINO T, PROHMANN P R. CFD investigation of the effect of viscosity on a three-stage electric submersible pump[C]// American Society of Mechanical Engineers. Proceedings of Fluids Engineering Division Summer Conference, 2014, Chicago: ASME, 2014: FEDSM- 21538.
- [10] 杨懿, 潘英俊, 金成. 潜水电泵故障率分布的试验研究[J]. 机械工程学报, 2007, 43(2): 173-177.
- YANG Yi, PAN Yingjun, JIN Cheng. Experimental study on failure distribution of submersible motor-pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(2): 173-177.
- [11] 张荣标, 朱荣生, 蔡兰. 潜水轴流泵在线故障诊断的智能化研究[J]. 机械工程学报, 2001, 37(4): 57-60, 77.
- ZHANG Rongbiao, ZHU Rongsheng, CAI Lan. Intelligent research on on-line fault diagnosis of submersible axial flow pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(4): 57-60, 77.
- [12] 杨魏, 雷晓宇, 张志民, 等. 基于载荷分布的潜水轴流泵叶轮与导叶水力设计[J]. 农业机械学报, 2017, 48(11): 179-187.
- YANG Wei, LEI Xiaoyu, ZHANG Zhimin, et al. Hydraulic design of submersible axial-flow pump based on blade loading distributions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11): 179-187.
- [13] 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.
- [14] 程效锐, 贾程莉, 杨从新, 等. 导叶周向布置位置对核主泵压力脉动的影响[J]. 机械工程学报, 2016, 52(16): 197-204.
- CHENG Xiaorui, JIA Chengli, YANG Congxin, et al. Influence of circumferential position of guide vane on unsteady flow characteristics in reactor coolant pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(16): 197-204.
- [15] 李晓俊, 袁寿其, 潘中永, 等. 离心泵边界层网格的实现及应用评价[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20): 67-72.
- LI Xiaojun, YUAN Shouqi, PAN Zhongyong, et al. Realization and application evaluation of near-wall mesh in centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(20): 67-72.
- [16] 王晓晖, 杨军虎, 郭艳磊, 等. 反转泵液力透平速度滑移机理[J]. 机械工程学报, 2018, 54(24): 189-196.
- WANG Xiaohui, YANG Junhu, GUO Yanlei, et al. Research on slip phenomenon of pumps as turbines[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(24): 189-196.
- [17] POPE S B. Turbulent flows[M]. London: Cambridge University Press, 2000.
- [18] 陆昌根. 流体力学中的数值计算方法[M]. 北京: 科学出版社, 2014.
- LU Changgen. Numerical calculation method in hydrodynamics[M]. Beijing: Science Press, 2014.
-
- 作者简介: 柏宇星(通信作者), 男, 1987 年出生, 博士研究生, 讲师。主要研究方向为流体力学与流体机械。
- E-mail: yxbai1012@163.com