doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.012

JP75 卷盘式喷灌机水涡轮水力性能分析与结构改进设计

黎耀军[1]　张振洲[2]　严海军[1]　顾　涛[3]

(1.中国农业大学北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心,北京 100083;
2.水利部建设管理与质量安全中心,北京 100038;3.中国灌溉排水发展中心,北京 100054)

摘要:为了揭示 JP75 卷盘式喷灌机切击式水涡轮的水力性能及内部流动特征,采用电涡流制动器阻力代替喷灌机负载,进行水涡轮水力性能试验,并基于 SST $k-\omega$ 模型对水涡轮内部流动进行数值模拟。在此基础上,通过模拟正交试验对影响水涡轮水力性能的主要因素进行分析。研究结果表明,水涡轮进出口水头差及输出功率随流量增加近似呈抛物线型增加,不同工况下水涡轮效率均低于 35%;水涡轮喷嘴出口处存在回流区,回流区的低速流动降低了喷嘴射流速度,造成水涡轮驱动力矩下降;叶轮内存在一个主过流叶片通道,喷嘴出流在叶轮内主要由主过流通道流经叶轮,主过流通道内叶片工作面压力高于其他区域;叶片出口侧环形流道内流速相对较高,对叶轮内非主过流通道流动起阻滞作用,导致叶轮区形成回流漩涡;喷嘴出口直径和叶片侧端间隙大小对水涡轮水力性能有显著影响,模拟正交试验获得了喷嘴出口直径 24 mm、叶片侧向切削点与叶轮旋转轴径向距离 52.7 mm、叶片侧端间隙 6.8 mm 的水涡轮改进方案;与原型水涡轮相比,不同工况下,改进方案水涡轮的进出口水头差降低了 20% ~30%,输出功率提高了 10% ~15%,效率提高了 12 ~17 个百分点,最高可达 52.21%。

关键词:卷盘式喷灌机;水涡轮;数值模拟;正交试验;水力性能

中图分类号:S277.9⁺4　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2018)01-0100-08

Hydraulic Performance Analysis and Optimization for Water Turbine of JP75 Hose Reel Irrigation Machine

LI Yaojun[1]　ZHANG Zhenzhou[2]　YAN Haijun[1]　GU Tao[3]

(1. *Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, China Agricultural University, Beijing* 100083, *China*
2. *Center of Construction Management & Quality & Safety Supervision, Ministry of Water Resources, Beijing* 100038, *China*
3. *China Irrigation and Drainage Development Center, Beijing* 100054, *China*)

Abstract: To explore the hydraulic performance of the impact water turbine of JP75 hose reel irrigation machine, experimental investigations were conducted by replacing the load of the machine with the baking torque of an eddy-current brake. The internal flow characteristics of the turbine were also investigated numerically based on the SST $k-\omega$ turbulence model. On this basis, orthogonal numerical experiments were made to determine the main factors affecting the hydraulic performance of the turbine. The results showed that the power and head loss of the turbine were increased as a parabola with the increase of the flow rates, but the maximum efficiency of the turbine under different conditions was less than 35%. A recirculation zone was found downstream of the inlet nozzle exit, which reduced jet velocity of the nozzle, resulting in the reduction of torque produced by the turbine. The flows out of the nozzle passed the impeller mainly through a mainstream impeller passage, and the pressure on the pressure side of the blade in the mainstream passage was higher than pressure in other areas of the impeller. The flow velocity in the annular channel downstream the trailing edge of the blades was relatively high, which blocked the flow inside the impeller and resulted in the recirculation in the impeller passages. The diameter of nozzle orifice and the blade tip clearance had significant influence on the hydraulic performance of the water turbine. An improved water turbine, with a novel nozzle and appropriate blade cutting and axial impeller-casing clearance was obtained based on the numerical orthogonal tests. The best efficiency of 52.21%

收稿日期:2017-07-14　修回日期:2017-11-04

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFC0400109、2017YFD0201502)和河北省重点研发计划项目(17227207D-03)

作者简介:黎耀军(1978—),男,副教授,主要从事流体机械内部流动及性能优化研究,E-mail:liyaojun@cau.edu.cn

was achieved for the modified model optimized by numerical orthogonal experiments. Compared with the original model, the modified model showed a significant overall reduction in head loss (20% ~30%), an improvement in output power (10% ~15%) and an efficiency increment of 12 ~17 percentage points under different operating conditions.

Key words: hose reel irrigation machine; water turbine; numerical simulation; orthogonal experiment; hydraulic performance

0　引言

卷盘式喷灌机具有对地形适应性强、轻便灵活、喷洒质量好等优点，是我国农业灌溉中广泛应用的行喷式灌溉机械之一。水涡轮是卷盘式喷灌机最为常用的驱动装置[1-2]，为喷灌机牵引喷头车和 PE 管提供动力，其水力性能直接影响喷灌机的能耗及喷洒效果。目前，国产卷盘式喷灌机所使用的水涡轮普遍存在水力损失大、能耗过高的问题，因此，亟待开展水涡轮水力性能研究，提出水力优化措施，以提升水涡轮综合性能，降低机组运行成本[3-5]。

国内外卷盘式喷灌机常用的水涡轮主要有开式叶轮和半开式叶轮两种形式。为了掌握水涡轮的水力性能，汤跃等[6]对国产 JP50 卷盘式喷灌机开式叶轮水涡轮在不同工况的外特性进行了测试，发现在不同转速下，水涡轮的最高效率均不足 20%。袁寿其等[7]采用数值模拟方法，对 JP50 卷盘式喷灌机水涡轮的内部流动进行了数值研究，获得了水涡轮在不同流量下的压力和速度分布规律。程俊等[8]开展的数值计算及试验研究表明，JP75 喷灌机带开式叶轮的斜击式水涡轮进口到叶轮间的水力损失，是导致水涡轮水头损失增大的主要原因。由于水涡轮结构复杂，尽管已有研究初步探讨了卷盘式喷灌机水涡轮的外特性特点，但不同结构参数对水涡轮性能及内部流动的影响规律尚未充分揭示。

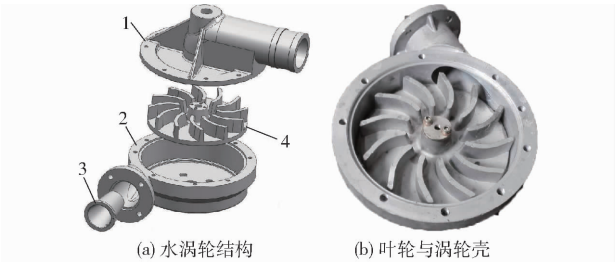
本文以 JP75 卷盘式喷灌机采用的半开式叶轮水涡轮为研究对象，采用制动器模拟喷灌机负载，开展水涡轮性能试验，研究其不同工况的外特性；采用 SST $k-\omega$ 模型对水涡轮进行全流道流动模拟，探究其内部流动特征，并基于正交数值试验，改进水涡轮结构，优化其水力性能。

1　水涡轮结构与水力性能试验

1.1　研究对象

JP75 卷盘式喷灌机多采用半开式叶轮的切击式水涡轮作为驱动装置。高压水经喷嘴高速射入叶轮驱动叶轮旋转，并经变速装置驱动喷灌机绞盘旋转，牵引喷头车移动，实现灌溉喷洒。

本文研究的水涡轮如图 1 所示，主要由涡轮壳、涡轮盖、半开式叶轮和喷嘴等 4 部分组成，半开式叶轮包含 12 枚圆柱型叶片，水涡轮其他主要结构参数如表 1 所示。水涡轮转速范围为 200 ~1 200 r/min，流量范围为 10 ~30 m^3/h。



(a) 水涡轮结构　　(b) 叶轮与涡轮壳

图 1　水涡轮结构图

Fig. 1　Structure diagrams of water turbine

1. 涡轮盖　2. 涡轮壳　3. 喷嘴　4. 叶轮

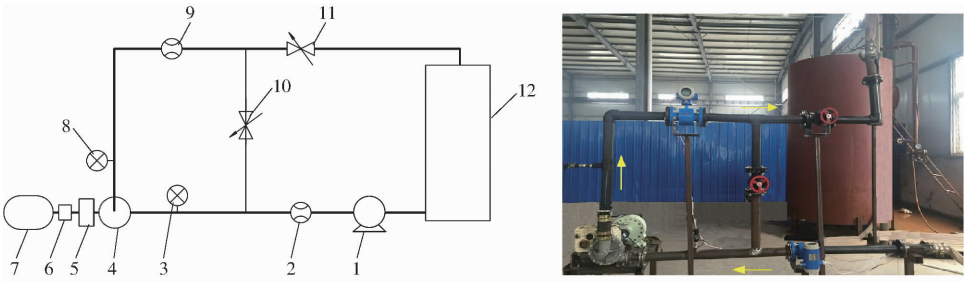
表 1　水涡轮主要结构参数

Tab. 1　Parameters of water turbine　　mm

参数	数值
叶片宽度 b	26.2
叶轮外径 d_1	192
叶片出口直径 d_2	70
涡轮壳内径 d_3	198
出水管内径 d_4	60
叶片侧端间隙 l_1	8.8
喷嘴长度 l_2	75
喷嘴入口直径 d_5	48
喷嘴出口直径 d_6	22

1.2　试验装置

喷灌机运行过程中，喷头车移动的系统阻力是水涡轮的直接负载。为了测试水涡轮不同工况的流量、转速、功率及效率等外特性参数，采用电涡流制动器的阻力来模拟喷灌机运行时的负载[6]，设计了如图 2 所示的水涡轮性能测试系统。其中，供水泵为测试系统供水，LDG - MK 型电磁流量计（量程 0 ~65 m^3/h）2、9 分别测量系统总流量和水涡轮流量；闸阀 10、11 分别调节水涡轮流量和系统总流量。水涡轮转轴穿过变速箱，与 CGNJ - 901 型扭矩仪（转矩量程 0 ~20 N·m，转速量程 0 ~6 000 r/min）和 WZ - 25P 型电涡流制动器（转矩范围 0 ~25 N·m，转速范围 0 ~2 800 r/min）同轴连接。采用 MIK - PX300 型压力传感器（量程 0 ~2.5 MPa）分别测量水涡轮进、出口压力。扭矩仪、电磁流量计与压力传感器精度均为 ±0.5%。



(a) 试验台布置图 (b) 试验台实物图

图 2 水涡轮性能测试试验台

Fig. 2 Experimental setups for water turbine performance measurements

1. 供水泵 2、9. 电磁流量计 3、8. 进、出口压力传感器 4. 水涡轮 5. 变速箱 6. 扭矩仪 7. 制动器 10、11. 闸阀 12. 水箱

1.3 试验结果与分析

通过调节制动器的张力控制器,可以改变制动器输出轴的扭矩,以模拟不同工况下水涡轮的负载和运行状态。试验测得水涡轮在 200 ~ 1 200 r/min 范围内 11 种转速(图 3)下不同流量工况的水涡轮进出口压力、流量、扭矩等参数,参考文献[6]的方法,计算得到水涡轮进出口水头差、输出功率及效率。图 3 所示为不同转速下水涡轮的外特性曲线。从图 3a 可以看出,当流量一定时,随转速增加水涡轮的进出口水头差逐渐增大;不同转速下,水涡轮进出口水头差均随着流量的增加而增大。图 3b 表明,同一转速下,水涡轮输出功率随流量增加呈抛物线型增大趋势,转速越高,输出功率随流量的增加梯度越大。从图 3c 可看出,不同工况下水涡轮效率均较低,最高效率为转速 $n = 1\ 100$ r/min、流量 $Q = 30$ m^3/h 时的 34.6%。不同转速下水涡轮效率曲线变化趋势差异明显,当转速 $n < 600$ r/min 时,水涡轮效率随着流量的增加先增高后降低;转速 $n > 600$ r/min 时,水涡轮效率随流量的增加总体呈增大趋势。当转速 $n > 400$ r/min 时,不同转速的最高效率偏差不大,但随转速增加,水涡轮高效区向大流量工况偏移。总体上,水涡轮在较宽的转速范围内均存在效率相对较高的工况点,但不同工况下水涡轮效率均低于 35%。

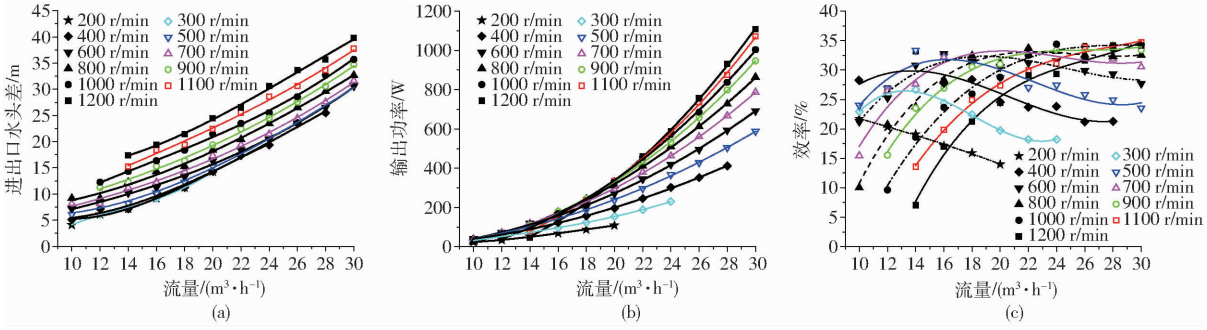


图 3 不同转速下水涡轮外特性曲线

Fig. 3 Characteristic curves of water turbine at different rotating speeds

2 水涡轮流动数值模拟

2.1 几何模型与网格划分

为了揭示水涡轮内部流动特征,采用雷诺平均方法,对典型工况下的水涡轮内流动进行了全流道数值模拟。考虑到水涡轮流道结构复杂,数值计算选用 SST $k-\omega$ 湍流模型[9],该模型考虑了流线曲率及逆压梯度等效应的影响[10-13],其在复杂流动计算中的可靠性得到了较广泛验证[14-17]。计算域包含水涡轮的完整流道,为了消除进出口边界条件对计算结果的影响,提高数值模拟的准确性,计算域进、出口段在水涡轮进、出口基础上均进行了适当延长,如图 4 所示。

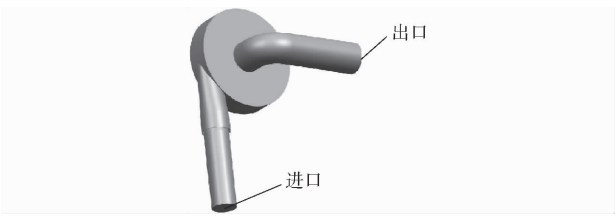


图 4 计算域

Fig. 4 Computational domain

采用 ICEM 软件对计算域进行网格划分,为提高计算精度,固体壁面边界采用棱柱体边界层网格加密。计算域网格总数为 433.4 万,计算域各部分网格数如表 2 所示,叶轮区网格结构如图 5 所示。

2.2 数值求解方法

基于 ANSYS CFX 软件进行水涡轮流场计算,计

表 2　计算域网格数

Tab. 2　Grid number table

部件	进水段	出水段	叶轮
网格数	9.5×10^5	1.3×10^6	2.1×10^6
节点数	2.2×10^5	2.4×10^5	4.4×10^5

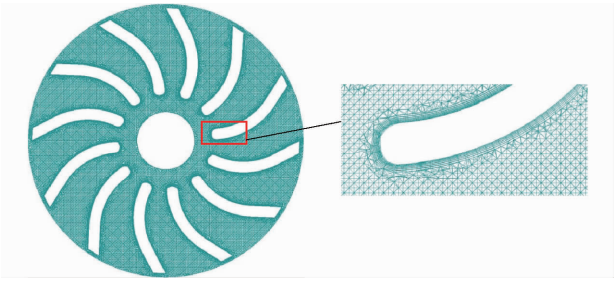


图 5　叶轮区网格

Fig. 5　Impeller mesh

算边界条件设置如下：计算域进口边界给定速度，出口边界设置相对静压为 0 Pa；进水部件、出水部件壁面设为无滑移壁面条件；进水部件与叶轮进口之间、叶轮出口与出水部件之间均设定为动静交界面，采用冻结转子法处理叶轮转动。近壁区采用比例缩放壁面函数处理低雷诺数流动[18]。采用有限体积法离散流动控制方程，分别采用混合有界迎风格式和中心差分格式离散对流项和扩散项。压力和速度的耦合求解采用 SIMPLEC 算法。

2.3　计算模型验证与外特性预测

为验证数值计算模型的可靠性，对 3 种转速下（200、600、1 000 r/min）水涡轮多个典型流量工况的流动进行了定常数值计算，预测了水涡轮进出口水头差、效率和输出功率，并与试验结果进行了对比，如图 6 所示。从图中可见，所采用的计算模式可以比较准确地预测水涡轮外特性，不同转速和流量工况数值预测的进出口水头差、输出功率、效率与试验结果吻合良好，最大相对误差分别为 7.3%、5.6% 和 7.5%。小流量工况（$Q=10$ m^3/h），水涡轮进出口水头差和效率的预测值与实测结果偏差更为明显，一方面是因为小流量工况水涡轮内留流动分离等瞬态流动特征加剧，定常模拟方法对水涡轮内流动计算的准确性有所下降；另一方面，在小流量工况，试验中测量误差对试验数据测量精度的影响更为显著。

2.4　水涡轮内流场分析

图 7 所示为流量 $Q=20$ m^3/h 时，不同转速下水涡轮内的相对静压分布，相同流量下随着转速增加，水涡轮叶轮内压力显著增大。在喷嘴射流的作用下，叶轮内存在一个主过流叶片通道，形成主过流通道的叶片工作面存在高压区，除主流通道外，其余叶片通道内压力分布规律相似。从图 7c 可以看出，非主流通道内压力沿径向变化比较均匀，从叶片进口到出口，各非主过流叶片通道内压力逐渐降低。在喷嘴出口处，由于流道突然扩张，喷嘴出口的压力显著降低。

流量 $Q=20$ m^3/h 时，不同转速下水涡轮内流速和流线分布如图 8 所示。从图中可以看出，由于喷嘴收缩角度与水涡轮进水段收缩角略有不同，且喷嘴出口处流道突然扩张，不同工况下喷嘴出水口下游存在回流区，回流区形成的漩涡运动降低了喷嘴射流对叶轮的冲击速度，对水涡轮的驱动力矩有直接影响。速度分布云图表明，经喷嘴加速的水流从喷嘴进入叶轮后，主要经主过流叶片通道通过叶轮，进入叶轮出口侧的环形区域。受过流能力限制，叶轮出口侧环形区流速明显高于非主过流通道内的流速，导致非主流叶片通道内的流动受阻，叶轮内形成复杂的回流漩涡。非主流叶片通道内回流漩涡产生的水力损失，是降低水涡轮水力效率的重要因素。

图 9 所示为出水管轴心所在的水涡轮轴面内的速度和流线分布。从图中可以看出，叶轮区左右两侧的流速分布差异明显，右侧轴面位于非主过流通道，流速较低且速度分布相对均匀；左侧轴面位于主过流通道内，在半开式叶轮的叶片与涡轮盖之间的叶片侧端间隙区流速较高，可见，叶片与涡轮盖间的轴向间隙是影响叶轮区流态的重要因素。由图 9 还可以看出，叶片出口与轮毂之间为高流速区；受轮毂影响，出水管入口靠近管壁区的流速明显高于出水

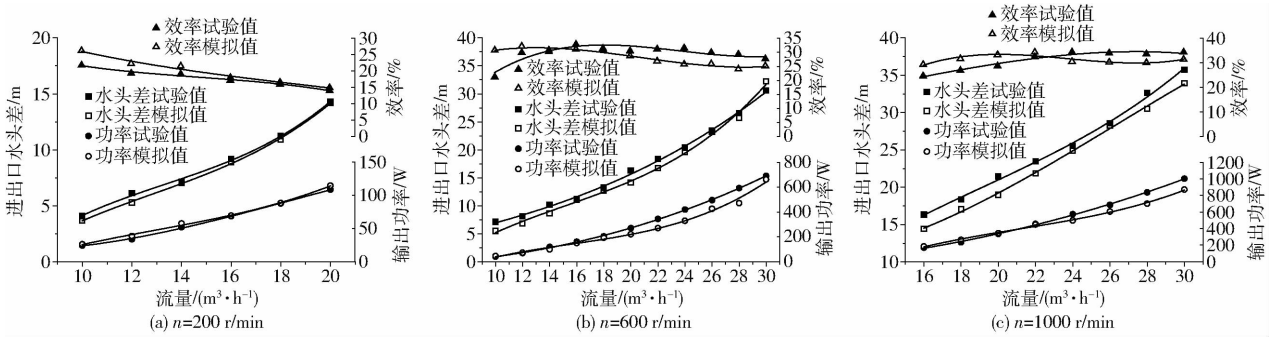


图 6　水涡轮外特性曲线预测值与试验值对比

Fig. 6　Comparison of predicted and experimental values of water turbine performance curves

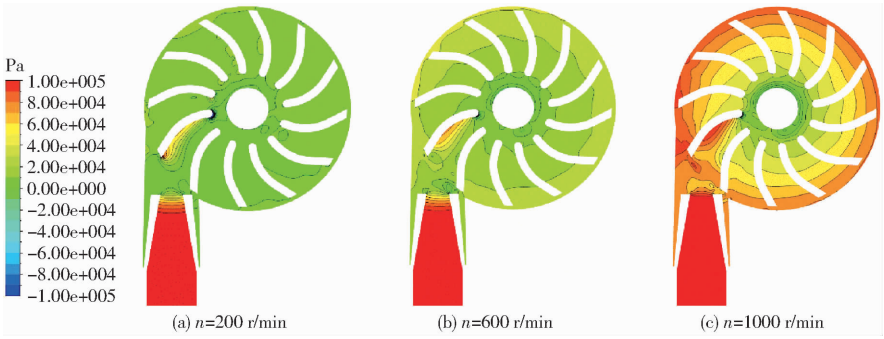


图 7 不同转速下水涡轮内压力分布($Q=20\ m^3/h$)

Fig. 7 Pressure distributions of water turbine at different rotating speeds

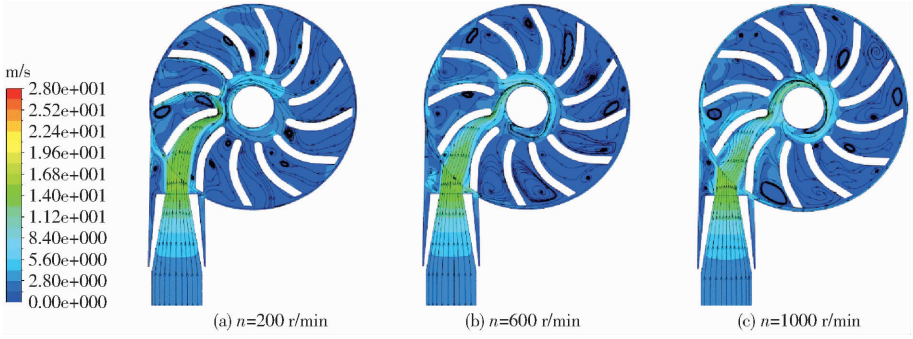


图 8 不同转速下水涡轮内速度和流线分布($Q=20\ m^3/h$)

Fig. 8 Velocity and streamline distributions of water turbine at different rotating speeds

管入口中心区流速。图 9 和图 10 所示的流线表明,出水管内流速分布不均匀,水流进入出水管后,存在较强的周向速度分量,该周向速度分量将增加水涡轮出水管及喷灌机 PE 管内的水力损失。

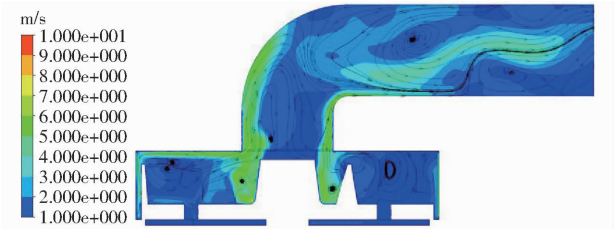


图 9 出水部件及轴面内速度与流线分布

Fig. 9 Velocity and streamline distribution in meridian plane and outlet pipe



图 10 出水管内流线分布

Fig. 10 Streamline distribution in outlet pipe

3 水涡轮改进设计与性能分析

3.1 喷嘴改进

从图 8 可见,由于喷嘴出口处的流道存在突扩区,喷嘴出水口与叶片相距较远,喷嘴出口处的回流区降低了射流冲击叶片的作用力,喷嘴出口回流导致水力损失增加。为了减小喷嘴出口与叶片间的距离、消除喷嘴出口处流道的突然扩张,设计了图 11b 所示的改进喷嘴,喷嘴出口直径 $\phi=22$ mm,喷嘴出口端面为与涡轮壳内径对应的圆柱形曲面。根据试验测得的水涡轮对应工况进出口压力,对使用改进喷嘴的水涡轮在流量 $Q=16\ m^3/h$、转速 $n=600$ r/min 工况流动进行数值模拟,结果表明,改进喷嘴可以有效提高射流对叶轮的冲击力,匹配改进喷嘴的水涡轮输出力矩达到 3.21 N·m,相比原水涡轮输出力矩提高了 25.4%,水涡轮效率由原来的 32.8% 提升至 46.93%,改进喷嘴大幅提升了水涡轮的水力性能。

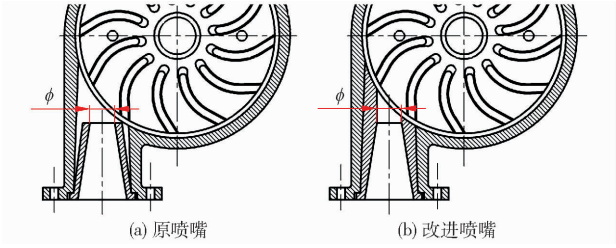


图 11 喷嘴结构

Fig. 11 Structure diagrams of nozzle

3.2 模拟正交试验与水涡轮结构改进

为探究不同结构参数对水涡轮水力性能的影响,在针对多个结构参数进行单因素分析的基础上,选取改进喷嘴的出口直径 ϕ、叶片出口侧切削位置

R_c 和叶片侧端间隙 δ 等对水涡轮性能影响相对较大的因素，采用 3 因素 3 水平的模拟正交试验，进行水涡轮水力性能改进研究。各因素的水平见表 3，其中，叶片切削方式为叶片出口侧倾斜切削，如图 12 所示。沿叶片高度方向切削位置为叶片与叶轮盖板的连接处；沿叶片径向的切削位置位于叶片侧向端面，叶片径向切削点与叶轮旋转轴的径向距离 R_c 体现因素 B 的不同水平。

表 3　试验因素水平

Tab. 3　Factors and levels of orthogonal experiment

mm

水平	试验因素		
	ϕ	R_c	δ
1	22	52.7	8.8
2	24	56.7	6.8
3	20	66.4	10.8

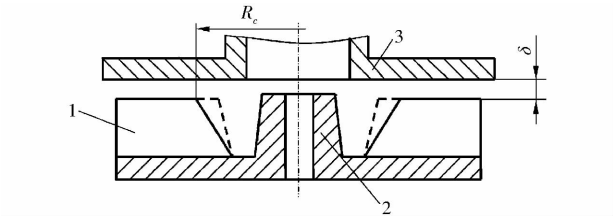


图 12　叶片出口侧切削示意图

Fig. 12　Sketch of blade cutting

1. 叶片　2. 轮毂　3. 涡轮盖

根据 $L_9(3^3)$ 正交表确定的不同方案，选取流量 $Q=16\ m^3/h$，转速 $n=600\ r/min$ 的典型工况，对不同因素和水平条件下的水涡轮效率进行数值预测。

正交试验方案和水涡轮效率数值预算结果如表 4 所示，表中 A、B、C 分别表示喷嘴出口直径、叶片出口侧切削位置、叶片侧端间隙的水平。可以看出，采用改进喷嘴后，不同方案的水涡轮效率均高于 46%，相比原水涡轮水力性能均有较显著提高。

为了明确不同因素对水涡轮水力性能的影响程度，采用极差和方差分析方法[19-20]，对模拟试验预测的效率进行处理与分析。各因素对应的极差 R 和以显著性水平 $\alpha=0.05$ 进行方差分析得到的方差 F 和方差临界值 F_c 如表 5 所示。极差和方差分析均表明，因素 A 和因素 C 对水涡轮水力性能有显著影响，各因素对水涡轮效率的影响程度大小依次为：A、C、B。

表 4　试验设计与预测结果

Tab. 4　Test arrangements and predicted efficiency of water turbine

试验编号	因素			水涡轮效率/%
	A	B	C	
1	1	1	1	50.11
2	1	2	2	50.12
3	1	3	3	49.86
4	2	2	3	50.13
5	2	3	1	50.81
6	2	1	2	51.42
7	3	3	2	47.09
8	3	1	3	46.47
9	3	2	1	46.51

进一步分析表明，以水涡轮效率为优化目标，正交试验范围内的不同因素和水平的较优改进方案为 $A_2B_1C_2$，即喷嘴出口直径 24 mm，叶片侧向端面沿径向切削点与叶轮旋转轴的径向距离 52.7 mm，叶片侧端间隙 6.8 mm。

表 5　极差与方差分析

Tab. 5　Range and variance analysis

指标	因素		
	A	B	C
K_1	1.50	1.48	1.47
K_2	1.52	1.47	1.49
K_3	1.40	1.48	1.46
k_1	0.50	0.49	0.49
k_2	0.51	0.49	0.50
k_3	0.47	0.49	0.49
R	0.12	0.01	0.03
F	715.79	7.33	19.65
F_c	19.00	19.00	19.00

注：$K_i(i=1,2,3)$ 为某因素水平 i 所对应的效率之和；$k_i(i=1,2,3)$ 为某因素水平 i 所对应效率的算术平均值；R 为极差；F 为方差；F_c 为方差临界值。

3.3　改进方案的内流场与外特性

流量 $Q=16\ m^3/h$，转速 $n=600\ r/min$ 工况下，原型水涡轮与改进方案水涡轮内的相对静压分布与速度、流线分布分别如图 13 和图 14 所示。从图 13 的压力对比可以看出，改进喷嘴消除了喷嘴出口附近的回流区，水流速度损失较小，喷嘴出口与叶轮流道内的压力变化更为均匀，改进模型对工作叶片的冲击作用加强，有利于增加水涡轮的驱动力矩。由图 14 所示流速和流线分布对比可以看出，改进方案叶轮内漩涡数量减少，这主要因为改进方案叶片出口侧的切削增大了叶片出口侧的通流能力，叶片通

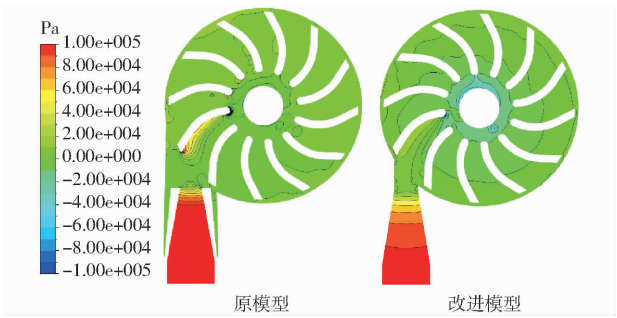


图 13　压力对比

Fig. 13　Pressure comparison for different models

道内流速与叶片出口环形区域的流速差异减小,叶轮内通流能力增强,回流漩涡减弱,有助于减小水力损失。

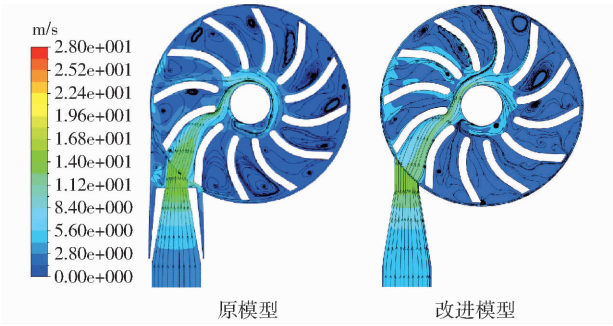


图 14 流速与流线对比

Fig. 14 Velocity and streamline comparisons for different models

3 种典型转速下,原型水涡轮和改进方案的进出口水头差、输出功率和效率曲线数值预测结果对比如图 15 所示。可以看出,改进方案与原型水涡轮外特性曲线的变化趋势基本一致。改进方案水涡轮在不同工况下效率较原型水涡轮总体提高 12 ~ 17 个百分点,在流量 $Q = 24\ m^3/h$、转速 $n = 1\ 000\ r/min$ 最优工况,改进方案最高效率达 52.21%。与原型水涡轮相比,不同工况下,改进方案水涡轮的进出口水头差有大幅下降,平均降幅为 20% ~30%,表明改进方案有效减小了水涡轮内水力损失。从图 15 还可以看出,改进方案水涡轮输出功率也有较大提高,不同工况下改进方案的输出功率平均提高 10% ~ 15%,表明改进模型有效提高了驱动力矩。

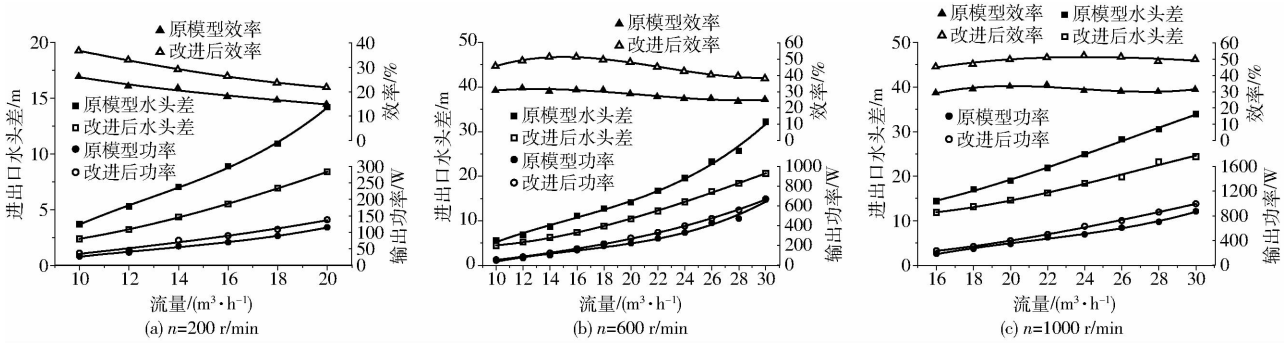


图 15 改进模型与原模型外特性曲线

Fig. 15 Performance curves of optimized model and original model

4 结论

(1)转速一定时,JP75 卷盘式喷灌机水涡轮进出口水头差与输出功率均随着流量的增加近似呈抛物线型增加;当转速 $n < 600$ r/min 时,水涡轮效率随着流量的增加先增高后降低;转速 $n > 600$ r/min 时,水涡轮效率随着流量的增加总体呈增大的趋势。不同工况下,水涡轮效率均低于 35%。

(2)喷嘴出流在叶轮内主要通过主流通道流经叶轮,主流通道内叶片工作面压力高于其他区域;叶片出口侧环形流道内相对较高的流速,对叶轮内非主流通道流动的阻滞作用,是导致叶轮区形成回流漩涡的主要原因。

(3)采用消除喷嘴出口侧回流空间的改进喷嘴,可以大幅提升水涡轮的驱动力矩和效率。改进喷嘴的出口直径和叶片侧端间隙尺度对水涡轮效率有显著影响。在不同工况下,模拟正交试验获得的水涡轮较优改进方案(喷嘴出口直径 24 mm,叶片侧向切削点与叶轮旋转轴径向距离 52.7 mm,叶片侧端间隙 6.8 mm)与原型水涡轮相比,进出口水头差下降了 20% ~30%,输出功率提高了 10% ~15%,效率总体提高了 12 ~17 个百分点,最高可达 52.21%。

参 考 文 献

1 郑耀泉, 刘婴谷, 严海军, 等. 喷灌与微灌技术应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2015.

2 金宏智, 严海军, 王永辉. 喷灌技术与设备在我国的适应性分析[J]. 农业工程, 2011, 1(4): 42 - 45.
JIN Hongzhi, YAN Haijun, WANG Yonghui. Adaptability analysis of sprinkler irrigation technology and equipments in China[J]. Agricultural Engineering, 2011, 1(4): 42 - 45. (in Chinese)

3 袁寿其, 李红, 王新坤. 中国节水灌溉装备发展现状、问题、趋势与建议[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(1): 78 - 92.
YUAN Shouqi, LI Hong, WANG Xinkun. Status, problems, trends and suggestions for water-saving irrigation equipment in China[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(1): 78 - 92. (in Chinese)

4 范永申, 王全九, 周庆峰, 等. 中国喷灌技术发展面临的主要问题及对策[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(5): 450 - 455.
FAN Yongshen, WANG Quanjiu, ZHOU Qingfeng, et al. Main problems in technological development of sprinkler irrigation in China and corresponding countermeasures[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(5): 450 - 455. (in Chinese)

5 史少培，谢崇宝，高虹袁，等. 喷灌技术发展历程及设备存在问题的探讨[J]. 节水灌溉，2013(11)：78－80.
SHI Shaopei，XIE Chongbao，GAO Hongyuan，et al. Sprinkler irrigation technology development and existing equipment problems [J]. Water Saving Irrigation，2013(11)：78－80. (in Chinese)

6 汤跃，朱相源，梅星新，等. JP50 卷盘喷灌机水涡轮水力性能试验[J]. 中国农村水利水电，2014(2)：26－29.
TANG Yue，ZHU Xiangyuan，MEI Xingxin，et al. Performance test of water turbine of JP50 reel sprinkler[J]. China Rural Water and Hydropower，2014(2)：26－29. (in Chinese)

7 袁寿其，牛国平，汤跃，等. JP50 卷盘式喷灌机水涡轮水力性能的试验与模拟[J]. 排灌机械工程学报，2014，32(7)：553－557.
YUAN Shouqi，NIU Guoping，TANG Yue，et al. Experiment and numerical estimation of performance of hydraulic turbine of JP50 reel sprinkle[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering，2014，32(7)：553－557. (in Chinese)

8 程俊，汤跃，汤玲迪. JP75 型卷盘喷灌机用水涡轮能耗贡献率分析[J]. 排灌机械工程学报，2016，34(11)：1008－1012.
CHENG Jun，TANG Yue，TANG Lingdi. Energy consumption analysis of hydraulic turbine of JP75 hose reel irrigator[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering，2016，34(11)：1008－1012. (in Chinese)

9 WILCOX D C. Turbulence modeling for CFD [M]. La Canada，California：DCW Industries，Inc.，2006.

10 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. 农业机械学报，2016，47(2)：1－14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160201&flag=1. DOI：10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001.
WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2016，47(2)：1－14. (in Chinese)

11 SUN Y K，ZUO Z G，LIU S H，et al. Numerical study of pressure fluctuations in different guide vanes' opening angle in pump mode of a pump turbine[C]// IOP Conference Series：Earth and Environmental Science. IOP Conference Series：Earth and Environmental Science，2012：2037.

12 MENTER F R. Zonal Two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows [C]. AIAA Paper 93－2906，1993.

13 MENTER F R，KUNTZ M，LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[C]// HANJALIC K，NAGANO Y，TUMMERS M. Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence，Heat and Mass Transfer. West Redding：Begell House Inc.，2003：625－632.

14 朱相源，江伟，李国君，等. 导叶式离心泵内部流动特性数值模拟[J/OL]. 农业机械学报，2016，47(6)：34－46. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160605&flag=1. DOI：10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.005.
ZHU Xiangyuan，JIANG Wei，LI Guojun，et al. Numerical analysis of hydraulic performance in centrifugal pump with vane diffuser[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2016，47(6)：34－46. (in Chinese)

15 裴吉，王文杰，袁寿其，等. 低比转数离心泵内部非定常流动特性数值预测[J/OL]. 农业机械学报，2014，45(1)：79－88. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20140113&flag=1. DOI：10.6041/j.issn.1000-1298.2014.01.013.
PEI Ji，WANG Wenjie，YUAN Shouqi，et al. Numerical prediction of inner flow unsteadiness in a low-specific speed centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2014，45(1)：79－88. (in Chinese)

16 JIANG W，LI G，LIU P F，et al. Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser [J]. International Communications in Heat & Mass Transfer，2016，71(2)：164－171.

17 ZAMIRI A，JIN T C. Ability of URANS approach in prediction of unsteady turbulent flows in an unbaffled stirred tank[J]. International Journal of Mechanical Sciences，2017，133(12)：178－187.

18 ANSYS. ANSYS fluent 14.0 user's guide[Z]. Canonsburg，PA，USA：ANSYS，Inc.，2014.

19 刘瑞江，张业旺，闻崇炜，等. 正交试验设计和分析方法研究[J]. 实验技术与管理，2010，27(9)：52－55.
LIU Ruijiang，ZHANG Yewang，WEN Chongwei，et al. Study on the design and analysis methods of orthogonal experiment[J]. Experimental Technology and Management，2010，27(9)：52－55. (in Chinese)

20 李云雁，胡传荣. 试验设计与数据处理[M]. 北京：化学工业出版社，2009.