

基于熵产理论的竖井贯流泵流动损失特性

张睿¹, 谭舒翊¹, 丁旭洁¹, 徐辉¹, 冯建刚¹, 牟童², 费照丹²

(1. 河海大学农业科学与工程学院, 江苏南京 211100; 2. 河海大学水利水电学院, 江苏南京 210098)

摘要: 为了研究竖井贯流泵流动损失特性, 基于 URANS 方法, 采用 FBM-CC 湍流模型对竖井贯流泵内部流场进行了非定常计算, 并利用熵产理论对不同流量工况下竖井贯流泵各部件的流动损失特性进行了定量分析。结果表明: FBM-CC 湍流模型能够有效预测竖井贯流泵水力性能, 与试验结果较为吻合; 竖井贯流泵流动损失从大到小依次为叶轮段、出水水道、导叶体、进水流道; 叶轮段能量损失的主要来源是湍流耗散, 其熵产比率最高可达 92%; 涡流和流动分离导致出现局部高熵产区域; 临界失速工况叶轮轮毂处存在大量涡流, 轮缘处流动相对较稳定; 深度失速工况受叶顶间隙泄漏流影响, 叶轮进口轮缘处出现流动分离, 随着流量进一步减小进水流道流态受到影响, 叶片前缘出现分离涡。

关键词: 竖井贯流泵; 马鞍区; 能量损失; 熵产; 数值模拟

中图分类号: TH31 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-7647(2022)02-0006-07

Flow loss characteristics of a shaft tubular pump based on entropy production theory//ZHANG Rui¹, TAN Shuyi¹, DING Xujie¹, XU Hui¹, FENG Jiangang¹, MOU Tong², FEI Zhaodan²(1. College of Agricultural Science and Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China; 2. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: To study the flow loss characteristics of a shaft tubular pump, the FBM-CC turbulence model was used to conduct unsteady calculations on the internal flow field of the shaft tubular pump based on the URANS method. The entropy production theory was used to quantitatively analyze the flow loss characteristics of the shaft tubular pump under different flow conditions. The result shows that the FBM-CC turbulence model can effectively predict the hydraulic performance of the shaft tubular pump, which is in good agreement with the experimental results. The flow loss of the shaft tubular pump is in the order of the impeller, outlet channel, guide vane and inlet channel. The main source of impeller energy loss is turbulent dissipation, accounting for up to 92%. Vortex and flow separation can lead to local high entropy production areas. Large number of vortices exist at the impeller hub in critical stall conditions and the flow at the rim is relatively stable. The deep stall conditions are affected by the tip leakage flow, and flow separation occurs at the impeller inlet rim. As the flow rate is further reduced, the streamline of the inlet channel is affected and separation vortices appear at the leading edge of the blade.

Key words: shaft tubular pump; saddle area; energy loss; entropy production; numerical simulation

竖井贯流泵属于低扬程、大流量的高比转速泵, 具有进出水流道顺直、水力损失相对较小、机组结构简单紧凑、便于管理和维护等优点, 因此被广泛应用于农业灌溉、防洪排涝以及区域调水等领域, 例如江苏的梅梁湖泵站、江尖泵站、运河东枢纽泵站、邳州泵站等工程均采用了竖井贯流泵^[1-2]。竖井贯流泵通常在设计流量工况附近运行时内部流态好、工作效率高、机组运行稳定, 但是进入小流量工况范围运行时, 竖井贯流泵容易进入马鞍区^[3-5], 此时泵内流

动变得十分紊乱, 叶轮容易发生旋转失速, 进而严重影响水泵机组的安全稳定高效运行。

目前, 国内外很多学者围绕混流泵、轴流泵马鞍区工况下的水力特性及内部非稳定流动特性等方面开展了试验和数值模拟研究。Miyabe 等^[6]利用 DPIV 技术并结合压力脉动测量研究了混流泵马鞍区工况下叶轮出口与导叶进口之间的大尺度回流及旋涡流动现象, 并阐明了马鞍区形成的机理。Goltz 等^[7]采用高速摄影和油流技术对马鞍区工况下的

基金项目: 国家自然科学基金(51809081); 江苏省自然科学基金(BK20201315); 中央高校基本科研业务费专项(B200202096); 中国博士后科学基金(2019M661707); 江苏省博士后科研资助计划(2019K095)

作者简介: 张睿(1984—), 男, 副教授, 博士, 主要从事水力机械及泵站工程研究。E-mail: gulie1984@163.com

轴流泵内部流场进行了观测,在深度失速工况时捕捉到叶轮通道内会产生垂直叶片表面的通道涡结构。施卫东等^[8]采用 PIV 技术研究斜流泵内部流动特性,分析了不同相位下叶轮内部流动特性及涡量分布,得到小流量工况下叶轮的涡量变化。程千等^[9]基于 SST $k-\omega$ 模型对马鞍区工况下的轴流泵内部流场进行了数值模拟,发现进水水道内的螺旋形回流在剪切作用下会与主流相互作用形成回流涡。王勇等^[10]采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型对轴流泵马鞍区工况流场进行了研究,结果表明马鞍区工况下叶片吸力面出现较大的低压区和漩涡集中区。李恩达等^[11]基于 RNG $k-\varepsilon$ 模型对混流式喷水推进泵马鞍区工况的流场进行了数值计算,并从内流特性、流动参数等角度对马鞍区工况对应的状态进行了系统分析。

马鞍区工况下泵内流动十分紊乱,势必会引起较大的能量损失。而熵产能够有效反映流动损失的大小,因此越来越多的研究者采用熵产理论开展水力机械内部流动损失特性方面的研究^[12-15]。Hou 等^[16]和 Li 等^[17]采用局部熵产法分别对离心泵和混流泵的能量损失进行了研究,验证了熵产理论的可行性。张永学等^[18]应用熵产理论对离心泵耗能进行了评价,得出叶轮和蜗壳是熵产的主要区域,且主要类型为壁面熵产和湍流熵产。冯建军等^[19]应用熵产理论研究了离心泵断电过渡过程,获得了各部件的能量损失情况。Chang 等^[20]通过熵产理论分析了叶片厚度对水力损失的影响。Yang 等^[21]利用熵产理论系统分析了离心泵诱导轮与叶轮间的时序效应对性能的影响。

目前,有关竖井贯流泵马鞍区工况下内部流动特性的研究相对较少,尤其是对于各过流部件的流动损失特性有待进行定量分析。本文以某新建泵站选用的竖井贯流泵为研究对象,采用 CFD 方法对其内部流场进行数值计算,分析各典型流量工况特别是马鞍区工况下泵内流动特性,并基于熵产理论分析各部件的能量损失分布规律,以期对竖井贯流泵的水力优化设计提供参考。

1 数值模拟方法

1.1 几何模型与网格划分

本文研究的竖井贯流泵为前置式竖井贯流泵,其三维几何模型如图 1 所示。其中,数值计算的区域主要包括进水水道、叶轮段、导叶体和出水水道等 4 个部分。竖井贯流泵的主要几何及性能参数如下:设计流量 $Q_B=0.338 \text{ m}^3/\text{s}$,设计扬程 $H_B=4.78 \text{ m}$,叶轮直径 $D=0.3 \text{ m}$,叶顶间隙 $\delta=0.25 \text{ mm}$,转速 $n=1248 \text{ r}/\text{min}$,叶轮叶片数 $Z_1=4$,导叶叶片数 $Z_2=6$ 。

采用 ANSYS ICEM CFD 软件对竖井贯流泵计

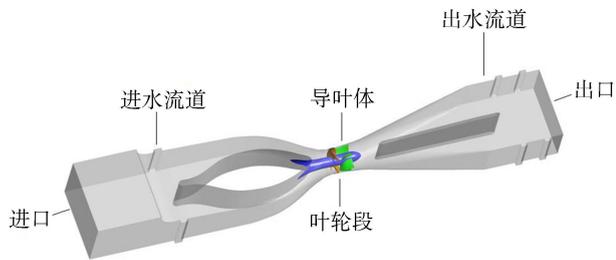


图 1 竖井贯流泵三维模型

算区域进行网格划分(图 2),其中进水水道因其结构复杂,故采用自适应性较强的非结构化网格,其他部分为保证计算网格具有较好的正交性及较高的质量而采用结构化网格。叶轮叶片采用 J 型拓扑,导叶叶片采用 H 型拓扑,叶轮和导叶近壁面采用 O 型拓扑并进行加密处理。

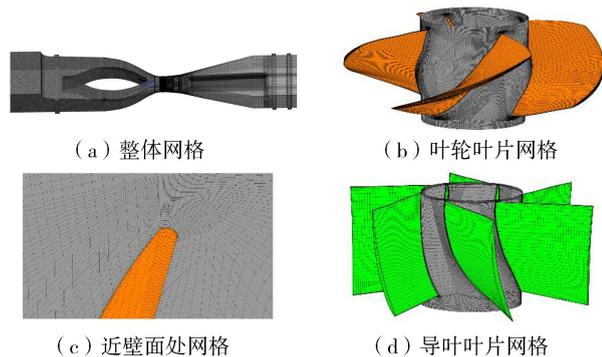


图 2 竖井贯流泵网格划分

采用基于 Richardson 外推法的 GCI 方法^[22]对计算网格误差进行预估。网格尺度 h 为

$$h = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta V_i \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

式中: ΔV_i 为第 i 个网格单元的体积; N 为网格的单元总数。

根据整体计算域确定流场的平均 h 值,分别设置 N_1, N_2, N_3 不同数量的网格,得到相应的网格尺度 h_1, h_2, h_3 ,网格细化比例 $r_{21}=h_2/h_1, r_{32}=h_3/h_2$,一般取大于 1.3 的值。采用定点迭代法求解网格收敛精度等级系数 p_r 与迭代参数 q :

$$p_r = \frac{1}{\ln r_{21}} \left| \ln \left| r_{32}/r_{21} \right| \right| + q \quad (2)$$

$$q = \ln \frac{r_{21}^p - \text{sgn}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})}{r_{32}^p - \text{sgn}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})} \quad (3)$$

其中 $\varepsilon_{32} = \varphi_3 - \varphi_2$ $\varepsilon_{21} = \varphi_2 - \varphi_1$
式中 φ_i 为第 i 个网格误差的评定变量。

计算收敛后, φ 的外推值 φ_e 为

$$\varphi_e = \frac{r_{21}^p \varphi_1 - \varphi_2}{r_{21}^p - 1} \quad (4)$$

分别计算近似相对误差估计值 e_a 、外推值相对误差 e_e 、精细网格收敛指数 I_1 :

$$e_a = \left| \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\varphi_1} \right| \quad (5)$$

$$e_e = \left| \frac{\varphi_e - \varphi_1}{\varphi_e} \right| \quad (6)$$

$$I_f = \frac{1.25e_a}{r_{21}^p - 1} \quad (7)$$

以设计工况为例,分别设置 $N_1 = 825\,474$ 、 $N_2 = 2\,009\,275$ 、 $N_3 = 4\,913\,279$ 的 3 组不同网格数量方案,网格细化比例 $r_{21} = 1.347$, $r_{32} = 1.345$ 。评价指标参数选择扬程系数 H^* 、功率系数 P^* 和效率系数 η^* 等 3 个无量纲数^[23]:

$$H^* = \frac{p_2 - p_1}{\rho (nD)^2} \quad (8)$$

$$P^* = \frac{2\pi nT}{\rho n^3 D^5} \quad (9)$$

$$\eta^* = \frac{Q^* H^*}{P^*} \quad (10)$$

其中

$$Q^* = \frac{Q_v}{nD^3}$$

式中: Q_v 为质量流量, kg/s; p_2 为出口总压, Pa; p_1 为进口总压, Pa; T 为转矩, N·m; ρ 为水的密度, m^3/s 。

计算结果表明,扬程系数、功率系数和效率系数的 I_f 均在 5% 以内,表明 N_3 的网格离散误差较小,具有良好的计算精度,此时叶轮区域的网格数为 2 007 392,导叶体的网格数为 1 005 840。

1.2 计算方法与边界条件设置

考虑到旋转曲率修正的滤波器湍流模型(FBM-CC)可以较好地捕捉湍流多尺度信息且增强了对流动曲率效应的敏感性,有助于提高水力机械的数值计算精度^[24],因此本文基于非定常雷诺时均法(URANS)、采用 FBM-CC 湍流模型开展竖井贯流泵内部流场的非定常计算。

流体介质为 25℃ 时的水,进口边界条件为流量进口,出口为自由出流,边壁为无滑移壁面,收敛精度为 10^{-5} 。定义叶轮为旋转域,动静交界面设置为瞬态转子定子类型。

在进行非定常计算时,以定常计算结果为初始条件,时间步长设置为 2×10^{-4} s,即叶轮旋转 1.5° ,总时间为 15 个叶轮旋转周期,并选择最后 5 个旋转周期的结果进行统计分析^[24]。

2 熵产理论

为了系统分析竖井贯流泵内流动损失分布,引入熵产理论。熵产是由于过程中存在不可逆因素引起的耗散效应,使系统损失的机械能转化为内能。在水泵系统内,流动分离、漩涡等不良流态会引起熵

产增加,动能、压能等转化为内能也会引起熵产增加^[19]。在此次计算中由于水的比热容比较大,认为温度不变,不考虑传热引起的熵产。

对于湍流运动,熵产主要包含 2 部分,即由时均速度引起的直接耗散熵产 S_1 和脉动速度引起的湍流耗散熵产 S_2 ^[25];同时,由于存在壁面效应,需要计算壁面摩擦损失产生的壁面熵产 S_3 ^[26-27],因此总熵产 S 为

$$S = S_1 + S_2 + S_3 \quad (11)$$

熵产率 \dot{S} 可以定义为

$$\dot{S} = \frac{\dot{Q}}{t} \quad (12)$$

式中: \dot{Q} 为能量耗散率, W/m^3 ; t 为温度,计算时设为 298.15 K,即 25℃。

由时均速度产生的熵产率 \dot{S}_1 可由下式计算:

$$\begin{aligned} \dot{S}_1 = & \frac{2\mu}{t} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \\ & \frac{\mu}{t} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (13)$$

式中: μ 为运动黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; \bar{u} 、 \bar{v} 、 \bar{w} 为时均速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量, m/s 。

在各个区域内对熵产率 \dot{S}_1 进行积分,可以得到直接耗散熵产:

$$S_1 = \int_V \dot{S}_1 dV \quad (14)$$

式中 V 为计算域体积, m^3 。

由于脉动速度分量在雷诺平均方程中无法计算求得,本文采用 FBM-CC 湍流模型,由脉动速度产生的熵产率 \dot{S}_2 可用下式近似计算:

$$\dot{S}_2 = \frac{\rho \varepsilon}{t} \quad (15)$$

式中 ε 为湍动能耗散率, m^2/s^3 。

在各个区域内对熵产率 \dot{S}_2 进行积分,可以得到湍流耗散熵产:

$$S_2 = \int_V \dot{S}_2 dV \quad (16)$$

壁面熵产率 \dot{S}_3 的计算公式^[28]如下:

$$\dot{S}_3 = \frac{\boldsymbol{\tau} \cdot \boldsymbol{v}}{t} \quad (17)$$

式中: $\boldsymbol{\tau}$ 为壁面剪切应力, Pa ; \boldsymbol{v} 为壁面区第一层网格中心的相对速度矢量, m/s 。

在各个区域内对熵产率 \dot{S}_3 进行积分,可以得到壁面熵产:

$$S_3 = \int_A \dot{S}_3 dA \quad (18)$$

式中 A 为计算域表面积, m^2 。

将式(14)(16)(18)代入式(11)即可求得总熵产。

3 计算结果与分析

3.1 水力性能分析

图3为竖井贯流泵的水力性能数值模拟和模型试验结果对比,可见数值模拟预测的竖井贯流泵各工况点的水力性能与试验测量的结果吻合程度较好,表明本文采用的数值模拟计算方法对竖井贯流泵水力性能预测具有良好的可靠性。另外,由图3可知,随着竖井贯流泵的流量降低至 $0.62Q_B$ (临界失速工况),扬程开始出现下降趋势, $Q \sim H$ 曲线呈现明显的正斜率,当流量降低至 $0.58Q_B$ (深度失速工况)以下时, $Q \sim H$ 曲线又恢复为负斜率变化。

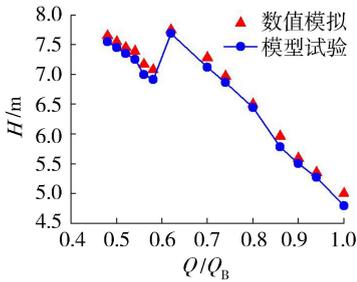


图3 数值模拟与模型试验水力性能对比

3.2 流动损失特性分析

为研究竖井贯流泵典型流量工况下的流动损失特性,基于时均统计结果,选择 $0.54Q_B$ 、 $0.56Q_B$ 、 $0.58Q_B$ 、 $0.62Q_B$ 、 $0.70Q_B$ 和 Q_B 工况进行对比分析。表1为不同区域的熵产分布特征,其中,熵产比率是指某部分熵产值占总熵产值的比例。可以看出,总熵产值和各区域的熵产值均随流量的减小而增大,

表1 不同区域的熵产分布特征

Q/Q_B	熵产值/($W \cdot K^{-1}$)					熵产比率/%			
	进水流道	叶轮段	导叶体	出水流道	计算域总熵产	进水流道	叶轮段	导叶体	出水流道
0.54	1.97	5.56	3.08	3.54	14.14	14	39	22	25
0.56	1.74	5.50	2.84	3.49	13.58	13	41	21	26
0.58	0.80	4.93	2.63	3.38	11.73	7	42	22	29
0.62	0.40	3.56	2.61	3.09	9.66	4	37	27	32
0.70	0.30	2.78	1.86	2.43	7.37	4	38	25	33
1	0.28	2.85	0.93	1.77	5.83	5	49	16	30

表2 叶轮段的熵产分布特征

Q/Q_B	熵产值/($W \cdot K^{-1}$)			熵产比率/%		
	直接耗散熵产	湍流耗散熵产	壁面熵产	直接耗散熵产	湍流耗散熵产	壁面熵产
0.54	0.08	4.46	1.00	2	80	18
0.56	0.08	4.10	0.95	2	80	18
0.58	0.08	4.00	0.85	2	81	17
0.62	0.06	3.29	0.21	2	92	6
0.70	0.06	2.47	0.25	2	89	9
1	0.05	1.59	0.93	2	62	36

Q_B 工况下熵产值最小($5.83 W/K$), $0.54Q_B$ 工况下熵产值最大($14.14 W/K$),两者相差约为1.4倍。熵产值出现较大变化的流量区域为 $0.56Q_B \sim 0.70Q_B$ (总熵产值)、 $0.58Q_B \sim 0.62Q_B$ (叶轮段)和 $0.56Q_B \sim 0.58Q_B$ (进水流道),在此范围内熵产值分别相差 $6.21 W/K$ 、 $1.37 W/K$ 和 $0.94 W/K$,说明存在较大的能量波动。各区域能量损失从大到小依次为叶轮段、出水流道、导叶体、进水流道。还可以看出,叶轮段熵产比率最大,在 Q_B 工况下可达到49%;进水流道熵产比率最小,在 $0.62Q_B$ 工况下为4%。说明叶轮段是泵内能量损失的主要区域,因此需要对叶轮段内部进行重点分析。

表2为叶轮段3种不同类型的熵产分布特征,可以看出直接耗散熵产几乎可以忽略,湍流耗散熵产随流量增大逐渐减小,壁面熵产随流量增加呈现先减小后增大的趋势, $0.62Q_B$ 工况下壁面熵产最小,为 $0.21 W/K$ 。根据式(17),壁面熵产与壁面剪切力和速度有关,小流量工况下剪切力是主要影响因素,随着流量增大剪切力降低引起壁面熵产降低;流量增大到一定程度后,流速逐渐成为主导因素,所以壁面熵产又会增加。从表2还可以看出,湍流耗散熵产最大,壁面熵产次之,直接耗散熵产最小。 $0.54Q_B \sim 0.62Q_B$ 工况下湍流耗散熵产的熵产比率均在80%以上, $0.70Q_B$ 工况可达92%,说明竖井贯流泵马鞍区工况下叶轮段能量损失的主要来源是湍流耗散。

3.3 叶轮内部流动特性分析

为进一步分析竖井贯流泵叶轮内损失产生的具体位置,对 $0.54Q_B$ 、 $0.58Q_B$ 、 $0.62Q_B$ 和 Q_B 等4个典型流量工况的内部流动进行分析,分析均基于时均

统计结果。图4为不同流量工况下的局部熵产率,是 \dot{S}_1 与 \dot{S}_2 的值之和。由图4可知, Q_B 工况时,在叶片尾缘出现局部高熵产; $0.62Q_B$ 工况时,10%叶高圆柱截面(以下简称“叶高截面”)出现局部高熵产的区域为吸力面前缘、压力面尾缘和叶轮通道,与 Q_B 工况相比,90%叶高截面吸力面附近和相邻叶片间通道的高熵产区域增大,说明临界失速工况下能量损失主要发生在轮毂吸力面前缘、压力面尾缘和叶轮通道;而 $0.58Q_B$ 工况与 $0.62Q_B$ 工况相比,10%叶高截面上叶轮通道内高熵产区域范围减小,但90%叶高截面上叶轮进口与吸力面前缘出现大范围高熵产区域,表明深度失速工况下能量损失主要集中在轮缘处叶轮进口; $0.54Q_B$ 工况与 $0.58Q_B$ 工况相比,10%和90%叶高截面出现高熵产区域的范围进一步扩大。因此,在 $0.58Q_B \sim Q_B$ 工况之间,叶轮内部产生能量损失的主要区域为轮毂吸力面前缘、压力面尾缘和叶轮通道;在 $0.58Q_B$ 工况以下,叶轮内部能量损失的主要区域为叶轮进口轮缘处。

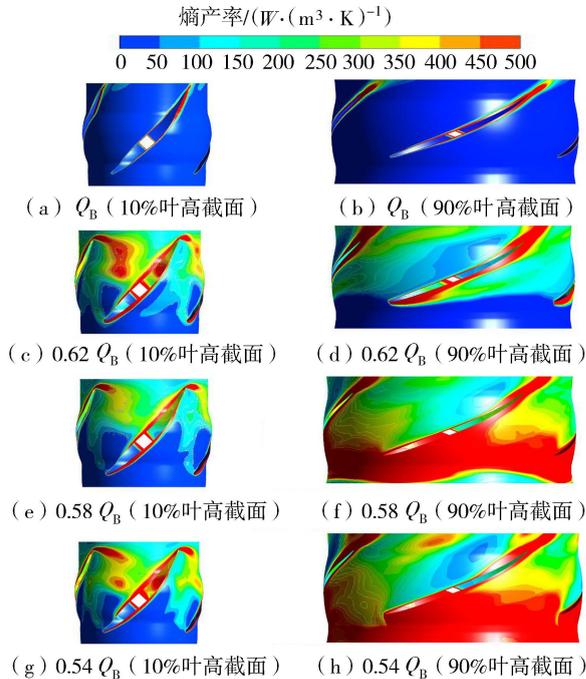


图4 不同流量工况的局部熵产率

图5为4种典型流量工况下10%和90%叶高截面上的相对速度流线。 Q_B 工况时,流线整体均匀分布,未出现流动分离; $0.62Q_B$ 工况时,10%叶高截面出现明显的流动分离且在叶片吸力面尾缘出现大尺度漩涡,叶片尾部流线几乎垂直流向相邻叶片压力面,反映出叶轮通道部分区域被通道涡堵塞,同时叶片压力面侧也出现了分离涡,而90%叶高截面上流动相对比较稳定; $0.58Q_B$ 工况与 $0.62Q_B$ 工况相比,10%叶高截面上吸力面尾缘漩涡范围有所减小,但90%叶高截面上流线几乎垂直流向与叶片压力

面前缘,结合表1,叶轮段的熵产值在 $0.58Q_B$ 工况出现大幅上升的原因是叶片轮缘处产生了不良流态; $0.54Q_B$ 工况与 $0.58Q_B$ 工况相比,10%叶高截面上漩涡范围扩大,叶轮通道依然堵塞严重,90%叶高截面上叶片吸力面前缘出现明显分离涡。对比图4和图5,可以发现叶轮的局部高熵产区域与不良流态相对应,这也证明了熵产理论的可靠性。

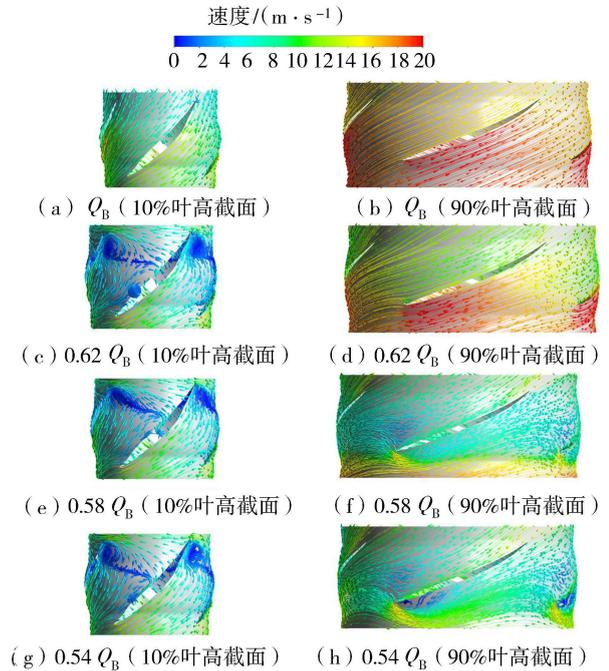


图5 不同流量工况的速度流线

为进一步揭示泵内部流态,定义一个无量纲变量 W :

$$W = \frac{\bar{V}_m}{|\bar{V}|} \quad (19)$$

式中: \bar{V}_m 、 \bar{V} 分别为截面上某点的时均轴向绝对速度和时均绝对合速度, m^3/s 。当 $W < 0$ 时,说明出现回流;当 W 接近1时,说明轴向速度占合速度的主导。

截取叶轮的部分轴截面,绘制不同流量工况叶轮区域的 W 值分布及速度流线图如图6所示(图中SS为叶片吸力面,PS为叶片压力面)。可以看出, Q_B 工况叶轮内部流线分布均匀,轮毂靠近叶轮出口处 W 接近1,说明此处具有较好的轴向入流状态; $0.62Q_B$ 工况轮毂靠近叶轮出口处出现较大的负 W 值区域,对应流线在此处出现回流,同时,与 Q_B 工况相比, W 接近1的区域向轮缘方向偏移,结合图5(b),轮毂处存在漩涡; $0.58Q_B$ 工况轮毂处回流范围明显扩大,同时,叶轮进口轮缘处有负 W 值区域,出现了与主流方向相反的叶顶间隙泄漏流,结合图5(f),叶顶间隙泄漏流对主流造成干扰,影响叶片前缘进流,导致轮缘处进流流态恶化; $0.54Q_B$ 工况叶轮进口轮缘处的负 W 值区域向进口方向延伸,

进水流道内出现大范围回流,结合表1中 $0.54Q_B$ 工况进水流道较大熵产,说明流量减小到 $0.54Q_B$ 工况后,叶顶间隙泄漏流对主流造成干扰,影响叶片前缘进流,导致流态恶化,还导致较大能量损失。

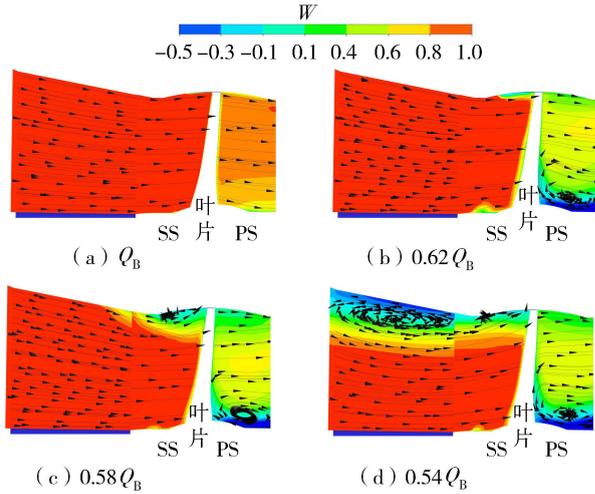


图6 不同流量工况叶轮区域轴截面的 W 值分布及速度流线

4 结论

a. 竖井贯流泵在不同流量工况下采用FBM-CC模型的数值模拟结果与试验结果的误差在5%以内,表明FBM-CC模型可以有效预测竖井贯流泵水力性能。

b. 竖井贯流泵各工况下能量损失从大到小依次为叶轮段、出水流道、导叶体、进水流道,其中在设计工况时,叶轮段熵产比率最高,达到49%;叶轮段各工况下端流耗散熵产最大,壁面熵产次之,直接耗散熵产最小,其中临界失速工况下熵产比率分别为92%、6%和2%,说明湍流耗散是能量损失的主要因素;直接耗散熵产几乎可以忽略,湍流耗散熵产随流量增大逐渐减小,壁面熵产呈现先减小后增大的规律。

c. 马鞍区工况范围,叶轮区域内部的漩涡流动和流动分离引起局部高熵产。临界失速工况下轮毂处叶片吸力面尾缘出现大范围漩涡,叶轮通道被通道涡堵塞,压力面出现分离涡,这些区域存在较大能量损失,轮缘处流动相对较稳定;深度失速工况下叶顶间隙泄漏流对主流造成干扰,叶轮进口轮缘处出现流动分离,流量继续减小时进水流道内流态受到影响,叶片前缘出现分离涡。

参考文献:

[1] 陈加琦,苏志敏,王梦成,等.竖井贯流泵装置水力特性的数模分析[J].中国农村水利水电,2018(7):152-157. (CHEN Jiaqi, SU Zhimin, WANG Mengcheng, et al. Numerical analysis of hydraulic characteristics of shaft

tubular pump set [J]. China Rural Water and Hydropower, 2018(7):152-157. (in Chinese))

[2] 徐磊,陆林广,王海,等.竖井式进水流道尺寸对水力性能的影响[J].水利水运工程学报,2014(5):47-52. (XU Lei, LU Linguang, WANG Hai, et al. Influence of control size of shaft inlet conduit on hydraulic performance [J]. Hydro-Science and Engineering, 2014(5):47-52. (in Chinese))

[3] 刘晨钰,张睿,徐辉.辐条控制技术对竖井贯流泵马鞍区水力特性影响的数值模拟[J].水利水电科技进展,2020,40(2):23-28. (LIU Chenyu, ZHANG Rui, XU Hui. Numerical simulation of influence of groove control technique on saddle zone hydraulic characteristics for a shaft tubular pump [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2020,40(2):23-28. (in Chinese))

[4] 戴景,戴启璠,梁豪杰,等.后置灯泡贯流泵装置“马鞍”区数值模拟[J].人民长江,2017,48(10):83-88. (DAI Jing, DAI Qifan, LIANG Haojie, et al. Numerical simulation of saddle interval of post-positional bulb tubular pump [J]. Yangtze River, 2017, 48(10):83-88. (in Chinese))

[5] ZHANG R, MU T, XU H, et al. Numerical investigation of the grooves effect on the inlet flow characteristics and hydraulic performance of an axial-flow pump [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021,627(1):012002.

[6] MIYABE M, MAEDA H, UMEKI I, et al. Unstable head-flow characteristic generation mechanism of a low specific speed mixed flow pump [J]. Journal of Thermal Science, 2006,15(2):115-120.

[7] GOLTZ I, KOSYNA G, STARK U, et al. Stall inception phenomena in a single-stage axial-flow pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A:Journal of Power and Energy, 2003,217(4):471-479.

[8] 施卫东,季磊磊,李伟,等.不同流量工况下斜流泵内部流场PIV试验[J].农业机械学报,2016,47(6):27-33. (SHI Weidong, JI Leilei, LI Wei, et al. PIV experiment on internal flow field of mixed-flow pump under different flow conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6):27-33. (in Chinese))

[9] 程千,冯卫民,周龙才,等.前置导叶对轴流泵马鞍区工况回流涡特性的影响[J].农业机械学报,2016,47(4):8-14. (CHENG Qian, FENG Weimin, ZHOU Longcai, et al. The influence of the front guide vane on the return vortex characteristics of the axial flow pump saddle area [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2016, 47(4):8-14. (in Chinese))

- [10] 王勇,何乃昌,吴贤芳,等. 轴流泵马鞍区内流特性分析[J]. 中国农村水利水电,2017(11):164-167. (WANG Yong, HE Naichang, WU Xianfang, et al. Inner flow characteristics analysis of axial flow pump in the saddle zone[J]. China Rural Water and Hydropower,2017(11):164-167. (in Chinese))
- [11] 李恩达,李伟,施卫东,等. 驼峰区内混流式喷水推进泵失速状态判别研究[J]. 中南大学学报(自然科学版),2020,51(9):2643-2652. (LI Enda, LI Wei, SHI Weidong, et al. Research on stall discrimination of a mixed-flow water jet pump in hump region[J]. Journal of Central South University(Science and Technology),2020,51(9):2643-2652. (in Chinese))
- [12] 张帆,袁寿其,魏雪园,等. 基于熵产的侧流道泵流动损失特性研究[J]. 机械工程学报,2018,54(22):137-144. (ZHANG Fan, YUAN Shouqi, WEI Xueyuan, et al. Study on flow loss characteristics of side channel pump based on entropy production[J]. Journal of Mechanical Engineering,2018,54(22):137-144. (in Chinese))
- [13] 卢金玲,王李科,廖伟丽,等. 基于熵产理论的水轮机尾水管涡带研究[J]. 水利学报,2019,50(2):233-241. (LU Jinling, WANG Like, LIAO Weili, et al. Entropy production analysis for vortex rope of a turbine model[J]. Journal of Hydraulic Engineering,2019,50(2):233-241. (in Chinese))
- [14] 舒欣,任芸,吴登昊,等. 自吸泵内能量损失及非定常流动特性研究[J]. 水利学报,2019,50(8):1010-1020. (SHU Xin, REN Yun, WU Denghao, et al. Energy loss and unsteady flow characteristics in a self-priming pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering,2019,50(8):1010-1020. (in Chinese))
- [15] HOU H C, ZHANG Y X, LI Z L. A numerically research on energy loss evaluation in a centrifugal pump system based on local entropy production method [J]. Thermal Science,2017,21(3):1287-1299.
- [16] HOU H C, ZHANG Y X, LI Z L, et al. Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering,2016,36(A):87-96.
- [17] LI W, JI L L, LI E D, et al. Numerical investigation of energy loss mechanism of mixed-flow pump under stall condition[J]. Renewable Energy,2020,167:740-760.
- [18] 张永学,侯虎灿,徐畅,等. 熵产方法在离心泵能耗评价中的应用[J]. 排灌机械工程学报,2017,35(4):277-282. (ZHANG Yongxue, HOU Hucan, XU Chang, et al. Application of entropy production method to centrifugal pump energy loss evaluation[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2017,35(4):277-282. (in Chinese))
- [19] 冯建军,张钰,朱国俊,等. 采用熵产理论的离心泵断电过渡过程特性[J]. 农业工程学报,2020,36(4):10-17. (FENG Jianjun, ZHANG Yu, ZHU Guojun, et al. Transition process characteristics of centrifugal pump with power-off based on entropy production theory [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2020,36(4):10-17. (in Chinese))
- [20] CHANG H, SHI W D, LI W, et al. Energy loss analysis of novel self-priming pump based on the entropy production theory[J]. Journal of Thermal Science,2019,28(2):306-318.
- [21] YANG B F, LI B, CHEN H, et al. Entropy production analysis for the clocking effect between inducer and impeller in a high-speed centrifugal pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,2019,233(15):5302-5315.
- [22] CELIK B I, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications [J]. Journal of Fluids Engineering,2008,130(7):078001.
- [23] 郭婧. 叶顶间隙泄漏涡流及空化流场特性研究[D]. 北京:中国农业大学,2017.
- [24] 张睿. 轴流泵失速和空化流动特性及其性能改善研究[D]. 上海:上海大学,2014.
- [25] BEJAN A. Entropy generation minimization; the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes [M]. New York: CRC Press LLC, 1995:47-57.
- [26] HERWIG H, KOCK F. Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems[J]. Heat and Mass Transfer,2007,43(3):207-215.
- [27] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-reynolds number model with wall functions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2004,47:2205-2215.
- [28] 张翔,王洋,徐小敏,等. 低比转数离心泵叶轮内能量转换特性[J]. 农业机械学报,2011,42(7):75-81. (ZHANG Xiang, WANG Yang, XU Xiaomin, et al. Energy conversion characteristic within impeller of low specific speed centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(7):75-81. (in Chinese))

(收稿日期:2021-05-15 编辑:熊水斌)