

水泵水轮机飞逸工况下尾水管涡带演化研究

李琪飞^{1,2}, 赵超本¹, 龙世灿¹, 权 辉^{1,2}

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 兰州 730050)

摘 要: 为研究水泵水轮机在飞逸工况下不同导叶开度时的水力不稳定性, 以某抽水蓄能电站水泵水轮机为研究对象, 基于 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型的非定常数值计算方法, 对水泵水轮机七种不同导叶开度下的流动进行全流道计算。结合监测蜗壳进口、无叶区、转轮与顶盖之间以及尾水管处的压力脉动, 研究了水泵水轮机在不同导叶开度下尾水管涡带的形态, 及其对尾水管压力脉动的影响。结果表明: 飞逸工况下, 尾水管涡带与开导叶度关系密切; 小开度下, 涡带较明显且涡带形态不断撕裂重构并伴有局部回流; 随开度增大, 尾水管涡带的形态逐渐由紊乱无规则变为明显锥状, 且随着开度的进一步增大涡带形状演变为粗壮螺旋涡带。大开度下, 涡带近壁面旋向侧速度较大是导致直锥段壁面湍动能较大等能量损失的主要原因; 尾水管涡带不断向下游输运, 是造成水泵水轮机尾水管巨大压力脉动的关键因素。

关键词: 水泵水轮机; 飞逸工况; 导叶开度; 尾水管涡带; 数值模拟

中图分类号: TK734

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2019.04.033

A study on the evolution of vortex in the draft tube of pump-turbine under the runaway condition

LI Qifei^{1,2}, ZHAO Chaoben¹, LONG Shican¹, QUAN Hui^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract: To study the hydraulic instability of pump-turbine under runaway condition with different guide vane openings, the pump-turbine of a certain pumped storage power station was employed. Based on the Realizable $k-\varepsilon$ turbulent model, the unsteady flow of the whole passage of the pump-turbine with seven different guide vane openings was calculated. The pressure fluctuation of the inlet of the volute, blade free section, the region between the runner and the roof, and draft tube was monitored to study the evolution of vortex shape and pressure fluctuation on the draft tube with the effects on different guide vane opening. Results show that when the guide vane opening is different under runaway condition, there is a distinct difference of the shape of the vortex. In the small guide vane opening, the vortex is obvious and the shape of the vortex changes constantly. With the increase of the guide vane opening, the shape of the vortex tends to the pattern of geometric cone from the disordered status, as well as the screw vortex rope presents the thicker tendency gradually. In the large guide vane opening, the higher velocity distribution near the vortex rope wall leads to the great loss of turbulent kinetic energy and other forms of energy near the straight cone region. Meanwhile, the key reason why great pressure fluctuation is caused in the draft tube is that the vortex is transported continuously towards the downstream.

Key words: pump-turbine; runaway condition; guide vane opening; vortex of the draft tube; numerical simulation

应用于抽水蓄能电站的可逆式水泵水轮机在过渡过程中, 有可能进入水泵制动、水轮机制动、飞逸和反水泵等工况^[1]。其中, 飞逸过渡过程属于大波动不稳定过程。处于飞逸的状态时, 极有可能发生一系列由惯性附加动力引起的失稳现象。水泵水轮机尾水管的压力脉动是影响机组运行振动稳定性的主要原因之

一。由于转轮出口涡流使得尾水管中心产生中心涡带, 中心涡带附近压力脉动剧烈, 从而会引起大幅度的振动和噪声。这些现象可能会对机组安全运行造成极大的威胁。

国内外的科研工作者利用各种试验方法和数值方法对水轮机尾水管内流动进行测试分析和模拟计算。1940年, 莱因甘斯通过模拟试验, 发现涡带最强烈时的压力脉动频率为转速的 $1/3.6$ ^[2]。Favey 等^[3]进行了更为详细的试验着重研究了空化作用对压力脉动的影响。Jacob 等^[4], 将水轮机的运行工况分为典型的 5 个区域,

基金项目: 国家自然科学基金(51566009)

收稿日期: 2017-09-05 修改稿收到日期: 2017-12-06

第一作者 李琪飞 男, 博士, 副教授, 1975 年生

总结运行工况与尾水管压力脉动的关系,其中部分负荷区的压力脉动幅值最大。Arpe 等^[5]通过混流式水轮机模型试验对尾水管内部流动进行了研究。吴钢等^[6]研究了尾水管压力脉动与尾水管进口流场以及导叶开度的关系。他们在模型试验的基础上分析了水压力脉动测试、流场测试以及初生空化观测等实测结果,研究水轮机活动导叶开度的变化对尾水管水压力脉动的影响。

近年来随着计算机技术和 CFD 技术的发展,目前已经有很多通过数值模拟来对水轮机尾水管涡带压力脉动现象进行研究^[7-10]。这类研究多是利用 CFD 流场分析软件对水泵水轮机正常工况进行模拟^[11-14],对于水泵水轮机飞逸过渡工况下尾水管内流动特性研究较少,为了深入了解尾水管涡带对尾水管振动噪声以及能量损失的影响。本文研究水泵水轮机飞逸工况下水泵水轮机尾水管内瞬态流场特性,着重分析了导叶开度对尾水管涡带形状演变、压力脉动以及能量损失的影响。

1 模型建立

1.1 物理模型

本文计算所用某抽水蓄能电站的水泵水轮机模型主要几何参数,如表 1 所示。

表 1 模型水泵水轮机几何参数

Tab.1 The geometry parameters of the pump-turbine

参数名称	数值	参数名称	数值
叶片数/个	9	固定导叶数/个	20
活动导叶/个	20	导叶高度/mm	66.72
转轮高压侧直径/mm	473.6	转轮低压侧直径/mm	300
蜗壳进口直径/mm	315	尾水管出口直径/mm	660
导叶高度 b_0 /mm	66.72	蜗壳包角 φ_0 /($^\circ$)	343

1.2 监测点位置选择

监测点位置分别在蜗壳进口、转轮与活动导叶之间、转轮与尾水管交界面、尾水管锥段距活动导叶 300 mm 位置处、弯肘段管壁设置监测点,如图 1 所示。

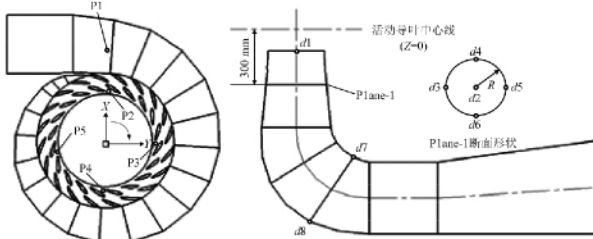


图 1 压力监测和特征断面 Plane-1 位置

Fig.1 Locations of pressure monitoring points pressure and the characteristic cross-section (Plane-1)

2 数值计算

2.1 网格划分

采用 ANSYS-ICEM 软件进行网格划分。由于偏离最优工况点,转轮进口的来流不是对称的,因此必须对

全流道进行模拟^[15]。由于蜗壳与固定导叶结构较为复杂,所以采用非结构化四面体网格以满足对复杂物理边界条件的适应要求,其他部件区域则采用六面体结构网格划分以保证较小的计算量和较高的精度。在转轮叶片、蜗壳导叶等壁面进行网格加密,网格尺度的选择保证满足湍流计算对壁面 y^+ 的要求。水泵水轮机各部分的网格划分及转轮叶片 y^+ 示意图,如图 2 所示。

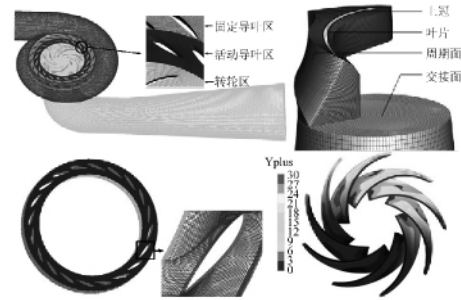


图 2 水泵水轮机的网格模型

Fig.2 Mesh pattern of model pump-turbine

2.2 网格无关性验证

为了消除网格自身数量所产生的计算误差,需进行网格无关性验证。选择不同的网格尺度,生成 7 套不同的网格。取计算工况 ($a_0 = 11 \text{ mm}$, $Q_{11} = 0.115 0 \text{ m}^3/\text{s}$, $n_{11} = 57.51 \text{ r/min}$),进行定常计算,通过对比效率特性,当网格数量达到 550 万个时,随网格数的增加,效率基本不发生变化,而且该工况下转轮叶片 y^+ 符合湍流模型要求。说明网格数的增加对数值计算结果影响较小,最终确定计算中采用的全流道总网格单元数为 558 万个,其中网格最小质量高于 0.4,网格质量情况,如表 2 所示。

表 2 各部件网格划分

Tab.2 The grid division of each part

项目	蜗壳和固定导叶	活动导叶	转轮	尾水管
网格单元数	1 794 767	1 118 500	1 205 507	1 456 365
节点数	316 840	1 028 400	1 127 820	1 422 144
最小角度/($^\circ$)	18	29	30	36
最小网格质量	0.50	0.48	0.50	0.65

2.3 湍流模型与边界条件

由于偏工况尾水管内流动主要受漩涡结构控制,因此湍流模对尾水管流动的准确性有很大的影响^[16]。Realizable $k-\epsilon$ 模型在一定程度上考虑了流场各点的湍动能传递及流动的继承性,不仅能更好地模拟表面漩涡和附壁涡,而且在对压力脉动频率的预测结果中,Realizable $k-\epsilon$ 方法与 LES (Large-eddy Simulation) 方法的结果基本一致。 $k-\omega$ 模型能准确预测分离特性,适合低雷诺数的近壁处理,但缺点是对入流条件很敏感^[17]。SST (Shear Stress Transport)^[18] 模型在捕捉近壁面区以及远壁面区的流动特征,考虑了剪切应力的运输,不仅可以准确对来流进行预

测,还可以精确的模拟分离现象,综合了 $k-\epsilon$ 模型非壁面区和 $k-\omega$ 模型的近壁面区计算有点。为了更加准确对飞逸工况尾水管涡带、压力脉动进行数值模拟,对 Realizable $k-\epsilon$, $k-\omega$ 和 SST 进行模拟验证,验证结果如表 3 所示。由表可以可看出在飞逸小流量工况 PO.1 下 $k-\omega$ 模型水力性

能较差, SST 次之, Realizable $k-\epsilon$ 误差最小。在正常流量 PO.2 下, SST 水力性能最差, Realizable $k-\epsilon$ 次之, $k-\omega$ 误差最小。综合以上计算本文选择 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型 ZGB 空化模型进行数值模拟。根据工况所处的不同位置设置具体边界条件,如表 4 所示。

表 3 计算结果与试验结果比较

Tab. 3 Comparison between simulation and test result

工况点	湍流模型	Q_{s11}	n_{s11}	Q_{t11}	n_{t11}	Q_{11} 误差	n_{11} 误差
OP. 1	Realizable $k-\epsilon$	0.150	57.61	0.152	57.623	1.32	0.02
	$k-\omega$	0.147	55.20	0.152	57.623	3.29	4.20
	SST	0.149	56.90	0.152	57.623	1.97	2.99
OP. 2	Realizable $k-\epsilon$	0.271	65.3	0.276	66.217	1.81	1.38
	$k-\omega$	0.274	64.08	0.276	66.217	0.72	3.23
	SST	0.266	64.30	0.276	66.217	3.62	2.90

注: Q_{s11} , n_{s11} 和 Q_{t11} , n_{t11} 分别为数值模拟和试验单位流量、单位转速

表 4 边界条件

Tab. 4 Boundary conditions

边界条件类型	边界条件设置
进口边界	蜗壳进口给定 Mass flow rate
出口边界	尾水管出口给定 outflow
交界面处理	相邻计算域均采用耦合面 Interface
壁面条件	无滑移、近壁面区采用标准壁面函数
转轮区	Multiple Reference Frame Motion (定常) Mesh Motion (非定常)

2.4 步长设置

在非定常计算中,时间步长设置关系到计算精度和收敛速度。文中时间步长设置为旋转周期的 1/120,每个工况均设置旋转 10 圈,取最后两圈结果进行分析。

3 模型验证

依据哈尔滨大电机研究所的试验数据,进行尾水管涡带演化的研究。此次试验水头 $H_m = 30$ m,该值是通过测量水泵水轮机进出口断面的压差所确定的^[19]。以设计水头下模型水泵水轮机为研究对象,通过试验数据与模拟数据的对比来验证计算模型及计算方法的可靠性。本次选取了飞逸线上 7 个不同开度的工况点,如表 5 所示。通过已知数据算出其转速 n 以及进口质量流量 q_m ,进行设置计算。

表 5 定常数值计算结果

Tab. 5 Numerical simulation results of steady flow

开度 / mm	$n_{11} / (r \cdot \min^{-1})$	$Q_{11} / (m^3 \cdot s^{-1})$	$n / (r \cdot \min^{-1})$	$q_m / (kg \cdot s^{-1})$
11	57.61	0.150	1 051.810	73.943
19	62.30	0.215	1 137.436	105.984
21	64.74	0.249	1 182.015	122.690
25	66.26	0.276	1 209.762	135.835
33	70.82	0.376	1 292.989	185.349
41	74.47	0.511	1 359.595	251.952
45	76.52	0.545	1 397.056	268.658

计算出水头大小 H (单位 m),通过式 (1) 和式 (2) 换算出单位流量 Q_{11} 和单位转速

$$n_{11} = \frac{nD_2}{\sqrt{H}} \tag{1}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}} \tag{2}$$

式中: n 为转速, r/\min ; D_2 为转轮名义直径, m ; Q 为计算流量, m^3/s 。 n_{11} 与试验所得飞逸曲线进行对比结果如图 3 (a) 所示。试验结果与数值模拟结果吻合良好,说明数值模拟方法和计算模型可靠。

由于本文研究尾水管涡带对压力脉动的影响为了确保数值计算准确可靠,在此基础上进行非定常模拟,监测尾水管上游压力,计算其相对振幅并与模型试验进行对比,如图 3 (b) 所示。由图 3 (b) 可知,试验和模拟曲线走势相同,但是存在一定差别,差别较大主要分布在较小流量区域,随着流量增大,模拟数据和试验数据趋于吻合。这是因为小流量工况下水泵水轮机内流动紊乱,随机出现的旋涡等偶然因素加剧了流动非定常性对模拟和试验结果的影响,使得试验结果和模拟结果差别较大。同时这也受监测位置选取误差以及工况之间的误差的影响,由此也说明数值模拟可以较好的反应真实流动规律。

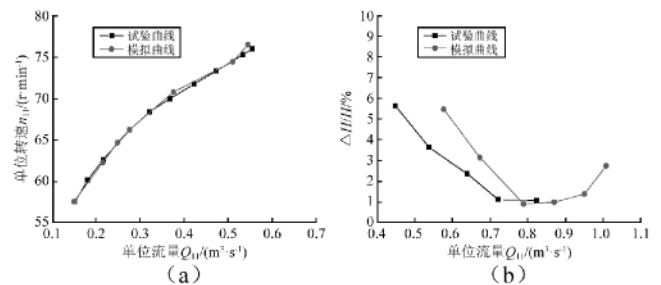


图 3 试验模拟对比

Fig. 3 Comparison of calculated and experimental results

4 计算结果及分析

4.1 导叶开度对涡带形态及流场的影响

4.1.1 不同导叶开度下尾水管内涡带形态变化

飞逸工况下,由于转速较大,发生一系列的由惯性附加动力引起的失稳现象,这些现象在尾水管涡带中表现较明显。不同开度下,一个涡带周期内,同一等压面涡态及该等压面速度的变化,如图4所示。由图4可知,随着开度增大,尾水管涡带形态分别经历紊乱柱状、锥状最后演变为螺旋状涡带。这是由于随着开度的增大,流量增加,涡带由紊乱变较稳定。但是随着流量的继续增加,由于转轮出口的环量增大,并且在转轮出口形成偏心矩,从而形成螺旋状涡带。

由非定常计算结果可以知尾水管涡带旋转周期大约为转轮周期的2倍(见图4)。当 $a_0 = 11 \text{ mm}$ 时,涡带形态随着时间的变换较大,涡带形态由柱状逐渐下移变细,最后撕裂。这主要是由于小开度飞逸工况下,转速大、流量小使得涡带下移,当涡带下

移发展到弯肘段时,由于速度方向发生骤变引起涡带分离;当 $a_0 = 21 \text{ mm}$ 时,涡带呈锥状,涡带形态随着时间基本不发生变化,锥状涡带很好的稳定于主轴方向没有偏移,这是由于随着开度的增加,流量增大转轮出口径向力对称分布; $a_0 = 41 \text{ mm}$,涡带呈粗壮螺旋状,涡带主要集中于直锥段,形态随着时间有小幅度的变化。

4.1.2 涡带压力等值面上速度分布

由图4等压面上的速度分布可得:在 $a_0 = 11 \text{ mm}$ 时,从转轮出口、尾水管弯肘段到扩散段,速度先增大、后又减小,这由于流体进入弯肘段速度方向突然改变,涡带旋进方向改变而引起靠近弯肘段内侧速度增加。 $a_0 = 21 \text{ mm}$ 时,等压面速度由尾水管直锥段上游到下游逐渐减小,涡带尾部溃灭于弯肘段高压区,这也表明涡带向下游旋进过程,受到弯肘段高压区的影响以及周围水流夹带卷吸的作用。 $a_0 = 41 \text{ mm}$ 时,等压面上的速度由靠近尾水管壁面位置向涡带中心依次减小,这表明涡带发展到一定尺度会影响尾水管流体的流动特性,加聚近壁面涡带速度增大。

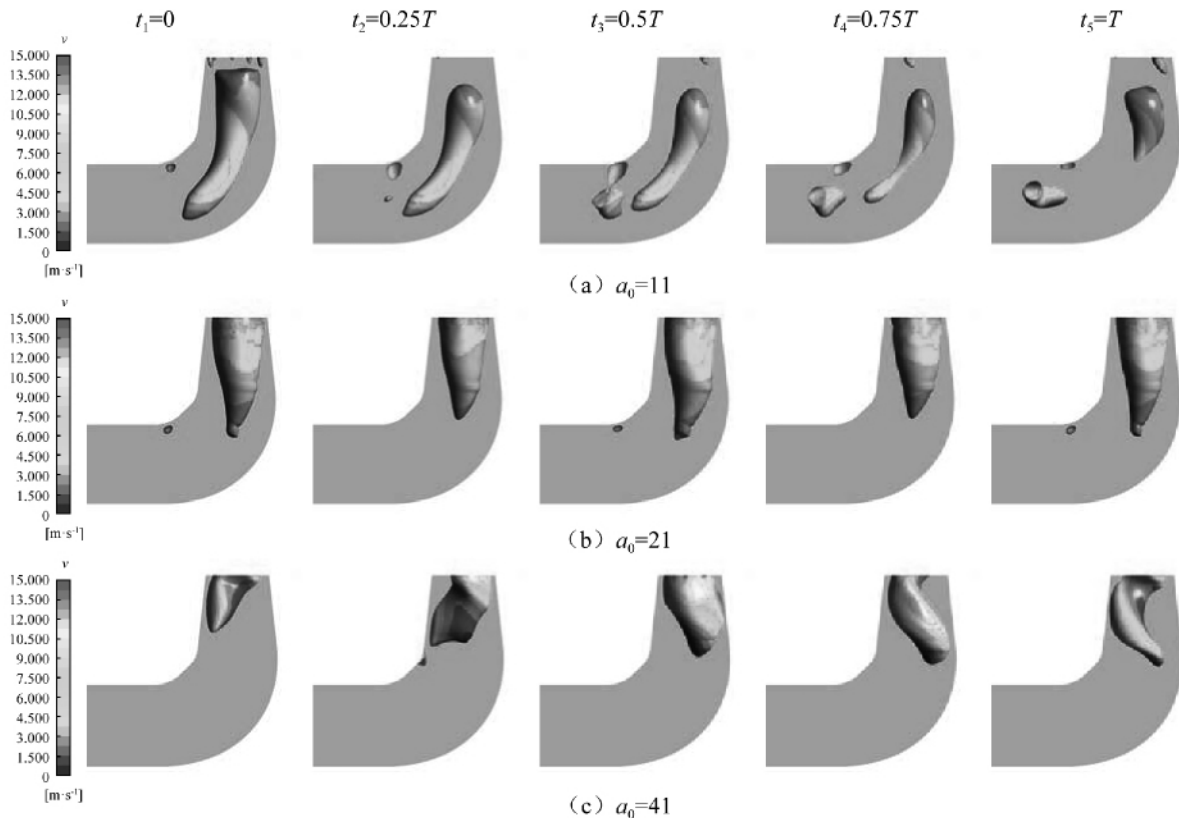


图4 飞逸工况下不同导叶开度下尾水管涡带形态

Fig. 4 The draft tube vortex form under the different runaway status

4.1.3 尾水管扩散段内回流

为了准确的研究小开度工况下尾水管内的流动特性,选取 $a_0 = 11 \text{ mm}$, $t_5 = T$ 时刻做尾水管速度流

线图,发现在距离轴线250~600mm尾水管扩散端发现回流,并在其之间选取 $d_{11} \sim d_{15}$ 5个截面(距离轴线的距离 b 分别为250mm,300mm,500mm,

550 mm,600 mm), 并做速度矢量图观察其流动特性, 如图 5、图 6 所示。

由图 6 截面速度矢量图可得, 5 个截面速度矢量图均出现回流现象, 说明在距离中轴线 250 ~ 600 mm 尾水管弯肘段下游存在局部回流, 回流强度由两边向中间增大, 这也说明回流是由涡旋引起。由截面速度矢量图方向演变以及整体流线图也可以看出局部回流是由涡带旋进尾水管弯肘段方向改变引起的漩涡回流。这也是造成弯肘段下游压力脉动, 引起尾水管振动噪声的主要原因之一。

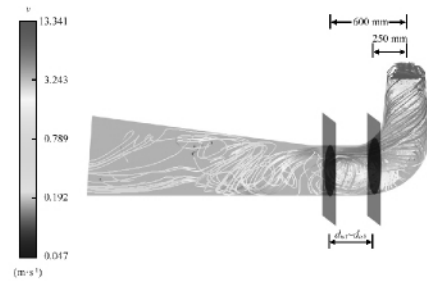


图 5 尾水管整体速度流线以及截面分布图
Fig. 5 The distribution of the streamlines and cross-section of the draft tube

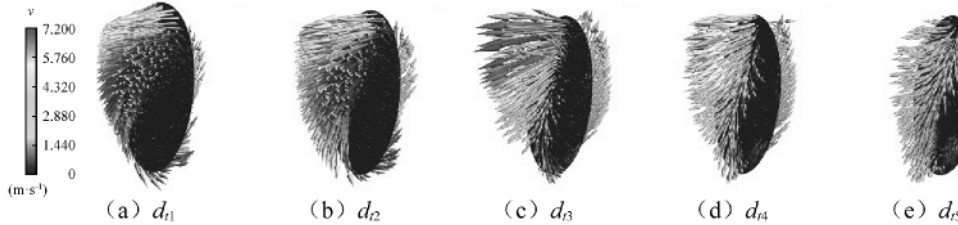


图 6 特征断面速度矢量图

Fig. 6 Velocity vectors on the characteristic plane

4.1.4 尾水管涡带对壁面湍动能的影响

为了进一步研究大开度条件下飞逸工况的粗壮螺旋涡带对尾水管直锥段的影响, 特别是尾水管管壁区域湍动能, 它可以反映尾水管管壁区域能量损失。所以选取 $a_0 = 41$ mm 时, 绘制 $t_3 = 0.5T, t_4 = 0.75T, t_5 = T$ 时刻压力等值面速度云图, 如图 7 所示。由图 7 可知, 速度在螺旋涡带近壁面处较大, 且集中分布在旋向面一侧。这主要是由于涡带随着转轮以一定的角速度旋转, 与轴线距离越远其线速度越大。随着涡带发展, 涡带与壁面之间的间隙变小会加加速度的变大。同时随着尾水涡带的旋转, 尾水管涡带不断撞击尾水管管壁(见图 8), 引起尾水管管壁的转振动噪声以及尾水管区域水力损失。

为了研究涡带近壁面一侧高速流动对尾水管直锥段管壁的影响, 通过距离尾水管进口面下游 140 mm 处

的直锥段壁面周线上湍动能数据, 并绘制其随 x 方向变化曲线(见图 7)。对比等值面速度分布图和壁面周线 x 方向湍动能分布图, 可得涡带转过 $1/2$ 周期时, 即涡带近壁面一侧靠近尾水管 $X = -0.2$ m 壁面时, 壁面湍动能该处附近出现最大值; 同时在 $t_4 = 0.75T, t_5 = T$ 时, 涡带分别转过 $3/4$ 个、一个周期, 对应壁面周线湍动能最大值分别出现在 $X = 0, X = 0.2$ m 处, 这说明尾水管涡带近壁面一侧处对应的其壁面周线上湍动能最大。这是因为尾水管涡带近壁面一侧速度较大, 随着涡带的发展导致该位置壁面湍动能增大。湍动能主要来源于时均流, 通过雷诺切应力做功给湍流提供能量^[20], 尾水管内壁附近和涡带中湍流从时均内吸收能量较多, 即时均流在这两个区域能量损失较大, 这种能量损失在涡带近壁面尤为突出, 是尾水管内能量损失的主要组成部分。

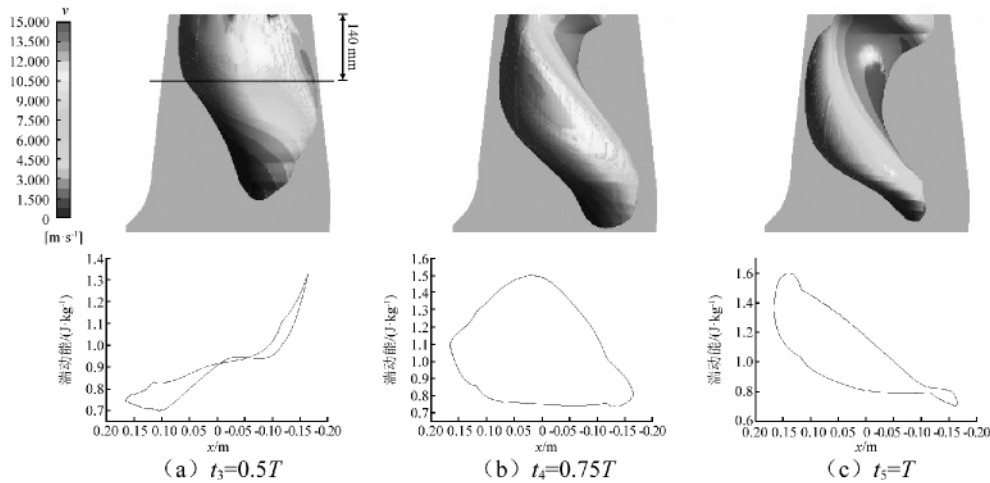


图 7 压力等值面速度分布图、壁面圆周湍动能沿 X 方向分布图

Fig. 7 The velocity distribution on the pressure isosurface

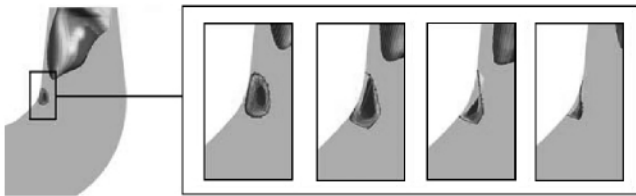


图8 涡带撞击尾水管管壁演化图

Fig. 8 Progress of the vortex hitting wall

4.2 尾水管压力脉动

尾水管中各监测点处的压力脉动时域图及频域图,如图9所示。以进口截面中心点 d_1 为例进行分析,从时域图(见图9(a)~图9(d))可知,压力值明显随开度的增加而增大,这是由于在飞逸过程时,随着转速增加,尾水管内偏心螺旋涡的强度也增大^[21]。频域图显示(见图9(e)~图9(h)),开度11 mm,41 mm时主频为8.77 Hz,幅值分别为835.09 Pa和3 515.74 Pa。开度21 mm时主频为4.38 Hz约为0.25倍的转频,与试验结果基本吻合,为其他两个工况的0.5倍,幅值小于其他两个工况,仅为393.63 Pa。 $a_0 = 21$ mm时尾水管压力脉动试验结果,如表6所示。

表6 尾水管压力脉动试验检测值($a_0 = 21$ mm)
Tab. 6 Experimental value of pressure pulsation of draft tube($a_0 = 21$ mm)

监测位置	f /Hz	f_n /Hz	$\Delta H/H/\%$	f/f_n
锥管上游	5.4	17.0	3.64	0.32
锥管下游	5.4	17.0	2.65	0.32
肘管内侧	3.9	17.01	4.2	0.23
肘管外侧	49.8	17.01	1.9	2.93

尾水管内其他各测点处压力脉动规律与其基本一致,只是在幅值大小上有所改变。对同一开度下不同监测点的对比发现压力大小随水流向下游流动的方向而增大。频率上在开度21 mm时尾水管中各测点压力脉动的主频均是4.38 Hz。但11 mm,41 mm时,监测点的位置不同其主频不同,监测点 d_1 主频为8.77 Hz,这与涡带旋转周期相对应。监测点 d_3, d_7, d_8 主频均为4.38 Hz。这是由于随着尾水管涡带向下游发展旋向速度降低以及其他扰动叠加的结果,同时结合“4.1”节尾水管扩散段内回流分析,说明飞逸点附近工况尾水管内部流动复杂,直锥段涡带螺旋旋转与扩散段回流相互作用,引发较大的压力脉动,最终使水泵水轮机运行不稳定。

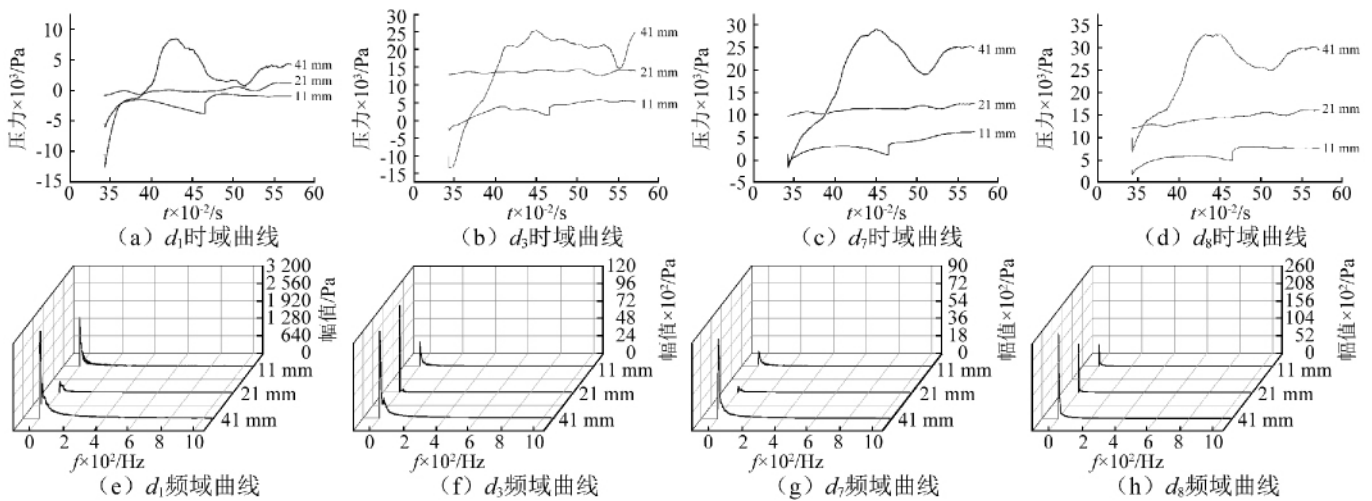


图9 尾水管中各处监测点的压力脉动

Fig. 9 The pressure fluctuations on each monitoring points in the draft tube

为了进一步分析飞逸工况涡带对压力脉动的影响,特选取最后两圈压力脉动频域图,如图10所示。这样选择可以过滤掉涡频等其他扰动的影响,从而更加突出尾水管涡带对压力脉动的影响。频域图显示,开度11 mm,21 mm,41 mm时主频为8.77 Hz,约为0.5倍转频,这与涡带旋转周期相对应。除主频外其他频率幅值均很小;这是因为选择两圈的时域过滤掉了频率较低涡频等杂频,涡带

随着转轮的旋转成为了影响压力脉动的主要因素;当开度为41 mm时,同一个截面上中心点 d_2 比壁面点 d_5 幅值明显小,这是因为 $a_0 = 41$ 时,涡带形态呈粗壮螺旋态,涡带对尾水管直锥段压力脉动产生径向不对称影响所致;结合“4.1”节尾水管涡带演化,可知涡带演化的周期大约为2倍转轮旋转周期,这与其主频为0.5转频所对应,说明飞逸工况下尾水管压力脉动主要是由于涡带旋进所致。

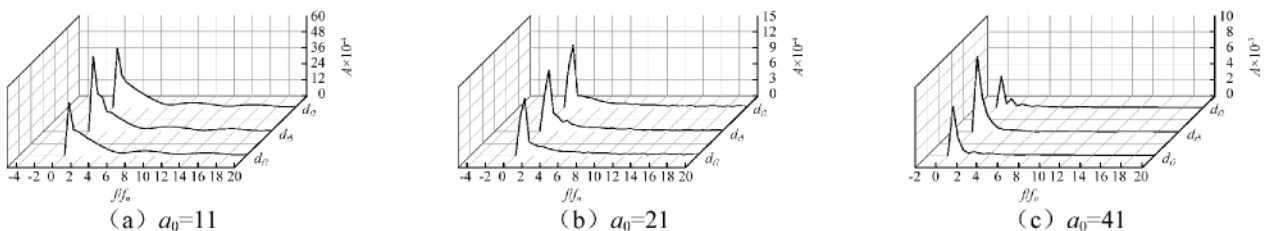


图10 后两圈尾水管中各处监测点的压力脉动

Fig. 10 The pressure fluctuations on each monitoring points in the draft tube(the last two laps)

5 结论

(1) 由涡带压力等值面随着时间、开度的变化分析得出, 飞逸工况开度 $a_0 = 11$ mm 下涡带紊流形状随时间变化较大; $a_0 = 21$ mm 时涡带呈锥状, 时间对涡带形态影响较小; $a_0 = 41$ mm 时涡带呈粗壮螺旋态, 形状随时间变化有小幅改变; 流量是引起涡带形态变化的主要原因。

(2) 飞逸工况下开度 $a_0 = 41$ mm 时, 随着涡带旋进, 涡带近壁面旋向侧速度增大是导致直锥段壁面湍动能较大等能量损失的主要原因; $a_0 = 11$ mm 时, 尾水管弯肘段下游流体发生回流主要是由涡带演化旋进尾水管弯肘段方向骤变引起的。

(3) 通过尾水管内部流态与压力脉动分析: 飞逸工况下开度越大尾水管压力脉动越强烈; 尾水管直锥段主频与涡带旋转周期相对应, 随着涡带向下游发展主频受涡频等杂频扰动的叠加作用; 尾水管涡带旋转不断与尾水管壁发生碰撞, 产生压力脉动, 引起尾水管振动噪声, 影响机组稳定运行。综上尾水管涡带是引起尾水管压力脉动的主要原因。

参考文献

- [1] 端润生, 梅祖彦. 混流可逆式水泵水轮机的全特性[J]. 水利水电技术, 1982(2): 36-42.
DUAN Runsheng, MEI Zuyan. Full characteristics of Mixed-flow reversible pump Turbine [J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 1982(2): 36-42.
- [2] 马震岳. 水轮发电机组动力学[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2003.
- [3] FAVEY H T, CASSIDY J J. Frequency and amplitude of pressure generated by swirling flow [C] // Proceedings of IAHR 5th Symposium. Stockholm: IAHR, 1970.
- [4] Tacob, 刘诗琪. 混流式水轮机脉动的探讨和数据处理[J]. 国外大电机, 1998(3): 60-67.
TACOB, LIU Shiqi. Discussion and data processing of Francis turbine pulsation [J]. Foreign Large Motor, 1998(3): 60-67.
- [5] ALLIGNE S, NICOLET C, TSUJIMOTO Y, et al. Cavitation surge modelling in Francis turbine draft tube [J]. Journal of Hydraulic Research, 2014, 52(3): 399-411.
- [6] 吴钢, 韦彩新, 谭月灿, 等. 导叶开口对混流水轮机尾水管压力脉动的影响[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 1999(9): 27-29.
WU Gang, WEI Caixin, TAN Yuecan, et al. The effect of gate on the pressure fluctuation in draft tube of francis turbine [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science), 1999(9): 27-29.
- [7] KONSTANTINOV A, STAROSELSKY I, ORSZAG S A, et al. Renormalization group-based transport modeling of premixed turbulent combustion: I. incompressible deflagration model [J]. Journal of Scientific Computing, 1998, 13(3): 229-252.
- [8] KURENKOV A, OBERLACK M. Modelling turbulent premixed combustion using the level set approach for reynolds averaged models [J]. Flow Turbulence & Combustion, 2005, 74(4): 387-407.
- [9] 张春泽, 刁伟, 尤建锋, 等. 长短叶片水轮机尾水涡带动态特性数值分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(7): 66-73.
ZHANG Chunze, DIAO Wei, YOU Jianfeng, et al. Numerical analysis of dynamic characteristics of the vortex rope in a francis turbine with splitter blades [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science), 2017, 45(7): 66-73.
- [10] 高忠信, 邓杰, 葛新峰. 三维非定常湍流尾水管涡带数值模拟[J]. 水利学报, 2009, 40(10): 1162-1167.
GAO Zhongxin, DENG Jie, GE Xinfeng. Numerical simulation of three-dimensional unsteady vortex rope turbulent flow occurred to the draft tube of a Francis turbine [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2009, 40(10): 1162-1167.
- [11] 王乐勤, 刘锦涛, 张乐福, 等. 水泵水轮机泵工况小流量波动特性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2011, 45(7): 1239-1243.
WANG Leqin, LIU Jintao, ZHANG Lefu, et al. Small flow fluctuation characteristics of pump-turbine' pump mode [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2011, 45(7): 1239-1243.
- [12] 王乐勤, 刘迎圆, 刘万江, 等. 水泵水轮机泵工况的压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(1): 7-10.
WANG Leqin, LIU Yingyuan, LIU Wanjiang, et al. Pressure pulsation characteristics of pump turbine operating conditions [J]. Journal of the Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(1): 7-10.
- [13] 谭海燕. 水泵水轮机水轮机工况压力脉动数值分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2015.
- [14] NICOLET C, ZOBEIRI A, MARUZEWSKI P, et al. On the upper part load vortex rope in Francis turbine: experimental investigation [C] // Iop Conference Series Earth & Environmental Science. [S.l.]: ICSEES, 2010.
- [15] 尹俊连. 水泵水轮机“S”区内流机理及优化设计研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [16] 杨静. 混流式水轮机尾水管空化流场研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2013.
- [17] 张兰金, 王正伟, 常近时. 混流式水泵水轮机全特性曲线S形区流动特性[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1): 39-43.
ZHANG Lanjin, WANG Zhengwei, CHANG Jinshi. Flow characteristics of S flow in full characteristic curve of Francis pump turbine [J]. Proceedings of the Chinese Society of Agricultural Mechanization, 2011, 42(1): 39-43.
- [18] MENTER F R, MENTER F. Two-equation eddy-viscosity transport turbulence model for engineering applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [19] 刘超. 部分负荷工况下水泵水轮机空化流动特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.
- [20] 窦国仁. 紊流力学: 上册[M]. 北京: 人民教育出版社, 1981.
- [21] 李仁年, 蒋雷, 李琪飞, 等. 水泵水轮机增负荷过程尾水管内流场分析[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(1): 50-54.
LI Rennian, JIANG Lei, LI Qifei, et al. Analysis of flow field in draft tube of pump turbine during load increasing process [J]. Journal of the Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(1): 50-54.