

DOI:10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20221706

# 混流式水轮机尾水管涡带及改善措施研究

吴在强<sup>1</sup>, 林亚涛<sup>1</sup>, 关英波<sup>1</sup>, 陈泽钦<sup>1</sup>, 徐君蕙<sup>2</sup>, 郑源<sup>3</sup>

(1. 国网福建省电力有限公司电力科学研究院, 福建 福州 350007; 2. 河海大学水利水电学院, 江苏 南京 210024; 3. 河海大学能源与电气学院, 江苏 南京 211100)

**摘要:** 水电机组长期运行在偏离最优运行区域的低负荷区会产生机组振动大、水流流态不良等情况, 从而导致转轮叶片出现裂纹、机组汽蚀严重等不良后果。针对尾水管内复杂的流动状况, 提出了两种型式的导流装置改进方案, 基于雷诺时均 N-S 方程, 采用标准 SST  $\kappa\text{-}\omega$  湍流模型, 对  $0.45P_r$  ( $P_r$  为额定出力)、 $0.60P_r$ 、 $0.75P_r$  三种工况进行定常和非定常求解计算。结果表明, 安装导流装置可有效削减尾水管的偏心涡带, 且大幅降低压力脉动振幅, 从而减小机组的振动。综合尾水管流线、尾水管涡带、水轮机效率及压力脉动幅值, 尤其是压力脉动的强弱对水轮机稳定运行的重要性, 最终认为两种方案中, 在尾水管进口处对称布置两块导流板对该混流式水轮机改善效果更好。研究结果为混流式水轮机组低负荷安全运行提供一定的理论基础。

**关键词:** 混流式水轮机; 低负荷; 非定常; 压力脉动; 导流装置

**中图分类号:** TK733; [TV734.1]

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-7709(2023)07-0197-04

## 1 引言

为促进水电站绿色发展, 福建等省要求加快落实水电站生态下泄流量。但在枯水季节, 为满足生态下泄流量的要求, 水电站不可避免地在低负荷区域运行, 这导致水电机组偏离最优运行区域, 产生机组振动大, 水流流态不良等情况, 导致转轮叶片出现裂纹、机组汽蚀严重等不良后果<sup>[1]</sup>。因此, 迫切需要开展水电机组低负荷运行优化技术研究。压力脉动是导致机组无法安全稳定运行的主要因素, 卡门涡、叶道涡、尾水管涡带对水轮机组的压力脉动有很大影响, 尤其是尾水管涡带所产生的低频压力脉动<sup>[2]</sup>。吴玉林等<sup>[3]</sup>通过对不同工况下的水轮机进行了数值模拟, 研究了尾水管涡带的产生与发展, 并阐明了其对压力脉动的影响; 赵之洲等<sup>[4]</sup>基于数值模拟的研究方法, 探讨了不同工况下尾水管内压力脉动与涡带发展形态变化的规律, 得出最小水头工况下尾水管压力脉动强烈; 何伟等<sup>[5]</sup>通过理论研究和数值模拟的方法, 揭示了补气对尾水管压力脉动的作用特性; 王彤彤等<sup>[6]</sup>模拟了混流式水轮机变速运

行模式下的尾水管涡带和压力脉动分布特性, 得出在消涡转速下运行时, 效率略有下降, 但尾水管内部脉动压力幅值最小。现有研究大多集中于尾水管涡带与压力脉动的关系方面, 需进一步揭示混流式水轮机在低负荷运行时尾水管涡带形成机理并提出改善措施。为此, 本文对某电站混流式水力发电机组进行三维建模, 基于雷诺时均 N-S 方程, 采用标准 SST  $\kappa\text{-}\omega$  湍流模型, 选取三种低负荷工况进行尾水管设计的优化, 并针对尾水管流态的改善提出了两种改进措施, 为水轮机组低负荷长期安全稳定运行提供解决方案。

## 2 数值计算

### 2.1 计算模型

混流式水轮机包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管, 计算模型见图 1。水轮机转轮直径为 4.1 m, 转轮叶片数为 13, 固定导叶数为 19, 活动导叶数为 20, 水轮机额定水头为 98 m, 额定出力为 153 MW, 额定转速为 187.5 r/min。利用 UG 软件对水轮机计算域进行三维建模, 然后导入 ICEM 中完成非结构化网格的划分, 并对关

**收稿日期:** 2022-08-17, **修回日期:** 2022-09-14

**基金项目:** 国网福建省电力有限公司科技项目(52130420001F)

**作者简介:** 吴在强(1989-), 男, 工程师, 研究方向为水电机组调试与状态评价, E-mail: wzqtxwd@126.com

**通讯作者:** 郑源(1964-), 男, 教授、博导, 研究方向为流体机械及水利水电工程, E-mail: zhengyuan@hhu.edu.cn

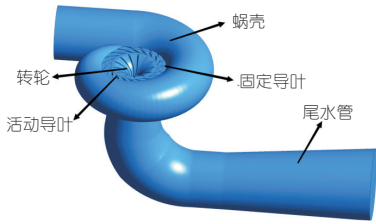


图 1 水轮机计算模型

Fig. 1 Computational model of hydraulic turbine

键部位进行网格加密,同时将边界层网格的  $y^+$  控制在 200 以内。网格无关性验证表明,随网格数量的增加,水轮机的效率也随之提高,但效率增幅在逐渐下降,当网格数量到达  $928 \times 10^4$  个后,水轮机效率的相对误差在 1% 以内。综合考虑计算精度和计算机性能<sup>[7]</sup>,最终确定网格数量为 9 279 126 个,各部分的网格单元数、节点数及质量见表 1。

表 1 网格单元数和节点数

Tab. 1 Mesh number and mesh nodes

部位	网格单元数/个	网格节点数/个	部位	网格单元数/个	网格节点数/个
进水管	1 956 511	333 216	转轮	3 184 164	542 613
固定导叶	1 415 884	245 646	出水管	1 589 267	270 049
活动导叶	1 133 300	197 339	总计	9 279 126	1 588 863

## 2.2 计算工况

为准确模拟出加装导流装置对水轮机运行的改善情况,本文选取  $0.45P_r$ 、 $0.60P_r$ 、 $0.75P_r$  三种计算工况,通过对三种不同工况进行定常和非定常计算,探究水轮机尾水管的流态和压力脉动等特性,水轮机计算工况及结果见表 2。

表 2 水轮机计算工况及结果

Tab. 2 Calculation conditions and results of hydraulic turbine

工况	水头/m	流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	转矩 $/(N \cdot m)$	效率/%
1	86	110.73	3 483 570	73.22
2	90	134.88	4 788 330	78.95
3	93	147.47	5 727 310	83.58

## 2.3 边界条件设置

基于雷诺时均 N-S 方程,采用标准 SST  $\kappa-\omega$  湍流模型求解计算域<sup>[8]</sup>。数值计算的软件是 CFX,进口按照不同工况来给定相应的压力值,出口采用压力出口,壁面采用无滑移边界。在定常计算中,转轮进出口的动静交界面选用冻结转子模型;在非定常计算中,动静交界面采用瞬态动静转子模型;各计算区域交界面的数据插值采用 GGI 方法进行处理。综合考虑瞬态计算过程中的求解时间分辨率与计算资源的关系,设定的时间步长为  $0.003 \text{ s}$  (每时间步转轮转动  $3^\circ$ ),总的迭代时间为  $8T_n$  ( $T_n$  为转轮转动周期),选取最后 6 个周期的压力脉动结果进行分析。

## 2.4 监测点设置

为研究水轮机尾水管的压力脉动特性,在尾水管处取了 6 个不同位置的监测点,见图 2。其中监测点 DT1、DT2、DT3、DT4 位于尾水管直锥段,监测点 DT5 位于尾水管弯肘段,监测点 DT6 位于尾水管扩散段。

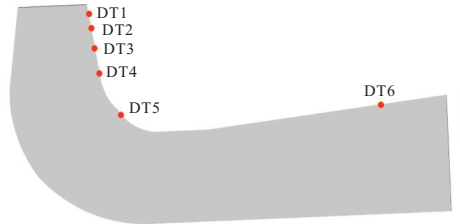


图 2 水轮机尾水管监测点设置

Fig. 2 Layout of monitoring points

## 2.5 导流装置设计

为有效改善尾水管流态,在水轮机尾水管的直锥段部分安装两种型式的导流装置。方案 a 选取两块导流挡板,宽度为  $1\ 025 \text{ mm}$ ,高度为  $2\ 050 \text{ mm}$ ,厚度为  $27 \text{ mm}$ ,对称布置在尾水管进口处的两侧。方案 b 为一个三叶片的导流装置,其中固定三个叶片的空心圆柱内径  $r = 1\ 242 \text{ mm}$ ,导流装置厚度  $h = 30 \text{ mm}$ 。

## 3 结果与分析

### 3.1 尾水管内部流场

#### 3.1.1 流态

图 3 为三种方案在不同工况下的尾水管流线图。由图 3 可看出,无导流装置方案下尾水管进口的流线呈现螺旋形交错的形状,直锥段内部流线螺旋强度较大、流线紊乱,会有旋转偏心涡带的产生。安装 a、b 两种方案的导流装置后尾水管弯

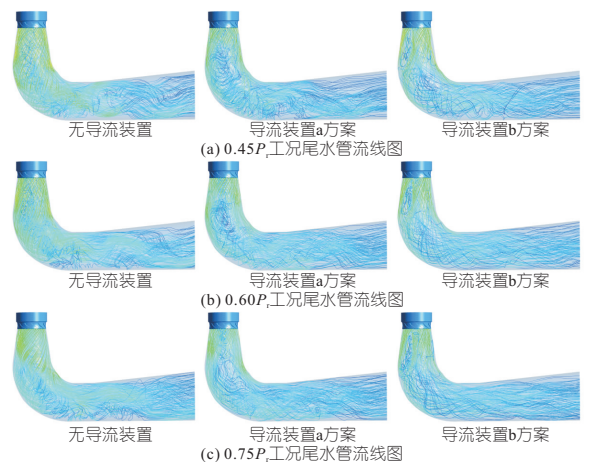


图 3 三种方案在不同工况下的尾水管流线图

Fig. 3 Streamline of draft tube of three schemes under different working conditions

肘段和扩散段的螺旋状流线被削减,流线变得平顺。根据试验测定,当机组处在 40%~55% 额定负荷时属于严重危险区<sup>[9]</sup>。图 3 三种工况中,0.45 额定负荷工况下的流态最差,但在该工况下两种导流装置对尾水管内部的流态也有一定程度的改善。从流线角度看,安装导流装置在不同工况下均起到了改善效果,且两种导流装置改善效果相差不大。

### 3.1.2 尾水管涡带

图 4 为三种方案在不同工况下的尾水管涡带图。由图 4 可看出:①0.45 $P_r$  工况下,未加导流装置时,涡带一直延伸到尾水管的扩散段,涡带的旋涡强度高、旋转范围大,压力脉动也伴随涡带沿轴线向下传播。安装导流装置 a 后,尾水管涡带的旋涡强度大幅减小,涡带长度变短,出现了不稳定的双螺旋涡带,而在安装导流装置 b 后的涡带为细长柱状且未出现偏心,涡带长度相对于 a 方案更小。②0.60 $P_r$  工况下的涡带最为明显,几乎占据了整个直锥段和弯肘段,且涡带体积较大、旋涡强度高。安装导流装置 a 后,尾水管涡带的体积减小,涡带长度变短,而在安装导流装置 b 后,涡带基本全部被消除,仅导流装置周围存在少量的破碎的涡。③0.75 $P_r$  工况下,无导流装置的尾水管内为单螺旋型涡带。安装导流装置后,两种方案下的涡带体积均有明显减小,具体表现在 a 方案中的涡带长度变短,偏心距变化不大;b 方案



图 4 三种方案在不同工况下的尾水管涡带图

Fig. 4 Draft tube vortex zone diagram of three schemes under different working conditions

中的偏心涡带消除效果更明显,仅有在尾水管进口和导流装置周围存在一些破碎的涡。

### 3.1.3 水轮机效率

对三种方案下的水轮机水力效率进行监测和计算,具体结果见表 3。由表 3 可看出,安装了 a 方案的导流装置后,0.45 $P_r$ 、0.60 $P_r$  工况的效率提高,0.75 $P_r$  工况的效率降低了 1.18%;在 b 方案下 0.45 $P_r$ 、0.60 $P_r$  工况的效率也有一定程度的提高,0.75 $P_r$  工况在 b 方案下效率降低了 2.51%。原因是在靠近最优工况时,导流装置引起的局部水力损失要大于流态改善的效果,因此在 0.75 $P_r$  工况下反而造成水轮机效率的下降。

表 3 三种方案在不同工况下水轮机的效率  
Tab. 3 Efficiency of hydraulic turbine of three schemes under different working conditions

方案	效率/%		
	0.45 $P_r$ 工况	0.60 $P_r$ 工况	0.75 $P_r$ 工况
无导流装置	73.22	78.95	83.58
a 方案	74.98	80.96	82.40
b 方案	74.32	80.25	81.07

### 3.2 尾水管压力脉动分析

经过分析发现,0.45 $P_r$  工况下的水轮机尾水管的流态最差,效率最低,且 0.60 $P_r$  工况与 0.75 $P_r$  工况的压力脉动时域图和频域图与 0.45 $P_r$  工况基本类似。图 5 为 0.45 $P_r$  工况尾水管流通内各监测点压力脉动时域图与频域图。由时域图可看出,无导流装置方案的尾水管各部分

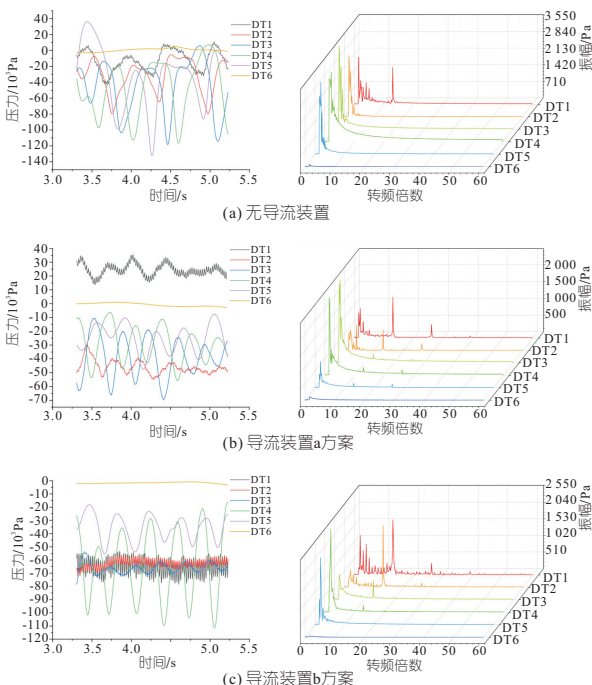


图 5 0.45 $P_r$  工况下尾水管流通内各监测点压力脉动时域图与频域图

Fig. 5 Pressure pulsation time domain diagram and frequency domain diagram of each monitoring point in the draft tube passage under 0.45 $P_r$  condition

的压力脉动均变化明显,周期性不明显,说明水流流态紊乱,压力变化不定。在直锥段布置的监测点压力值均值较小(负压),说明转轮出口处的负压明显,此处易产生尾水涡带,有助于能量的回收利用。安装导流装置后,尾水管各部分的压力脉动周期性变得明显。由频域图可看出,无导流装置的尾水管主频为低频压力脉动,在靠近转轮出口处的 DT1 有较明显的次频,为  $13f_n$ (即叶频),但在远一点的 DT2~DT6 处,压力脉动无明显的次频。a 方案中,DT1、DT2 的主频为  $13f_n$ ,次频为  $26f_n$ ,DT3~DT6 的主频为低频压力脉动,次频为  $13f_n$ 、 $26f_n$ 。b 方案中,DT1~DT3 的压力脉动主频为  $13f_n$ ,次频为低频压力脉动,DT4~DT6 的主频为低频压力脉动,次频为  $13f_n$ 。

综上可看出,安装导流装置后,压力的变化范围减小且周期性变得明显。

表 4 为  $0.45P_r$ 、 $0.60P_r$ 、 $0.75P_r$  工况下三种方案的尾水管各监测点对应的压力脉动最大振幅。由表 4 可看出:① $0.45P_r$  工况。安装了导流装置后尾水管的压力脉动幅值明显降低,a 方案下的压力脉动整体降低比率优于 b 方案。所以从振幅角度讲, $0.45P_r$  工况下设置导流装置能有效地减小压力脉动振幅,且在该工况下采用 a 方案更好。② $0.60P_r$  工况。安装了导流装置后压力脉动幅值明显降低,a 方案下,压力脉动降低比率最大可达 83.76%,b 方案的压力脉动降低比率最大也可达 74.87%。③ $0.75P_r$  工况。a 方案的压

力脉动降低比率最大达到 51.71%,b 方案的压力脉动降低比率最大为 45.28%。综上可知,水轮机尾水管设置导流装置能有效减小压力脉动振幅,且采用 a 方案的效果要优于 b 方案。

### 4 结 论

- a. 安装导流装置后,尾水管流线变得平顺,a、b 两种方案在不同工况下对尾水管内部的流态均起到了改善效果且两种导流装置改善效果相差不大。安装导流装置 a 后,尾水管涡带的体积减小,涡带长度变短,而在安装导流装置 b 后,涡带大部分被消除,仅导流装置周围存在破碎的涡。
- b. 安装导流装置后, $0.45P_r$ 、 $0.60P_r$  工况的效率有一定程度的提高, $0.75P_r$  工况的效率降低。
- c. 安装导流装置后,压力的变化范围减小且周期性变得明显。在不同工况下,两种方案的尾水管各监测点对应的压力脉动最大振幅均明显降低,且 a 方案的压力脉动整体降低比率高于 b 方案。
- d. 从尾水管流线、涡带、水轮机效率及压力脉动综合来看,尤其考虑到压力脉动对水轮机稳定运行的重要性,最终认为方案 a 对该混流式水轮机改善效果更好。

### 参 考 文 献:

- [1] NASH S, PHOENIX A. A review of the current understanding of the hydro-environmental impacts of energy removal by tidal turbines[J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2017, 80:648-662.
- [2] 刘小伟. 混流式水轮机全流道仿真研究与压力脉动分析[D]. 昆明:昆明理工大学,2017.
- [3] 吴玉林,吴晓晶,刘树红. 水轮机内部涡流与尾水管压力脉动相关性分析[J]. 水力发电学报,2007(5): 122-127.
- [4] 赵之洲,李洪,宋文武,等. 高水头大变幅混流式水轮机尾水管内部流动分析[J]. 水电能源科学,2022, 40(1):176-179.
- [5] 何伟,万天虎,马涛,等. 补气对尾水涡带及机组振动特性的影响分析[J]. 电网与清洁能源,2021, 37(4):101-106,115.
- [6] 王彤彤,张昌兵,谢婷婷,等. 变速混流式水轮机尾水涡带及压力脉动分析[J]. 水力发电学报,2021,40 (9):95-101.
- [7] QUATEMBER B, MUHLTHALER H. Generation of CFD meshes from biplane angiograms: an example of image-based mesh generation and simulation[J]. Applied numerical mathematics,2003,46 (3):379-397.
- [8] WANG X, MCNAMARA K F. Evaluation of CFD simulation using RANS turbulence models for building effects on pollutant dispersion[J]. Environmental fluid mechanics, 2006, 6(2):181-202.
- [9] 郑源,陈德新. 水轮机[M]. 北京:中国水利水电出版社,2011.

**表 4**  $0.45P_r$ 、 $0.60P_r$ 、 $0.75P_r$  工况下三种方案的尾水管涡带压力脉动幅值  
**Tab. 4** Pressure pulsation amplitude of vortex zone in draft tube of three schemes under  $0.45P_r$ ,  $0.60P_r$  and  $0.75P_r$  condition

工况	测点	压力脉动幅值/kPa			降低比率/%	
		无导流装置	导流装置 a	导流装置 b	导流装置 a	导流装置 b
$0.45P_r$	DT1	2.014	1.214	1.693	39.72	15.94
	DT2	2.608	0.759	1.892	70.90	27.45
	DT3	3.573	2.485	0.786	30.45	78.00
	DT4	2.984	2.323	2.568	22.15	13.94
	DT5	3.077	0.782	2.066	74.59	32.86
	DT6	0.109	0.104	0.045	4.59	58.72
$0.60P_r$	DT1	2.372	1.835	2.279	22.64	3.92
	DT2	3.464	0.888	1.967	74.36	43.22
	DT3	3.793	1.477	0.953	61.06	74.87
	DT4	1.785	1.700	1.776	4.76	0.50
	DT5	3.524	2.254	3.081	36.04	12.57
	DT6	0.117	0.019	0.108	83.76	7.69
$0.75P_r$	DT1	1.253	1.092	1.023	12.85	18.36
	DT2	0.891	0.602	0.881	32.44	1.12
	DT3	1.406	1.363	1.089	3.06	22.55
	DT4	1.424	1.287	1.245	9.62	12.57
	DT5	2.767	1.936	1.514	30.03	45.28
	DT6	0.234	0.113	0.182	51.71	22.22

况的结果拉应力大于检修工况,原因是检修工况下游水位较低,结构所受浮托力较小。

综上可知,水平止水的安装高度对结构应力影响显著。考虑到过高的水平止水加上局部裂缝可能导致厂房内部潮湿,对控制设备和操作人员不利。交通廊道的环向止水顶高程为 7.5 m,尾水副厂房底高程为 22.5 m,即水平止水的安装高度区间在 7.5~22.5 m 之间,而最优的止水安装高程为 18.0 m,即最优的水平止水安装高程为可安装区间高度的 $(18.0-7.5)/(22.5-7.5)=70\%$ 。

### 4 结论

a. 对进口底板、进口胸墙、上游防洪墙、流道中段、尾水管、出口底板和下游防洪墙,水平止水的安装高度越高,结构最大拉应力越低,对结构越有利。

b. 对进口边墙和出口边墙,在正常运行工况下,水平止水的安装高度越高,结构越有利,在检修工况下,水平止水的安装高度越高,结构越不利。

c. 综合考虑各方面因素,水平止水安装在可安装区间高度的 70%为最佳。

### 参考文献:

[1] 苏礼邦,刘云贺,李守义. 灯泡贯流式水电站厂房坝段的抗震分析[J]. 西北农林科技大学学报(自然科学版),2007,35(7):202-206.

[2] 李永新. 某灯泡贯流式水电站不对称厂房抗震分析[J]. 水电能源科学,2012,30(8):84-86,8.

[3] 李守义,安学民,杨胜,等. 灯泡贯流式水电站厂房水平止水布置研究[J]. 水资源与水工程学报,2009,20(1):68-71.

[4] 中华人民共和国水利部. 水电站厂房设计规范: SL266-2014[S]. 北京:中国水利水电出版社,2014.

## Influence of Horizontal Water Stop Layout for Transverse Joint on Stress of Bulb Tubular Unit Power House

LI Qiang,PENG Ying-fan,ZHANG Wei-dong

(Hunan Water Resources and Hydropower Survey, Design, Planning and Research Co., Ltd., Changsha 410007, China)

**Abstract:** In order to qualitatively and quantitatively grasp the influence of the installation elevation of horizontal water stops at transverse joints on the structural stress of the bulb tubular power house,taking a certain engineering project as an example, a three-dimensional finite element model of the powerhouse was established to analyze the stress of the structure on the condition of the horizontal water stops changing within a certain range. The results show that the installation height of horizontal waterstops has a significant impact on the stress of structure, and an appropriate installation height of horizontal waterstops can improve stress of structure. Taking into account various factors, the optimal horizontal water stop installation height is 70% of the installable height, which can provide a reference for the design of the transverse joint water stop of the bulb tubular power house.

**Key words:** bulb tubular power house; horizontal water stop of transverse joint; three-dimensional finite element; stress change law; structural design

\*\*\*\*\*  
(上接第 200 页)

## Study on Vortex Zone of Draft Tube and Improvement Measures of Francis Turbine

WU Zai-qiang<sup>1</sup>, LIN Ya-tao<sup>1</sup>, GUAN Ying-bo<sup>1</sup>, CHEN Ze-qin<sup>1</sup>, XU Jun-hui<sup>2</sup>, ZHENG Yuan<sup>3</sup>

(1. Fujian Provincial Electric Power Company Limited Electric Research Insititute, Fuzhou 350007, China;

2. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210024, China;

3. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

**Abstract:** Due to the long-term operation in the low-load area, the hydropower unit deviates from the optimal operation area, resulting in large vibration of the unit, poor flow state of water flow, and other adverse consequences, such as cracks in runner blades and serious cavitation of the unit. In view of the complex flow conditions in the draft tube, this paper proposes two improvement schemes. Based on RANS equation, the standard SST  $\kappa-\omega$  turbulence model is adopted to calculate the steady and unsteady solutions for three operating conditions of  $0.45P_r$  ( $P_r$  is rated output),  $0.60P_r$ , and  $0.75P_r$ . The results show that the installation of the guiding device can effectively reduce the eccentric vortex band of the draft tube, and greatly reduce the pressure pulsation amplitude, so as to reduce the vibration of the unit. Considering the streamline of draft tube, vortex zone of draft pipe, turbine efficiency and pressure pulsation amplitude, especially the importance of pressure pulsation intensity to the stable operation of the turbine, it is concluded that the symmetrical arrangement of two diversion plates at the inlet of the draft tube has the better improvement effect on the Francis turbine. The results provide a certain theoretical basis for the safe operation of the hydraulic turbine unit under low load.

**Key words:** Francis turbine; low load; unsteady flow; pressure pulsation; guiding device