

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20230754

德能湘江水电站尾水管水流流态改善

唐仁琥¹, 郑吉斯²

(1. 湖南德能湘江水电有限责任公司, 湖南 永州 425917; 2. 深圳市恩莱吉能源科技有限公司, 广东 深圳 518133)

摘要: 针对德能湘江水电站扩容后尾水管内水流出现明显脱流与回流、效率低、空蚀加剧的状况, 采用计算流体力学 CFD 进行分析, 提出对尾水管修形或更换转轮的方法, 以改善尾水管内水流流态。研究表明此两种方法均有效, 可为类似工程提供参考。

关键词: 尾水管; 水流流态; CFD; 叶片安放角

中图分类号: TV73 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-7709(2023)11-0191-04

1 概况

德能湘江水电站位于湖南省永州市湘江流域东安县境内, 2015 年增效扩容改造, 将原来 6 台 ZZ560-LH-250 型水轮机更换为 6 台 ZZ550D-LH-250 型水轮机, 即将 4 叶片转轮更换为 5 叶片转轮, 单机容量由 3 400 kW 提升至 3 900 kW, 额定流量由 37.20 m³/s 提升至 42.07 m³/s。水头范围仍为(7~13 m), 而转速保持在 187.5 rpm 不变。改造完成后, 发现尾水河渠中尾水管出流流态紊乱, 根据水流连续性原理和多个水电站运行经验, 可判断是尾水管内水体出现涡强较大的涡流(初步分析为水轮机过流量增大后, 转轮与尾水管组成的流道尺寸不匹配引发)。计算发现, 额定工况时机组出力为 3 900 kW, 但实际出力仅为 3 600 kW, 效率低。从尾水出流看, 流态紊乱, 形成多个旋涡, 扩散受阻; 此外尾水管内噪声剧烈, 明显感到空蚀严重, 2022 年大修时, 发现[#]5 机组转轮室不锈钢里衬已空蚀成蜂窝状, 最大空蚀侵蚀深度达 15 mm(实际上各台机均有类似情况), 进一步说明尾水管内水体涡强大, 涡旋自激, 流态紊乱。可见改善德能湘江水电站尾水管内水流流态至关重要。值得注意的是, 为解决尾水水流流态紊乱, 电站曾采用过自然补气和强迫补气, 均未奏效, 说明该电站尾水水流紊乱的原因与常见的偏心涡带效应不同, 须另寻成因, 另辟蹊径。

2 尾水管内水流流态改善方案

有两种解决方案: ①方案 1。对原尾水管修形, 以适应新转轮的各种出流工况; ②方案 2。更换转轮并优化叶片出口安放角, 以适应原尾水管流道。这两种方案的核心要求均为无脱流、流线均匀顺畅、流道内压力分布合理。

2.1 尾水管修形方案及 CFD 分析

2.1.1 尾水管修形方案

经原设计单位、制造单位及咨询专家的深入讨论, 决定通过改善流道使水轮机稳定运行, 分析认为改善尾水管流道最有效。从尾水管结构来看, 对流态和振动最为敏感的尾水管相对高度($h/D_1=2.52$, h 为尾水管深度; D_1 为转轮直径)是合适的, 但扩容后尾水管流量加大, 更换 5 叶片转轮后叶栅导向作用加强, 水流速度加大, 所以影响流态的关键因素为弯肘管及其连接部的形状, 水流经过弯肘管时要旋转且转向 90°, 同时弯肘管为圆锥管与棱柱形扩散管的过渡连接管, 其形状复杂, 对流态影响很大(德能湘江水电站尾水管单线图见图 1)。

扩容改造后, 尾水锥管流量加大, 而 5 叶片使流速导向性增强, 故弯肘管出水流的垂直分量增大。由图 1 可看出, 在弯肘管与扩散管的结合区域会产生脱流导致压力降低, 形成涡旋流。但尾水管底部无脱流现象, 压力较高, 同时为动能回收, 尾水管出口面积较大, 流速小, 压力大。这样尾水管脱流部、底部及出口部的压力场和流速场

收稿日期: 2023-05-29, 修回日期: 2023-06-30

作者简介: 唐仁琥(1968-), 男, 工程师, 研究方向为水利工设备, E-mail: hndnxj1112@163.com

通讯作者: 郑吉斯(1985-), 男, 博士、工程师, 研究方向为水处理、水利工设备, E-mail: drzhengjisi@126.com

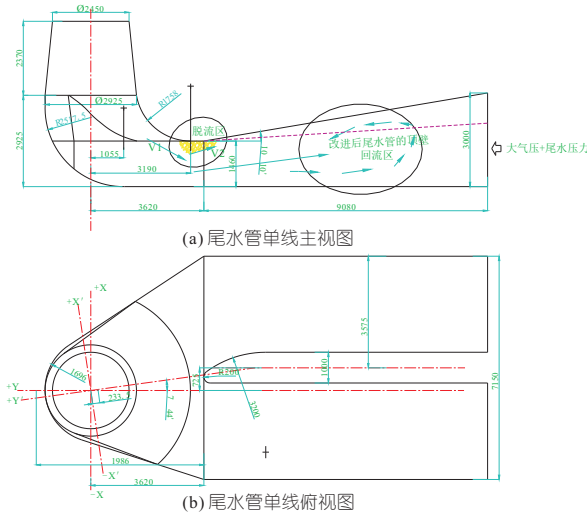


图 1 德能湘江水电站尾水管单线图

Fig. 1 Single line drawing of tailrace conduit of

Deneng Xiangjiang Hydropower Station

的综合作用,使尾水管内水体出现回流,导致流态紊乱。

修形改善尾水管内水流流态的方案,应着重改变弯肘管与扩散管结合部的流线,为此按图 1 中虚线所示方案修形,以期消除脱流,使流线顺畅,压力场分布合理。虽然该方案出口动能回收较差,但因流态改善完全可补偿回来,因而总效率增加。

2.1.2 模型与方法

水轮机内部流动基本方程即 N-S 方程^[1]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

网格划分。最终将水轮机在额定工况下整个流道划分为节点数为 1 330 553 个、单元数为 7 653 529 个的计算网格。

2.1.3 计算结果与讨论

由流道优化前机组在额定工况下的 CFD 计算结果可以看出(图 2(a)),尾水管进口压力径向分布均匀,圆周方向分布对称。由尾水流程图和速度矢量图(图 3(a)、4(a))可以看出,尾水区域流场分布不均匀,水流流态杂乱。由图 3(a)可以看出,尾水支墩右侧出现大区域回流。可清晰看出,尾水支墩左侧水出口速度突然降低;尾水中部及底部的流动区域内支墩右侧均存在较大区域回流,支墩左侧出口流速突然降低。

由流道优化后机组在额定工况下的 CFD 计

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

式中, ρ 为流体密度; t 为时间; u_i, u_j 均为速度分量; x_i, x_j 均为空间坐标; τ_{ij} 为剪切应力; g_i 为重力加速度; F_i 为其他体积力。

通过模拟水轮机内部流场,可得转轮驱动力矩 M ,由此可计算出水轮机的出力 N 为:

$$N = M\omega \quad (3)$$

式中, ω 为转轮转动角速度。

工作水头 H_r 可通过计算水轮机进口断面和尾水管出口断面的能量差得到:

$$H_r = \left\{ \frac{1}{N'} \sum_{i=1}^{N'} \left(Z + \frac{p}{\rho g} \right)_i + \frac{1}{N'} \sum_{i=1}^{N'} \left(\frac{V^2}{2\rho g} \right)_i \right\}_{inlet} - \left\{ \frac{1}{N'} \sum_{i=1}^{N'} \left(Z + \frac{p}{\rho g} \right)_i + \frac{1}{N'} \sum_{i=1}^{N'} \left(\frac{V^2}{2\rho g} \right)_i \right\}_{outlet} \quad (4)$$

式中, N' 为断面上的网格点数; Z 为网格点高程; p 为水轮机进出口面的静压值; V 为断面上的绝对速度值。

水轮机水力效率 η_{Th} 计算公式为:

$$\eta_{Th} = \frac{M\omega}{9.81QH_r} \quad (5)$$

式中, Q 为水轮机流量。

模型参数的设定基本参照原水轮机的设计工况(表 1)。

网格划分时,将该水轮机流体计算部分划分为蜗壳进口、导水机构、转轮、尾水四个区域,采用 ANSYS-ICEM 网格划分软件对四个计算域进行

表 1 水轮机改造要求水力性能参数

Tab. 1 Hydraulic performance parameters required for turbine transformation

最大水头/m	额定水头/m	最小水头/m	型号 D471 (高椅)	转轮直径/m	额定出力/MW	额定流量 / (m ³ ·s ⁻¹)	额定转速 / (r·min ⁻¹)	飞逸转速 / (r·min ⁻¹)	额定效率/%	最高效率/%
13.3	10.9	5.45	ZZ550D-LH-250	2.5	4.04	42.07	187.5	467	90	93.3

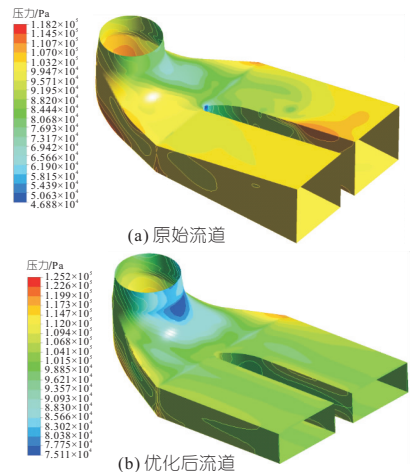


图 2 尾水区域静压分布云图

Fig. 2 Cloud diagram of static pressure distribution in tailwater area

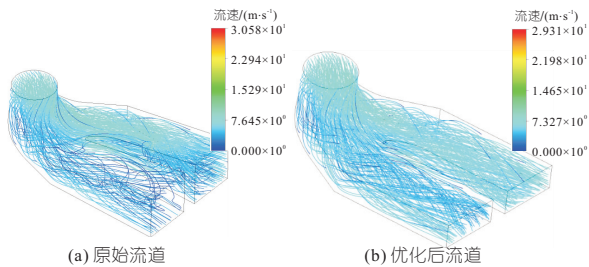


图 3 尾水区域流动迹线示意图

Fig. 3 Schematic diagram of flow trace in tailwater area

算结果(图 2(b))可以看出,尾水管进口压力径向分布均匀,圆周方向分布对称。由尾水流程图和速度矢量图(图 3(b)、4(b))可以看出,尾水区域流场分布均匀,水流流动顺畅。由图 3(b)可以看出,尾水支墩右侧大区域回流消失,流动顺畅,尾水支墩左侧尾水出口处水流速度突然降低现象消失,流动顺畅;流道优化后尾水中部及底部的流动区域内支墩右侧较大区域的回流及支墩左侧出口流速突然降低现象均完全消失,流动稳定顺畅。

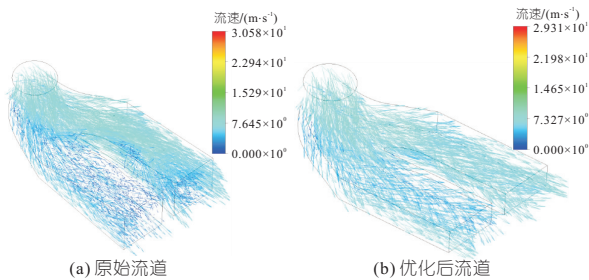


图 4 尾水区域速度矢量

Fig. 4 Velocity vector in tailwater area

由水轮机性能计算结果(表 2)可知,机组流道优化后,水轮机机组性能较流道优化前大幅提高,水轮机效率增加了 3%,出力增加了 0.245 MW。

表 2 流道优化前后水轮机性能计算结果

Tab. 2 Calculation results of hydraulic turbine performance before and after flow channel optimization

项目	水头 H	出力 N	水机效率	对应流量
	/m	/MW	$\eta/\%$	$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
原始流道	10.9	3.890	84.1	44.03
流道优化后	10.9	4.135	87.1	44.47

由水轮机流场云图可以看出,机组在流道优化后,水轮机内部特别是尾水区域流场分布理想,流态符合水轮机内部流动规律,流道优化前尾水区域内大部分回流和出口速度降低的现象基本消失。

2.2 更换水轮机及优化叶片出口安放角分析

2.2.1 新转轮参数

电站由于扩容改造,将 4 叶片水轮机改造为 5 叶片水轮机,新转轮叶片的出流与原尾水管不匹配,造成了尾水管内水体流态紊乱。为此,可考虑更换新转轮,使新转轮与原有尾水管匹配。从水轮机理论分析,新转轮应满足如下要求^[2-3]:①

额定工况点的单位转速不变;②采用 4 叶片转轮;③减小轮毂比;④合适的转轮叶片出口安放角。满足①的理由是发电机转速不变;满足②的理由是叶栅的导向性;满足③的理由是减少轴面流速,同时减少转轮出口水流至尾水锥管时,变化较大引起局部水头损失;满足④的理由是叶片的出口安放角决定了转轮出口水流直接传至尾水锥管的速度环量(图 5)。

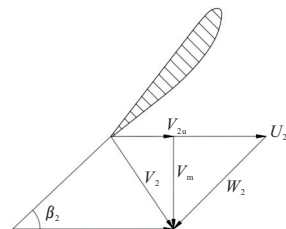


图 5 转轮出口流速三角形

Fig. 5 Runner outlet flow velocity triangle

$$V_m = \frac{Q}{D_1^2(1-d^2)} \quad (6)$$

$$V_{2u} = U_2 - V_m \cot \beta_2 \quad (7)$$

式中, V_m 为水轮机轴面流速; D_1 为水轮机直径; d 为水轮机轮毂比; V_{2u} 为叶片出口速度圆周分量; U_2 为叶片出口圆周速度; β_2 为叶片出口安放角。

优化主要通过改变额定工况下导叶与桨叶的协联关系实现,第一次桨叶 33° ,导叶 48° ;第二次桨叶 35° ,导叶 52° ,拟定新转轮参数见表 3。

表 3 ZZ660C-LH-250 水轮机拟定新转轮参数

Tab. 3 Proposed parameters of new runner

参数	单位	取值	参数	单位	取值
最大水头	m	13.3	比转速	rpm	623
额定水头	m	10.9	模型空化系数		0.77
最小水头	m	6.0	装机高程(桨叶中心线)	m	104
机组额定点出力	kW	3 918	水轮机允许安装高程	m	104.42
水机最高效率	%	94	导叶数量		24
设计工况点效率	%	89	导叶高度		0.4
单位流量	L/s	2 136	导叶分布圆		$1.16D_1$
设计流量	m^3/s	42.3	轮毂比		0.35
额定转速	r/min	187.5	转轮叶片数		4
飞逸转速	r/min	437	蜗壳包角	($^\circ$)	180
单位转速	rpm	142	尾水管相对高度		2.52

2.2.2 模型与方法

CFD 分析采用 SST 方程组,其控制方程为:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \kappa)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega \kappa + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\kappa \mu_t \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{v_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \omega^2}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (9)$$

式中, ρ 为流体密度; κ 为湍动能; t 为时间; u_j 为速度矢量; x_j 为空间坐标; P 为湍流生成项; β^* 、 μ 、 σ_κ 、 γ 、 β 、 σ_{ω_2} 为常数; ω 为湍流耗散率; μ_t 为湍流粘度; ν_t 为运动湍流粘度; F_1 为混合函数。

网格精度划分见表 4。

表 4 全流道 CFD 计算网格单元数

Tab. 4 Number of grid elements calculated by full-flow channel CFD

	蜗壳	固定导叶	活动导叶	尾水管	叶轮	总数
网格数目 (单元数)	2 697 850	2 195 445	2 495 424	2 323 344	3 004 848	12 716 911

第一次迭代叶片型线见图 6(a), 第二次迭代叶片型线见图 6(b), 二者对比可知流角和出水边改动较大(图 7)。

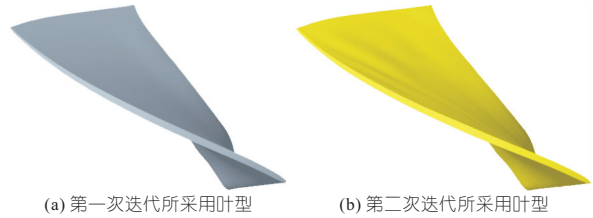


图 6 轮毂比 0.35 叶片图

Fig. 6 Blade profile with turbine hub ratio 0.35

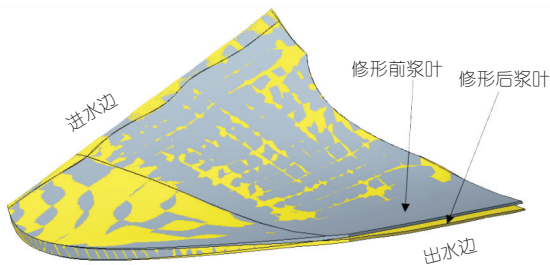


图 7 两次迭代叶片型线对比

Fig. 7 Comparison of blade profile of two iterations

2.2.3 计算结果与讨论

由图 8、9 可知, 尾水管内水体沿流动方向支墩左侧的流道内存在明显低速涡流, 造成尾水管内较大的流动损失, 右侧流动良好。产生该现象的原因是转轮出口处的环流和尾水管结构不对称, 当然, 从压力云图可看出水流从尾水管进口到出口速度逐渐降低, 压力逐渐升高, 回收转轮出口水流动能效用明显。这恰恰是更换转轮较之尾水管修形的一个固有优势。

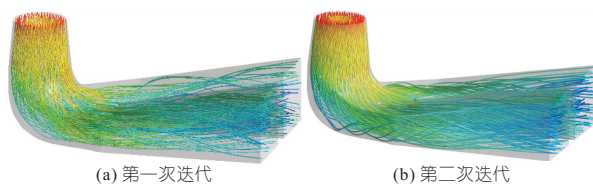


图 8 轮毂比 0.35 流线图

Fig. 8 Flow chart of wheel to hub ratio 0.35

由图 9 可知, 第一次迭代到第二次迭代后, 尾

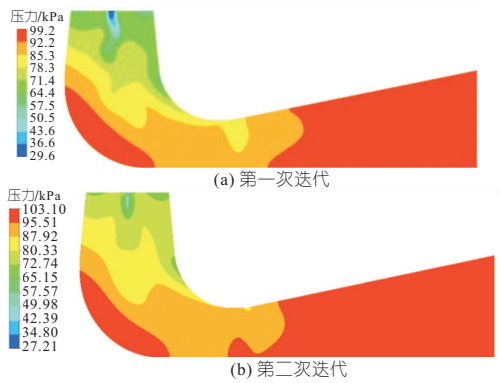


图 9 轮毂比 0.35 压力云图

Fig. 9 Pressure contour map with hub turbine ratio 0.35

水管涡流现象大为减轻, 流场基本均匀顺畅, 虽在弯肘管略微存在涡流, 但已不能显著影响流态。

由图 8 可知, 第一次迭代到第二次迭代后, 尾水管涡流现象大为减轻, 流场基本均匀顺畅, 虽在弯肘管略微存在涡流, 但已不能显著影响流态。表 5 为各方案效率方面计算结果统计, 可看到经过迭代总效率有所提升。同时, 两种转轮优化方案均优于流道优化方案的最终结果。

表 5 计算结果

Tab. 5 Calculation results

迭代方案	水头 H/m	单位流量 $Q / (m^3 \cdot s^{-1})$	输出功率/kW	叶轮效率 $\eta_n/\%$	尾水管前的总效率 $\eta_m/\%$	尾水管效率 $\eta_d/\%$	总效率 $\eta/\%$
第一次	10.92	2.032	4 010	95.99	94.08	92.79	87.3
第二次	10.92	2.142	4 181	95.95	94.6	93.65	88.6

3 结论

a. 通过尾水管修形和更换转轮皆可改善德能湘江水电站尾水管流态, CFD 数值化分析表明, 前者可使水轮机额定工况下总效率达 87.1%, 后者可达 88.6% (主要是尾水管出口水流动能回收值相对较高)。

b. 采用尾水管修形的办法须改变水工建筑物结构, 施工困难, 且可能引发较大的停电损失。

c. 更换转轮方案实施起来较为灵活, 例如可选择多种型线叶片并采用不同出口安放角进行比较, 而制造转轮可在工厂进行, 时空上不与径流发生冲突, 因而停电损失小。因此, 最终选择更换转轮方案。

参考文献:

[1] 柯尔东 А Ю, 爱津贝尔格 И Э. 水轮机原理与流体动力学计算基础[M]. 郑熊, 译. 北京: 中国工业出版社, 1963.

[2] 华东水利学院. 水轮机(下册)[M]. 北京: 电力工业出版社, 1980.

[3] 程良骏. 水轮机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

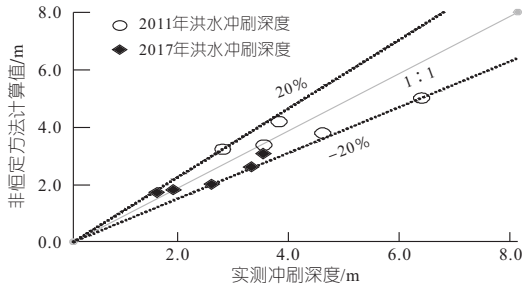


图 7 非恒定方法计算结果与实测值对比

Fig. 7 Comparison of calculated scour depth by unsteady flood method and field measured data

b. 现有堤防规范公式过低地估计了塘脚冲刷深度,其与实测值误差在 40%左右。基于河床变形理论提出了基于非恒定洪水过程的塘脚冲刷预测方法,利用该方法其冲刷预测误差可降低至 20%,这为类似海塘工程的塘脚冲刷计算提供了一种技术借鉴。

参考文献:

[1] 张伯虎,潘存鸿,胡成飞,等. 钱塘江河口古海塘塘前滩地冲刷研究[J]. 上海国土资源,2020, 41(2): 78-82.

[2] 王忠权,魏小旺,陈文江. 钱塘江海宁临江古海塘堤前河床冲刷机理及冲刷高程研究[J]. 水利规划与设计,2022(6): 63-68.

[3] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 堤防工程设计规范:GB50286-2013[S]. 北京:中国计划出版社,2013.

[4] 张元明. 堤防设计中堤身及冲刷计算探讨[J]. 甘肃水利水电技术,2013, 49(7): 41-44.

[5] 魏炳乾,孙小军,宁利中,等. 缓变弯道河道冲刷试验研究[J]. 水力发电学报,2007, 26(2): 99-103, 98.

[6] 吴文霞,魏凯,刘加龙,等. 游荡型河道堤防堤脚水平柔性护垫结构研究[J]. 中国农村水利水电,2021(5): 68-73,79.

[7] 张芝永,曾剑,史英标,等. 浙江省河口海岸地区海塘塘脚冲刷问题探讨[J]. 浙江水利科技,2022, 50(1):1-4,9.

[8] 王兆印,徐永年,苏晓波. 挟沙水流的冲刷率及河床惯性的研究[J]. 泥沙研究,1998, 23(2):1-9.

[9] 舒安平. 水流挟沙能力公式的转化与统一[J]. 水利学报,2009, 40(1):19-26,32.

[10] 潘存鸿,曾剑,唐子文,等. 钱塘江河口泥沙特性及河床冲淤研究[J]. 水利水运工程学报,2013, 41(1): 1-7.

Scour Characteristics at the Toe of Xijiangtang Seawall in Qiantang Estuary

ZHANG Zhi-yong^{1,2}, CHEN Fu-yuan^{1,2}, ZENG Jian^{1,2}, YANG Yuan-ping^{1,2}, HE Kun^{1,2}

(1. Zhejiang Institute of Hydraulics and Estuary, Hangzhou 310020, China;

2. Key Laboratory of Estuary and Coast of Zhejiang Province, Hangzhou 310020, China)

Abstract: The scour of seawall toe is the one of the main factors for influencing structural stability of seawall estuary. The study of the scour characteristics at seawall toe under complex hydrodynamics and prediction method is of great significance for the seawall stability. Based on the field monthly measured topographic data since 2010, the time evolution of toe scour at Xijiangtang Seawall in Qiantang Estuary was discussed and the influence of flood was identified. The research results show that the seawall toe is eroded during flood, while there is silting during tide, and the critical flood discharge for scouring is about 5 000 m³/s. Based on the theory of sediment carrying capacity and riverbed deformation, a new scour prediction method is developed and the relative error is significantly improved within 20%.

Key words: estuary; seawall toe scour; sediment carrying capacity; prediction method



(上接第 194 页)

Improvement of Flow Pattern in Tailrace Conduit of Deneng Xiangjiang Hydropower Station

TANG Ren-hu¹, ZHENG Ji-si²

(1. Hunan Deneng Xiangjiang Hydropower Co., LTD., Yongzhou 425917, China;

2. Shenzhen Energy Science and Technology Co., LTD., Shenzhen 518133, China)

Abstract: In response to the evident phenomena of flow separation and backflow, low efficiency, and increased cavitation in the tailrace conduit of the Deneng Xiangjiang Hydropower Station after expansion, computational fluid dynamics (CFD) analysis was employed. Two methods, namely, modifying the shape of the tailrace conduit or replacing the runner, were proposed to improve the flow pattern within the tailrace conduit. Research has demonstrated the effectiveness of both methods, which can provide reference for similar projects.

Key words: draft tube; water flow pattern; CFD; blade setting angle