排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2013 年 8 月 Aug. 2013 | 第 31 卷 第 8 期 Vol. 31 No. 8
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.08.007

溪洛渡水电站巨型混流式水轮机水力开发

王钊宁[1,2]，郭鹏程[1]，罗兴锜[1]，王亚林[2]
（1. 西安理工大学水利水电学院，陕西 西安 710048；2. 东方电气集团东方电机有限公司，四川 德阳 618000）


王钊宁

摘要：针对溪洛渡水电站机组具有水头高、变幅大和单机容量为 770 MW 的巨型混流式水轮机水力开发的特殊问题展开研究. 从水力稳定性控制的角度，讨论了水轮机水力开发条件，论证了额定转速、单位流量、单位转速、设计水头等 4 项关键水力参数和导叶相对高度、进出口转轮直径之比等 2 项关键几何参数的选择原则与匹配关系. 并通过研究对比不同水力初设方案，分析不同设计参数可能引发的水力稳定性问题，结果表明：在巨型混流式机组的设计过程中应该选择较低的水力参数进行设计. 研究结果显示，通过提高设计水头的水力优化措施既使得转轮叶片进水边背面初生空化远离了水轮机的运行范围，又改善了水轮机高水头部分负荷运行区转轮内的流道旋涡特性. 最后根据模型验收试验证明了所采用的水力设计方法具有实际工程应用价值.

关键词：溪洛渡水电站；混流式水轮机；水力设计；参数论证
中图分类号：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2013)08-0681-07
王钊宁，郭鹏程，罗兴锜，等. 溪洛渡水电站巨型混流式水轮机水力开发[J]. 排灌机械工程学报，2013，31(8)：681-687.

水利水电工程

Hydraulic design of giant-scale Francis turbine in Xiluodu hydropower plant

Wang Zhaoning[1,2], *Guo Pengcheng*[1], *Luo Xingqi*[1], *Wang Yalin*[2]
(1. School of Hydropower Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an, Shaanxi 710048, China; 2. Dongfang Electric Machinery Co., Ltd., Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: According to high water head, large head variation and 770 MW unit capacity, a study of hydraulic design of the giant Francis turbine units in the Xiluodu hydropower plant was carried out. From the view of hydraulic stability control, the hydraulic design condition was discussed. The selecting principle and matching relationship of four key hydraulic parameters including rated speed, unit discharge, unit speed, design head as well as two important geometric parameters covering guide vane relative height and diameter ratio of the runner inlet and outlet, were demonstrated. The possible stability problems induced by different hydraulic design parameters were analyzed by comparing different preliminary design schemes, and the viewpoint of selecting low hydraulic design parameters in developing giant Francis turbine was emphasized. The results show that increasing design head can improve the vortex flow characteristics in the runner channel at the high head part load operating region, and can make the incipient cavitation at the suction surface of the blade inlet side far away from the operation region of the hydraulic turbine. Finally, it has been proved that the hydraulic design adopted has practical engineering values by the model acceptance test.

Key words: Xiluodu hydropower station; Francis turbine; hydraulic design; parameter determination

收稿日期：2012-09-12；**网络出版时间**：2013-07-20
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20130720.0935.006.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50979091)；陕西省自然科学基础研究计划项目(2012JM7005)；陕西省教育厅专项科研计划项目(2010JK735)
作者简介：王钊宁(1982—)，男，陕西岐山人，博士研究生(wzn8223087@163.com)，主要从事水力机械技术研究.
郭鹏程(1975—)，男，陕西府谷人，副教授，博士(guoyicheng@126.com)，主要从事水力机械技术研究.

巨型混流式水轮机的开发一直是水力机械研究领域关注的热点. 而巨型混流式水轮机的水力开发存在与一般水轮机不同的特殊问题,该类机组的出力和转轮直径都很大,其主轴转频较低,压力脉动频率更易与机组和厂房的固有频率接近. 另外,当机组运行在部分负荷工况时,还会存在特有的不稳定区,导致机组在低水位或调峰运行时,负荷过低而激发振动,致使机组出现出力摆动和叶片颤振失稳等问题的几率增大,严重威胁机组的安全稳定运行[1-2]. 李启章[3]的研究也表明,水电机组的振动稳定性水平和机组的尺寸有明显的相关性.

文中从水力开发角度出发,开展金沙江溪洛渡水电站巨型混流式水轮机水力开发研究. 水电站位于四川省雷波县和云南省永善县境内,是一座以发电为主,兼有拦沙、防洪和改善下游航道条件等综合利用的巨型水利枢纽工程,2 座地下厂房布置在左、右岸山体内,各装设 9 台额定功率 $P_g=770$ MW 的巨型水轮发电机组. 电站最高水头 $H_{max}=229.4$ m,加权平均水头 $H_a=191.7$ m,额定水头 $H_r=197.0$ m,最低水头 $H_{min}=154.6$ m. 水轮机安装高程 Δ(导叶中心线)359.00 m. 水轮机额定转速 $n_r=125$ r/min,额定出力 $P_r=784$ MW,水轮机极限最大出力 $P_{max}=870$ MW. 2009 年 1 月在东方电机有限公司 DF-100 水力机械通用试验台上完成了溪洛渡水电站水轮机模型验收试验.

1 水轮机主要水力参数论证

1.1 水轮机额定转速 n_r 的选择

溪洛渡机组的单机容量为 770 MW,属水头高、变幅大的巨型机组,除此以外,世界上还没有如此高水头和装机容量的机组,仅有在建的小湾机组,其水头及机组容量与溪洛渡机组相似. 在没有成功运行经验的基础上,水轮机参数选择的合理性将显得尤其重要,额定转速的选择更应当慎重[4-5].

溪洛渡机组可选额定转速有 $n_r=125.0$ r/min 及 $n_r=136.4$ r/min 这 2 种,其对应比转数 n_s 分别为 153.7,167.7;比速系数 K 分别为 2 096,2 287,从比转数和比速系数看都在合理的范围内[6]. 对 2 种不同比转数,设计中采用不同的水力及几何参数组合,设计出满足需要的机组. 表 1,2 给出了溪洛渡水轮机不同转速、不同直径时水轮机的水力参数. 表中,H 为水头;额定单位流量为

$$Q_{11r}=713\ 000/(9.792D_1^2H_r^{1.5}\eta_r), \quad (1)$$

其中:D_1 为转轮直径,H_r 为额定水头,η_r 为额定效率,按 93% 计,最优单位流量为

$$Q_{110}=Q_{11r}/1.3. \quad (2)$$

表 1 额定转速 $n_r=136.4$ r/min 时不同 D_1 对应的水力参数

Tab. 1 Hydraulic parameters with different D_1 under rated speed $n_r=136.4$ r/min

D_1/m	n_{110}/(r·min^{-1})			Q_{110}/Q_{11r}
	$H=209$ m	$H=216$ m	$H=220$ m	
7.1	67.0	65.9	65.3	0.471 0/0.612 3
7.2	67.9	66.8	66.2	0.458 0/0.595 4
7.3	68.9	67.8	67.1	0.445 5/0.579 2
7.4	69.8	68.7	68.1	0.433 6/0.563 7

表 2 额定转速 $n_r=125.0$ r/min 时不同 D_1 对应的水力参数

Tab. 2 Hydraulic parameters with different D_1 under rate speed $n_r=125.0$ r/min

D_1/m	n_{110}/(r·min^{-1})			Q_{110}/Q_{11r}
	$H=209$ m	$H=216$ m	$H=220$ m	
7.1	62.3	61.2	60.7	0.458 0/0.595 4
7.2	63.1	62.1	61.5	0.445 5/0.579 2
7.3	64.0	62.9	62.4	0.433 6/0.563 7
7.4	64.8	63.8	63.2	0.422 1/0.548 7

从表 1,2 可以看出,如果溪洛度水电站采用 $n_r=136.4$ r/min 的额定转速,水轮机直径 $D_1=7.2$ m 时,水轮机的最优单位转速 n_{110}必须达到 66.8 r/min 左右,最优单位流量 Q_{110}为 458 L/s,该参数稍微偏高,但仍在合理范围内;直径 $D_1=7.3$ m 时,最优单位流量 Q_{110}与最优单位转速 n_{110}的搭配不甚合理,即 136.4 r/min 的额定转速水轮机直径 D_1 应小于 7.3 m,较为合理的转轮直径为 $D_1=7.2$ m 左右.

与之相反,若采用 $n_r=125.0$ r/min 的额定转速,水轮机直径 D_1 在低于 7.3 m 之后,水轮机的最优单位转速 n_{110}必须低于 62.0 r/min,最优单位流量 Q_{110}大于 440 L/s,单位转速偏低;直径 $D_1=7.4$ m 时,最优单位流量与最优单位转速的搭配比较合理.

通过比较,2 种额定转速都会有较为合理的水力参数,但采用 $n_r=136.4$ r/min 的高参数设计,将使水轮机的转轮及导水机构的流速有较大提高. 从高水头机组的破坏情况可知,导水机构磨蚀都比较严重,而导水机构的磨蚀与流速 2~4 次方成正比. 因此,从磨蚀的角度看,$n_r=136.4$ r/min 的额定转速方案将比 $n_r=125.0$ r/min 额定转速方案磨蚀要严重.

另外,从目前国内已投运的大型电站可知,出现诸如叶片裂纹、机组振动问题的机组较多,虽然还没有找到出现这些问题的具体原因,但这些问题的出现与水力参数的选择和水力设计不无关系. 目

前普遍认为，以上问题的出现与水轮机参数较高和参数选择不合理有相当紧密的关系[5-7]. 在对大型水轮机出现叶片裂纹、机组振动等问题还没认清以前，溪洛渡水电站水轮机宜选择较低参数，即采用 n_r = 125.0 r/min 方案.

1.2　溪洛渡水电站稳定运行范围分析

图 1 – 3 给出了溪洛渡水电站的水库运行方式和加权因子的分布情况，图中 W_i 为权重；P 为负荷；A 为百分比. 可以看出水轮机运行的特点，即机组的发电量主要集中在 170 ~ 180 m，210 ~ 230 m 这 2 个水头区域.

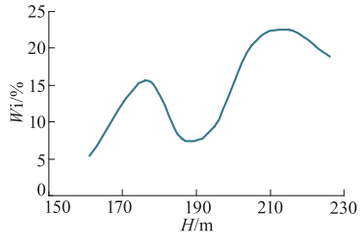


图 1　水头与加权因子关系

Fig. 1　Relationship between water head and weighted factor

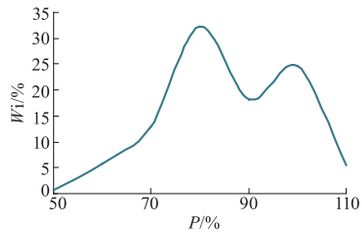


图 2　负荷与加权因子关系

Fig. 2　Relationship between load and weighted factor

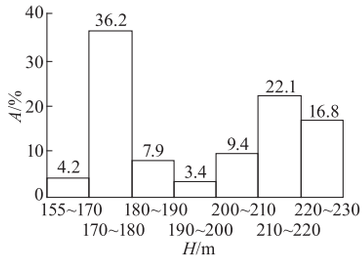


图 3　不同水头段发电量占年电量的比值

Fig. 3　Ratio of generated energy production in different head segments

水头 H 在 170 ~ 180 m 时，负荷主要集中在 (80% ~90%)P（当运行水头在最低水头 H_{min} 和额定水头 H_r 之间时，P 为额定开度下水轮机的最大出力；在额定水头 H_r 和最高水头 H_{max} 之间时，P 等于水轮机的额定出力 P_r），此时水轮机的最小单位流量约 430 L/s，对应水轮机开口 a 为 23° ~ 27°. 该区域水轮机的稳定性较好，水力设计能完全保证压力脉动相对值小于 3%.

水头 H 在 210 ~ 230 m 时，水轮机的负荷主要集中在 (80% ~ 100%)P 之间，70% 负荷也占有较大比重；该水头段的 80% 以上负荷区，水流冲角和环量都较小，水轮机尾水管压力脉动值相对较小. 而在 80% 以下负荷区，由于冲角和环量的增大，使叶片产生脱流，从而导致转轮中的水流紊乱，引起水轮机的振动及叶片裂纹，因此，对该区域水力稳定性的控制将是水轮机稳定运行的关键. 目前大家普遍认为，水轮机的最大压力脉动绝对值应控制在 10 m 水柱以内. 对于高水头水轮机而言，10 m 脉动水头的作用力对机组应力提高所占比重相对较小，10 m 水柱压力脉动绝对值应是比较安全的，该脉动值相对于最大水头为 4.3%.

在空载负荷时，由于水轮机的工作应力较低，压力脉动稍大也不会对水轮机造成太大的损害. 但由于水轮机要热备用，因此该区域的压力脉动可给予适当控制.

在空载至 50% P 负荷范围内，叶道涡严重，压力脉动也大，高水头机组应避免在该区域运行.

在 (50% ~60%)P 负荷左右，由于水力特性所致，水轮机往往有较大的振动，对于多机组电站，可通过机组间负荷的合理分配，尽可能避免机组在该区域运行.

表 3 为各运行范围内尾水管最大压力脉动推荐值，表中 B 为尾水管最大压力脉动. 根据以上分析，溪洛渡水轮机的最大压力脉动控制在表 3 所示的推荐值范围内是合理的.

表 3　各运行范围内尾水管最大压力脉动推荐值

Tab. 3　Maximal pressure pulsation of draft tube recommended in operating regions

H/m	B/%			
	空载	(0 ~ 50%)P	(50% ~ 70%)P	(70% ~ 100%)P
$H_{min} - H_r$	5.5	6.0	5.0	3.0
$H_r - H_{max}$	4.5	5.0	4.0	3.0

1.3　单位流量 Q_{11} 与单位转速 n_{11} 的选择

通过前期的论证，溪洛渡水电站选择了 n_r = 125.0 r/min 的同步转速，其比转数 n_s = 153.7，比速系数 K = 2 095.6，该参数水平稳妥而合理.

近年来，由于水力设计的手段和设计观念上的变化，对于同一个电站，不同设计单位和不同设计

人员所采用的水力参数可能有很大不同,但标准是应使各水力参数之间、各几何参数之间以及水力参数和几何参数之间都有比较协调的匹配关系.

目前,与溪洛渡水头相近的电站有拉西瓦、小湾、锦屏一级等,最大水头 H_{max} 为 220 ~ 250 m,都已对其模型参数作了大量的前期研究工作,有很好的技术基础[4-6]. 根据溪洛渡水电站最新参数要求,通过论证,建议模型水轮机水力参数为:最优点单位转速 n_{110} 在 62.8 ~ 64.0 r/min;最优点单位流量 Q_{110} 在 410 ~ 430 L/s;额定点单位流量 Q_{11r} 在 550 ~ 565 L/s. 该参数是较低的参数搭配,水力设计和模型试验都已验证了其合理性.

采用以上预期的模型参数后,额定单位流量与最优单位流量的比值在 1.28 ~ 1.38. 对于 1.28 的比值也可完全保证水轮机在最高水头下最大出力时,其流量大于该水头下的最优流量,同时可保证高水头下机组出力为(80% ~ 100%)P 时,水轮机能可靠安全地运行. 而在采用 1.38 的大比值时,也不至于使水轮机的空化性能过于恶化.

1.4 设计水头 H_{opt} 的选择

从目前的研究结果可知,水轮机在低水头运行时的稳定性普遍比高水头要好,另外,溪洛渡水电站实际运行水头几乎不会出现在 165 m 以下. 即使在低水头运行,也主要是在丰水期. 这就决定了机组在低水头时主要在大负荷工况区域运行. 模型试验和运行实践均证明该区域水轮机的稳定性较佳.

溪洛度电站水轮机的设计水头 H_{opt} 应在 209 ~ 216 m,甚至可以到 220 m. 此时,设计水头与最大和最小水头的比值分别为 H_{max}/H_{opt} = 1.100 ~ 1.065, 1.045(H_{opt} = 220 m);H_{min}/H_{opt} = 0.742 ~ 0.718, 0.705(H_{opt} = 220 m). 以上设计水头与最大水头的比值最大值与天生桥相当,比小湾、水布垭、二滩、龙羊峡都要小. 只要水力设计合理,高水头的稳定性应不会出现太大问题. 最小水头与设计水头比值的最小值比龙羊峡电站大,与小湾较为接近,比水布垭、二滩电站小,但溪洛渡水电站出现 165 m 以下水头的概率很小,且此时水轮机主要运行在大开度下. 该区域水轮机的水力稳定性较好,只要水轮机的负荷调度合理,可以保证水轮机的安全稳定运行.

1.5 水轮机主要水力参数

根据上述模型设计目标参数,预计溪洛渡水电站水轮机的初步真机参数:额定出力为 784 MW;最大出力为 840 MW;额定转速为 125.0 r/min;最大水头为 230 m;额定水头为 186 m;设计水头大于 209 m;额定单位流量约为 560 L/s;最高效率≥95.5%;额定点临界空化系数≤0.06;转轮标称直径约为 7.4 m;水轮机最大压力脉动≤6.0%.

2 水轮机主要几何参数选择

2.1 B_0/D_1 的选择

导叶相对高度 B_0/D_1 的选择对于保证水轮机各种水力性能非常重要,但同时 B_0/D_1 的选择又必须考虑水轮机转轮、活动导叶和固定导叶的机械强度特性以及机组的尺寸限制和制造成本. 一般而言,水轮机水头愈高,B_0/D_1 愈小. 然而,近年来,由于许多先进可靠的机械强度计算软件的采用和大量高强度新材料的使用,在相同最高水头下,B_0/D_1 有很大的提高. 例如,最高水头为 189 m 的二滩电站水轮机,其 B_0/D_1 = 0.234. 通过对国内最高水头同溪洛渡水电站相近的水布垭、小湾等电站进行计算、分析论证后表明,在最高水头为 200 ~ 250 m 时,B_0/D_1 宜选择在 0.170 ~ 0.210 范围内. B_0/D_1 的选择对控制导水机构内的最大流速非常重要,同时,B_0/D_1 的选择对水轮机水力稳定性也有很大影响,国内外许多电站运行表明,较低的 B_0/D_1 对减小尾水管压力脉动和由流道旋涡引起的高频压力脉动、减少转轮内的二次流动均很有效.

鉴于溪洛渡水电站对机组水力稳定性和运行可靠性都有很高要求,水轮机采用了较低水力参数的设计,导叶高度也因此采用低参数的流道. 通过改变 B_0/D_1 进行多种转轮水力设计的 CFD 分析,溪洛渡水轮机导叶高度 B_0/D_1 为 0.170 ~ 0.185 时较为合理.

2.2 转轮直径 D_2/D_1 的选择

转轮直径 D_2/D_1 的选择除影响水轮机能量、空化特性外,还对水轮机转轮出口最大流速有很大影响. 一般的,D_2/D_1 愈小,转轮出口最大流速愈低. 最近的研究还表明,D_2/D_1 的选择对水轮机的水力稳定性有很大影响,降低 D_2/D_1 有利于均匀转轮和尾水管内的流动,从而改善水轮机的水力稳定性. 考虑溪洛渡水轮机的运行条件和泥沙特性,认为溪洛渡水轮机转轮 D_2/D_1 最好小于 0.87. 通过改变 D_2/D_1 进行多种转轮水力设计的 CFD 分析,溪洛渡水轮机转轮 D_2/D_1 应为 0.83 ~ 0.86.

2.3 转轮设计

水轮机水力设计的大量优化工作集中在转轮上,围绕稳定性这一中心,溪洛渡水轮机转轮水力

设计中主要采取了 2 种水力优化措施.

1）提高设计水头 H_{opt}. 针对电站的水头范围、运行特点以及大型混流式水轮机常出现的问题，溪洛渡转轮水力设计的不同设计方案最终选取的设计水头（最优效率点的水头）为 $H_{opt}=209\sim216$ m. 采用以上设计水头在水力性能方面的好处有：

第一，转轮叶片进水边背面初生空化远离水轮机的运行范围. 一般的，当水头从最优水头向高水头移动时，来流对叶片正面的冲击对水头的变化较为敏感，甚至当水头 $H=(1.1\sim1.2)H_{opt}$ 时，叶片进口背面就开始出现脱流. 相反，当水头从最优水头向低水头移动时，叶片正面的脱流（主要指大开口）则对水头的变化不很敏感，即使在 $H=(0.7\sim0.8)H_{opt}$ 范围内，叶片正面都不会出现明显的流动分离. 建议方案中，最高水头与设计水头比值的最大值为 1.1，最低水头与设计水头比值的最小值为 0.7，在正常使用范围内，采用以上较高的设计水头有利于在溪洛渡水电站的整个运行区彻底消除叶片进水边正背面初生空化.

第二，改善水轮机高水头部分负荷运行区转轮内的流道旋涡特性. 流道旋涡主要存在于大变幅水头电站高水头小导叶开度运行区，因叶片进口脱流和转轮内二次流动产生，选择较高的设计水头，可使水轮机在高水头部分负荷运行时的进口冲角减小，有利于减小水轮机高水头部分负荷区因流道旋涡产生的高频压力脉动.

2）叶片的特殊设计. 综合考虑了溪洛渡水电站较大的水头变幅、运行特点和水力参数以及能量、空化、抗磨损特性、水力稳定性等特性，在溪洛渡水轮机转轮水力优化设计时采用了特殊的叶型设计，以使其适应较大水头变幅，这种类型的混流式转轮在水力性能上具有其突出的优点.

3　全流道、多工况点的优化设计

从上面的参数分析可见，水力设计是非常复杂的系统工程，设计中不仅需要考虑多个水力参数和多个约束，而且各水力参数之间既有相关性又相互矛盾，加之一些优化设计准则还不能建立起精确的数学模型，要达到工程应用级的多目标优化系统还有待完善. 在溪洛渡的水力优化设计中利用多目标优化的思想，把 CFD 分析、模型试验、设计经验相结合进行水轮机的全流道、多工况点、多目标联合优化[8-11].

3.1　转轮多工况点、多目标优化设计

为保证水轮机在较大的水头变化范围及负荷变化范围内稳定、高效地运行，在水力设计中应避免在小范围内突出优化高效率点. 在水力设计时应充分考虑效率、空化、稳定性的统一，并兼顾高水头部分工况的稳定性和低水头大出力的可靠性. 要充分利用水力设计经验和数值优化技术，在较大的水头范围及较大的变化范围内对水轮机转轮叶型，进、出口边等几何参数进行优化，开发出水力性能优良的水轮机.

3.2　全流道优化设计

在蜗壳、固定导叶、活动导叶、尾水管的设计中，首先根据电站的要求和设计经验对各部件初步设计，利用 CFD 分析进行蜗壳与固定导叶和活动导叶、活动导叶与转轮、转轮与尾水管之间耦合计算和优化，快速获得满足各分布规律的几何设计；其次进行全流道计算，优化各部件，使各部件设计匹配合理，同时根据电站的具体特点调整各部件匹配关系，最大限度地提高机组的综合性能，使水力稳定性和加权平均效率均达到较好状态.

3.3　水力优化结果

通过转轮多工况点、多目标，过流部件的全流道优化设计和两轮模型试验的验证，成功为溪洛渡水电站设计出综合性能优良的水轮机. 图 4 为优化前后等单位流量下模型水轮机效率 η 的对比，图 5 为优化前后等单位转速下模型水轮机效率的对比.

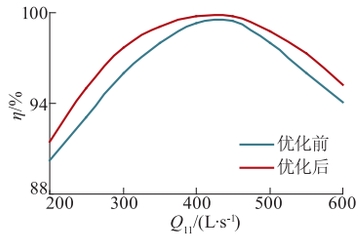


图 4　优化前后等单位流量下模型水轮机效率对比

Fig. 4　Efficiency comparison before and after optimization at the same unit discharge

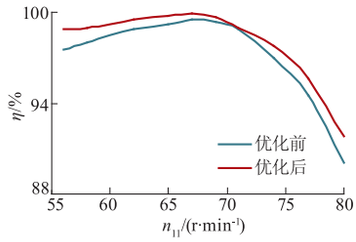


图 5　优化前后等单位转速下模型水轮机效率对比

Fig. 5　Efficiency comparison before and after optimization at same unit speed

4 模型水轮机验收结果

2009年1月在东方电气集团东方电机有限公司DF－100水力机械通用试验台上完成了溪洛渡水电站水轮机模型验收试验.

4.1 能量与空化性能试验

能量试验在电站装置空化系数、不补气条件下进行;试验水头 $H_{test}\geqslant 30$ m. 模型水轮机最优工况点效率 $\eta_{optm}=95.03\%$,额定工况效率 $\eta_{rm}=92.82\%$,加权平均效率 $\eta_{am}=93.87\%$;效率换算按IEC995—1991进行. 对应的原型水轮机最优工况点效率 $\eta_{opt}=96.61\%$,额定工况效率 $\eta_r=94.38\%$,加权平均效率 $\eta_a=95.44\%$.

空化试验水头 $H_{test}\geqslant 30$ m,空化参考面为导叶中心线. 在主要特征运行工况下,电站装置空化系数 σ_p 与初生空化系数 σ_i 的比值 $\sigma_p/\sigma_i>1.1$,电站装置空化系数 σ_p 与临界空化系数 σ_l 的比值 $\sigma_p/\sigma_l>1.6$. 另外,与电站装置空化系数相对应的空化观察试验发现,叶道涡发展线在小于47%保证出力以下出现,叶片进口边正面以及背面初生空化线在电站运行水头范围之外;在电站运行水头范围及满负荷范围内,无可见卡门涡.

4.2 压力脉动试验

压力脉动试验在不补气及电站装置空化系数条件下进行试验,空化系数参考面为导叶中心线,试验水头 $H_{test}\geqslant 30$ m. 在整个电站运行范围内,尾水管锥管距转轮出口 $0.3D_2$ 处压力脉动最大时域相对幅值 $A_{max}=3.6\%$,导叶后转轮前压力脉动最大时域相对幅值 $A_{max}=3.3\%$,蜗壳进口压力脉动最大时域相对幅值 $A_{max}=2.7\%$.

4.3 飞逸特性

在模型试验最大开度时,最大单位飞逸转速 $n_{11f}=93.30$ r/min,对应最大水头下原型水轮机最大飞逸转速 $n_f\leqslant 227$ r/min.

4.4 力特性试验轴向水推力

力特性试验包括轴向水推力和导叶水力矩2个方面. 对于轴向水推力,在电站最大水头 $H_{max}=229.4$ m,上密封为单倍设计间隙时,最大轴向水推力为 $F_{ts}=10\ 456$ kN;上密封为双倍设计间隙时,最大轴向水推力为 $F_{td}=15\ 686$ kN. 对于导叶水力矩,模型试验表明,活动导叶在开度范围 $\alpha_0=6°\sim 32°$ 的绝大部分运行范围内具有自关闭趋势.

4.5 圆筒阀模型试验

静态水推力一般随着圆筒阀开度 α_t 的减小而增大,并在12%的圆筒阀开度附近达到最大值,然后开始下降;圆筒阀静态水推力方向向下,具有自关闭性能;静态水推力与不同水头运行工况的关系不大;圆筒阀开度减小时水轮机单位飞逸转速和单位飞逸流量也下降;不同的圆筒阀开度下水轮机各部件的压力脉动略有上升,当圆筒阀开度 $\alpha_t\leqslant 20\%$ 圆筒阀最大开度后变化明显;圆筒阀水推力脉动较小,在小于20%圆筒最大阀开度后开始增大,但最大脉动值不超过2%.

5 结 论

通过对溪洛渡水电站运行特点,水力设计参数和几何参数的详细分析,通过多工况点、多目标,全流道优化等多轮数值计算和模型试验验证,成功为溪洛渡水电站开发出综合水力性能优良的巨型混流式水轮机.

参考文献(References)

[1] Wu Xiaojing, Wu Yulin, Liu Shuhong. Analysis of inner flow inside Francis turbine runner based on dissipation function[C]// Proceedings of 2008 ASME Fluids Engineering Conference. Jacksonville:[s. n.],2008.

[2] 黄源芳, 刘光宁, 樊世英. 原型水轮机运行研究[M]. 北京:中国电力出版社, 2010.

[3] 李启章. 大型水轮发电机组的振动稳定性问题[J]. 湖北电力, 2001,25(4): 20－23.
Li Qizhang. The problem of stability for the vibration on large hydro-turbine set[J]. Hubei Electric Power, 2001, 25(4): 20－23. (in Chinese)

[4] 宫晶堃. 巨型混流式水轮发电机组关键技术新发展[J]. 大电机技术, 2009(4):1－5.
Gong Jingkun. New development of the technology for huge francis hydroelectric generating units[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2009(4):1－5. (in Chinese)

[5] 田子勤, 王树清. 三峡电站水轮发电机组性能结构特点及运行稳定性研究[J]. 水力发电学报, 2009, 28(6): 105－111.
Tian Ziqin, Wang Shuqing. Study on the stability and structural characteristics of the three gorges hydro-generator units[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2009, 28(6):105－111. (in Chinese)

[6] 徐洪泉, 王万鹏, 李铁友. 论水轮机比转数选择和水

电站稳定性的关系[J]. 水力发电学报, 2011, 30(5): 220 – 223.
Xu Hongquan, Wang Wanpeng, Li Tieyou. Relationship of turbine specific speed choice and power station stability[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(5): 220 – 223. (in Chinese)

[7] 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 of pump-turbine on S-shaped region of complete characteristics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 39 – 43. (in Chinese)

[8] Wu Jingchun, Shimmei Katsumasa, Tani Kiyohito, et al. CFD-Based design optimization for hydro turbines [J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(2):159 – 168.

[9] Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Zheng Xiaobo, et al. CFD-Based match design and improving performance for Francis turbine components[C] // Proceedings of 2008 ASME Fluids Engineering Conference. Jacksonville:[s. n.], 2008.

[10] 罗兴锜, 郭鹏程, 朱国俊, 等. 基于 NSGA – II 算法的水轮机活动导叶多目标优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(5): 369 – 373.
Luo Xingqi, Guo Pengcheng, Zhu Guojun, et al. Multi-object optimum design for hydraulic turbine guide vane based on NSGA-II algorithm[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(5): 369 – 373. (in Chinese)

[11] Ventura C A M, Jacobs P A, Rowlands A S, et al. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines: An automated approach[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(3): 2 – 15.

(责任编辑　朱漪云)

(上接第 655 页)

[12] 吴大转,许斌杰,武鹏,等. 多级离心泵内部间隙流动与泄漏损失[J] 浙江大学学报:工学版,2011,45(8): 1393 – 1398.
Wu Dazhuan, Xu Binjie, Wu Peng, et al. Internal clearance flow and leakage loss in multi-stage centrifugal pump[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2011, 45(8):1393 – 1398. (in Chinese)

[13] Coutier-Delgosha O, Fortes Patella R, Reboud J L, et al. Experimental and numerical studies in a centrifugal pump with two-dimensional curved blades in cavitating condition[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125: 970 – 978.

(责任编辑　朱漪云)