文章编号:1000-8608(2015)05-0523-06

低水头混流式水泵水轮机过流能力近似计算

毛秀丽1,郑 源*1,于立婷2,屈 波3

(1.河海大学 水利水电学院,江苏南京 210098;
 2.河海大学 港口海岸与近海工程学院,江苏南京 210098;
 3.河海大学 能源与电气学院,江苏南京 210098)

摘要:为了保证电力系统的稳定运行和能源的合理利用,在综合利用的多能源小电力系统 中,一般通过低水头抽水蓄能电站水泵水轮机进行调节.低水头水泵水轮机过流特性直接影 响其性能和效率,而自身流道参数是影响水泵水轮机过流能力的主要因素.从低水头抽水蓄 能电站水泵水轮机的工作特点出发,根据水泵水轮机工作原理推导出过流能力近似计算公 式.通过数值模拟方法计算了不同水头工况的流量,并与近似计算公式结果进行了对比分析. 结果表明两者基本一致,且相对误差较小,在5%左右.

关键词:水泵水轮机;流道参数;过流能力;数值模拟 中图分类号:TK734 **文献标识码:**A **doi**:10.7511/dllgxb201505012

0 引 言

国内外抽水蓄能电站多年来的运行经验表 明,高水头抽水蓄能电站表现出较高的经济效益, 因此世界各地近年来建设的多为高水头抽水蓄能 电站,但某些地区由于受地形条件限制,低水头抽 水蓄能电站的研发与建设极为必要;再者,已建的 某些抽水蓄能电站的增装机组也是低水头水泵水 轮机^[1-2].目前,中高水头以及大容量水泵水轮机 在国内外已经有了比较深入的研究,王林锁等[3-6] 对中高水头水泵水轮机内部流场、压力脉动以及 全特性曲线等的研究做出了贡献,积累了设计、优 化、运行等众多经验,并取得了良好的效果,但是, 低水头水泵水轮机目前研究不多,与此同时,太阳 能、风能、潮汐能等新能源普遍存在的不稳定以及 不连续的问题,给综合利用与便民生活带来了困 难,为保证电力系统的稳定和能源的合理利用,在 综合利用的多能源小电力系统中,可以利用低水 头抽水蓄能电站调节,一般水头为 20~60 m,如 我国的密云、岗南、潘家口等混合式抽水蓄能电站 均为低水头电站.对于水头变化范围幅度不大的 抽水蓄能电站,则可选用结构简单、造价低廉的单 转速混流式水泵水轮机^[7].

水轮机工况或者水泵工况的过流能力不足, 将影响到水泵水轮机的性能和效率,最终导致电 网运行的不稳定^[8].水泵水轮机自身的流道参数 直接影响其过流能力,但是目前还没有简单实用 的水泵水轮机过流能力估算方法.李延频等^[9]曾 对冷却塔水轮机过流能力做了研究,近似计算结 果良好.本文针对低水头混流式水泵水轮机在抽 水蓄能电站的工作特点,研究其自身流道参数对 过流能力的影响,并提出实用的流量估算公式,以 便于在低水头水泵水轮机设计过程中进行计算.

1 近似计算公式推导

叶片形状的主要区别在于高压边叶片角 β₂(见图 1), 而β₂ 与反作用度有关.反作用度是转 轮静压能的提高与理论功的比值,是反映不同形 式叶片水力性能的指标,其表达式为

收稿日期: 2015-05-04; 修回日期: 2015-07-01.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(重点项目 51339005).

作者简介: 毛秀丽(1991-),女,博士生,E-mail:Qangle818@163.com;郑 源*(1965-),男,教授,博士生导师,E-mail:zhengyuan@ hhu.edu.cn.

$$\Omega = \frac{H_{\rm p}}{H_{\rm d}} = \frac{|u_2^2 - u_1^2| + |w_2^2 - w_1^2|}{|c_2^2 - c_1^2|} \quad (1)$$

式中:H_p为势水头;H_d为总水头;u₂/u₁、w₂/w₁、 c₂/c₁为转轮叶片进口/出口速度三角形中圆周速 度、牵连速度以及绝对速度.由于叶片形状直接影 响叶片性能,而静压能在总水头中所占的比重是 叶片式流体机械的一个重要参数,其对叶片的形 状有不同的要求^[10].

图 1 和 2 所示为水轮机流面叶片角和水泵流 面叶片角.在设计叶片选取反作用度时需考虑水 头的大小与水轮机工况和水泵工况流动特性的差 别.本文研究低水头水泵水轮机过流能力与流道 参数的近似关系,故采用较高的反作用度以免水 泵水轮机的转速过低而增加机组尺寸和质量.



图 1 水轮机流面叶片角 B1 和 B2





图 2 水泵流面叶片角 β_1 和 β_2

Fig. 2 Flow blade angle β_1 and β_2 of pump

图 3 所示为低水头水泵水轮机转轮流道, D₁、D₂分别为转轮进出口直径,b₀为导叶宽度,b₁ 为转轮进口宽度,b2为转轮出口宽度.水轮机工况 下过流能力理论表达式为水轮机流量调节方 程^[10]:

$$Q = \frac{r_2^2 \omega + H \eta g / \omega}{(2\pi b_0)^{-1} \cot \alpha_0 + (r_2/F_2) \cot \beta_2} \quad (2)$$

式中:Q为水轮机的流量,r₂为转轮叶片的出口边 半径,ω为转轮旋转角速度,H为水轮机工作水 头,η为水轮机水力效率,g为重力加速度,α₀为导 叶出口角,假定转轮出口水流角β₁和叶片出口角 β₂ 一致,F₂为转轮叶片出口断面面积.



(b)转轮流道俯视图图 3 水泵水轮机转轮流道参数Fig. 3 Channel parameters of pump-turbine runner

rig. 5 Channel parameters of pump turbine runner

为考虑水轮机流道自身对过流能力的影响, 根据实际应用情况,假定运行参数中的水头 H、 转速 n 为常数, $\omega = \pi n/30$, $r_2 = D_2/2$. 令 $r_2^2 \omega + H\eta g/\omega = C$,则式(2)可写为

 $Q = C / [(2\pi b_0)^{-1} \cot \alpha_0 + (r_2/F_2) \cot \beta_2]$ (3)

式(3) 表明了水轮机自身的过流量与导叶出 口角 α_0 、导叶宽度 b_0 、叶片安放角 β_2 之间的关系. 根据实际低水头水泵水轮机在抽水蓄能电站的设 计以及工作经验,假设有 $D_1/D_2 \approx 1.8, b_2 \approx$ $1.5b_0, b_0/D_1 \approx 0.18, \alpha_0 \approx 13^\circ, \beta_2 \approx 2\alpha_0, 则$

$$F_2 = 2\pi r_2 b_2 = 3\pi r_2 b_0 \tag{4}$$

结合式(3)、(4)有

$$Q = 6\pi b_0 C / (3\cot \alpha_0 + 2\cot \beta_2)$$
 (5)

由于 α_0 和 β_2 较小,可近似认为 $\alpha_0 \approx \tan \alpha_0$, $\beta_2 \approx 2\alpha_0 \approx \tan 2\alpha_0$, 则有

$$Q = 1.5\pi Cb_0 \tan \alpha_0 \approx 1.5\pi Cb_0\alpha_0 \qquad (6)$$

在水泵工况下运行时,入流速度的分布对转 轮工作有很大影响.弯肘型尾水管(扩散段为圆柱 管道)可向转轮提供均匀的、轴向的入流速度,故 采用这种形式的尾水管作为吸入室.对于水泵工 况下作为压水室的蜗壳,其作用为将转轮内流体 收集送到出水管路并消除流体所具有的环量,蜗 壳内的速度矩应等于转轮出口的速度矩.

水泵工况[1]

$$S_{\rm m} = 9.8 H_{\rm p} Q_{\rm p} / \eta_{\rm p} \eta_{\rm m} \cos \theta_{\rm m}$$
(7)
水轮机工况^[1]

$$S_{\rm g} = 9.8 H_{\rm t} Q_{\rm t} \eta_{\rm t} \eta_{\rm g} / \cos \theta_{\rm g} \tag{8}$$

式中: H_{p} 、 S_{m} 、 η_{m} 、cos θ_{m} 为水泵工况下扬程和电 动机的视在功率、效率和功率因数; H_{t} 、 S_{t} 、 η_{t} 、cos θ_{t} 为水轮机工况下水头和发电机的视在功率、效 率和功率因数.兼顾两种工况,理想状态下电机双 向运行视在功率 S 相等.但是实际情况下,水泵工 况电动机的端电压比水轮机工况发电机的端电压 低 5%,则在 $S_{m} = S_{g}$ 时其能量关系为^[1]

 $H_{\rm p}Q_{\rm p}/H_{\rm t}Q_{\rm t}=0.95\eta_{\rm t}\eta_{\rm g}\eta_{\rm p}\eta_{\rm m}\cos\theta_{\rm m}/\cos\theta_{\rm g}$ (9)

根据文献[10]抽水工况下电动机额定功率因 数范围为 0.9~1.0,发电工况下发电机额定功率 因数范围为 0.8~0.9,抽水工况和发电工况下电 机的效率范围均为 0.95~0.98.根据低水头水泵 水轮机工作经验,在设计水泵水轮机时,抽水工况 和发电工况的额定功率因数分别取对应范围内的 最大值和最小值,两种工况下电机效率取为对应 范围内的最小值,以此保证设计机组能够运行在 较宽高效率区,且在设计中假设水泵工况扬程与 水轮机工况水头相等^[11].所涉及的水泵水轮机的 相关参数取值为

 $H_{p} = H_{t}, \eta_{m} = \eta_{g} = 0.95, \eta_{t} = \eta_{p} = 0.9,$ $\cos \theta_{g} = 0.8, \cos \theta_{m} = 1$ 则有

 $Q_{\rm p}/Q_{\rm t} = 0.868$ (10)

可以看出在扬程和水头相等及充分发挥电机 作用的条件下,水泵工况流量约比水轮机工况流 量低13%左右.因此在式(6)基础上考虑水泵工 况下其流量可用下式计算:

$$Q = 1.3\pi Cb_0\alpha_0 \tag{11}$$

其中 $C = r_2^2 \omega + H\eta g/\omega$.

2 数值模拟验证

2.1 水泵水轮机相关参数

结合实例,通过数值模拟方法对水泵水轮机 过流能力近似公式进行验证.计算模型即为原型, 其相关参数为 $D_1 = 560 \text{ mm}, D_2 = 300 \text{ mm}, \alpha_0 =$ $13^\circ, \beta_2 = 26^\circ, n = 1\ 000 \text{ r/min} = 104.67 \text{ rad/s.} 且$ 水泵水轮机的设计水头 $H_r = 38 \text{ m}, 转轮三维空$ 间叶片如图 4 所示,叶片在垂直骨线方向厚度相 等.图 5 为叶片骨线图,在三维空间的方程为

$$y = \sqrt{a_0 + a_1 + x^2} - c_1; x \in [0, 145](12)$$
$$z = \sqrt{b_0 + b_1 + x^2} - c_2$$

其中 a_1 =4.3503, a_0 =4.6588, c_1 =-682.6691, b_1 =154.7135, b_0 =420.2421, c_2 =-16.9881.



图 4 三维叶片空间曲面图 Fig. 4 Three-dimensional curved blade



Fig. 5 The bone line of blade

在该低水头混流式水泵水轮机的设计中应用 表达式(6)和(11),假定水力效率η=0.8,计算结 果为

$$C = r_2^2 \omega + H\eta g/\omega = 5.20$$

- $\begin{aligned} Q_{t} &= 1.5\pi C b_{0} \alpha_{0} = 1.5 \times 3.14 \times 5.20 \times \\ &0.09 \times 0.23 \text{ m}^{3}/\text{s} \approx 0.51 \text{ m}^{3}/\text{s} = \\ &1.823 \text{ t/h} \end{aligned}$
- $\begin{aligned} Q_{\rm p} &= 1.3\pi C b_0 \alpha_0 = 1.3 \times 3.14 \times 5.20 \times \\ & 0.09 \times 0.23 \,\, {\rm m}^3/{\rm s} \approx 0.44 \,\, {\rm m}^3/{\rm s} = \\ & 1\,580 \,\, {\rm t/h} \end{aligned}$

2.2 数值模拟方法

本研究数值计算借用 Fluent6.3 软件模拟整 个流场(计算区域包括蜗壳、导叶、转轮和尾水 管),假设水流在流道中的流动恒定,即水流运动 参数不随时间的变化而变化.水泵水轮机内部流 动控制方程包括连续方程和时均 N-S 方程;采用 S-A 模型,既保持了涡黏模式的简单形式,也考虑 到了雷诺应力的松弛性质,应用 SIMPLEC 算法 在求解控制方程时进行速度压力耦合求解,离散 控制方程时采用二阶迎风差分格式,对压力项采 用二阶中心差分格式.同时在计算中,设置所有变 量的残差绝对值小于 10⁻⁵时收敛.

进口边界条件:水轮机工况下,在蜗壳进口边 界上给定总压;水泵工况下,假设尾水管末端断面 进口压力为 0. 出口边界条件:水轮机工况下,尾 水管出口采用自由出口边界条件;水泵工况下,蜗 壳边界断面给定出口压力.与此同时采用无滑移 固壁面条件,并假设固壁上流体的速度与固壁之 间的相对速度为零,则在临近固壁区域采用标准 壁面函数.

2.3 不同水头数值模拟计算结果

首先采用 Pro/E 软件生成三维物理模型,然

后以合适的格式导入到 Gambit 中进行网格划 分.采用适应性强的非结构化网格划分空间复杂 的蜗壳、导叶、转轮及尾水管.最终整个流道的网 格数为 725 316 个.各个工况数值计算结果如表 1 所示.其中 A_1 、 A_2 分别为公式计算结果和数值模 拟结果, δ 为误差, 且 $\delta = (A_1 - A_2)/A_1$.

从表1可以看出,不管是在水轮机工况,还是 水泵工况,公式计算结果和数值模拟结果基本一 致,流量相对误差较小,仅在5%左右.

表1 各工况流量

Tab. 1 The flow rate under different conditions

$H_{\rm r}/{ m m}$	$A_1/(t \cdot h^{-1})$		$A_2/(t \cdot h^{-1})$		$\delta/\frac{0}{2}$	
	水轮机	水泵	水轮机	水泵	水轮机	水泵
20	1 352	$1\ 175$	1 268.2	1 237.3	6.2	5.3
30	1 614	1 400	1 701.2	1 465.8	5.4	4.7
38	1 823	1 580	1 879.5	1 540.5	3.1	2.5
50	$2\ 140$	1 854	2 041.6	1 740.9	4.6	6.1

在各个水头对应的不同工况下,转轮叶片不 论是工作面还是吸力面速度分布均匀,水流从叶 片进口边均匀流至出口边没有明显的脱流、回流、 横向流动等二次流现象,整体流态顺畅.此外,各 个水头在水轮机工况下工作时,由于转轮的旋转, 尾水管进口水流有旋涡,平直段流态无旋涡;在水 泵工况工作时,尾水管流态稳定,蜗壳流动出现少 许紊乱.由于不同水头工况下设置的转速相同,且 从采样图中分析得知尾水管进口旋涡发生程度基 本相同.以 H_r=38 m 为例,图 6 即为叶片速度 图,图 7 为流场内部流线图,可以看出流线连续、 分布均匀,水泵水轮机内部流态稳定.



图 6 叶片速度图 Fig. 6 Velocity diagram of blades



图 7 叶片流线图 Fig. 7 Streamlines diagram of blades

本文采用的数值模拟方法与前阶段开发的水 动冷却塔低水头混流式水轮机^[12]数值模拟方法 相同,在前阶段进行的低水头混流式水轮机试验 中,数模和物模结果基本一致,效率误差范围为 3%左右.因此,该近似过流公式适用于低水头水 泵水轮机.但是对于高水头水泵水轮机过流能力 近似计算还有待进一步研究.

3 结 语

本文根据低水头混流式水泵水轮机的特点和 工作原理,研究流道参数对水泵水轮机过流能力 的影响,给出了低水头水泵水轮机过流能力近似 计算表达式.利用数值模拟方法计算了包括设计 水头(H_r=38 m)在内的4个水头,各个工况下水 泵水轮机内部流态良好.结果表明水泵水轮机过 流能力公式计算结果和数值模拟结果二者基本一 致,相对误差较小,仅在5%左右,说明该近似过 流公式适用于低水头水泵水轮机.但是,对于高水 头水泵水轮机过流能力近似计算还有待进一步研 究.

参考文献:

- [1] 张 健,郑 源. 抽水蓄能电站 [M]. 南京:河海大 学出版社, 2011.
 ZHANG Jian, ZHENG Yuan. Pumped Storage Power Station [M]. Nanjing: Hohai University Press, 2011. (in Chinese)
- [2] 王旭鹤,祝宝山,曹树良,等.可逆式水泵水轮机转 轮的三维反问题优化设计[J].农业工程学报, 2014, 30(13):78-85.

WANG Xu-he, ZHU Bao-shan, CAO Shu-liang, et al. Optimal design of reversible pump-turbine

runner [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, **30**(13):78-85. (in Chinese)

[3] 王林锁,索丽生,刘德有.可逆式水泵水轮机全特性 曲线处理新方法[J].水力发电学报,2000(3):68-74.

WANG Lin-suo, SUO Li-sheng, LIU De-you. A new transformation method for the complete characteristic curves of reversible pump turbines [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2000(3): 68-74. (in Chinese)

[4] 游光华,孔令华,刘德有.天荒坪抽水蓄能电站水泵 水轮机"S"形特性及其对策[J].水力发电学报, 2006(6):136-139,135.

YOU Guang-hua, KONG Ling-hua, LIU De-you. Pump-turbine S zone & its effect at Tianhuangping pumped storage power plant [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2006(6): 136-139, 135. (in Chinese)

- [5] 陈德新,谢 辉. 低比速水泵水轮机"S"特性区的内部流动[J]. 水利学报, 2001(2):76-78, 84.
 CHEN De-xin, XIE Hui. The flow patterns of low specific speed pump-turbine in S-shaped characteristic region [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001(2):76-78, 84. (in Chinese)
- [6] 杨 琳,陈乃祥,樊红刚.水泵水轮机全流道双向流动三维数值模拟与性能预估[J].工程力学,2006, 23(5):157-162.

YANG Lin, CHEN Nai-xiang, FAN Hong-gang. 3-D two-way numerical simulation and performance estimation on the whole flow passage of the reversible pump-turbine runner [J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(5):157-162. (in Chinese)

[7] 格连柯 JI. 可逆式水力机械[M]. 刘宝弟,译. 北

京:水利电力出版社,1987.

Грянко Л П. Reversible Water Machinery [M]. LIU Bao-di, trans. Beijing: Water Resources and Electric Power Press, 1987. (in Chinese)

[8] 河海大学,南京河海科技有限公司.一种用于低水 头抽水蓄能电站的小型混流式水泵水轮机:中国, CN201310449603.5 [P]. 2014-01-08.

> Hohai University, Nanjing Hohai Technology Company. A low-head small Francis pump turbine in pumped storage power station: China, CN201310449603.5 [P]. 2014-01-08. (in Chinese)

[9] 李延频,王 凯,南海鹏,等.冷却塔专用水轮机过 流能力的近似计算[J].西安理工大学学报,2011, 27(1):79-82.

> LI Yan-pin, WANG Kai, NAN Hai-peng, *et al*. The approximate calculation of the flow capacity of special turbine in cooling water [J]. **Journal of**

Xi'an University of Technology, 2011, 27(1):79-82. (in Chinese)

- [10] 张克危. 流体机械原理[M]. 北京:机械工业出版 社,2000.
 ZHANG Ke-wei. Fluid Mechanical Principle [M].
 Beijing: Machinery Industry Press, 2000. (in Chinese)
- [11] 郑 源,陈德新.水轮机[M].北京:中国水利水电 出版社,2011.
 ZHENG Yuan, CHEN De-xin. Turbine [M].
 Beijing: China Water Power Press, 2011. (in Chinese)
- [12] 张丽敏.用于水动冷却塔的超低比转速混流式水轮 机开发研究[D].南京:河海大学,2008.
 ZHANG Li-min. Study and development of low specific speed hydro turbine in cooling tower [D].
 Nanjing: Hohai University, 2008, (in Chinese)

Approximate calculation of flow capacity of low-head Francis pump-turbine

MAO Xiu-li¹, ZHENG Yuan^{*1}, YU Li-ting², QU Bo³

- (1. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China;
 - 2. College of Harbour, Coastal and Offshore Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China;
 - 3. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: In order to ensure the stability of power system and the rational use of energy, low-head pumped storage power stations are usually used to adjust electricity in the multi-energy small power systems. The performance and efficiency of the unit are directly influenced by the pump-turbine flow capacity which is mainly decided by the channel parameters. Based on the characteristics and principles of pump-turbine in the low-head pumped storage power station, the approximate calculation formula is obtained, and the flows under different water heads are calculated by numerical simulation. The results of the formula and numerical simulation are compared, a good agreement is obtained and the relative errors are around 5%.

Key words: pump-turbine; channel parameters; flow capacity; numerical simulation