



Research
Clean Energy—Review

中国水泵水轮机流动不稳定性研究

左志钢, 刘树红*

State Key Laboratory of Hydro Science and Engineering, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China

ARTICLE INFO

Article history:

Received 17 April 2017

Revised 2 July 2017

Accepted 10 July 2017

Available online 3 August 2017

关键词

水泵水轮机
流动不稳定性
压力脉动
S特性
正斜率

摘要

水泵水轮机的稳定性对于抽水蓄能电站的运行有着重要意义, 在中国的抽水蓄能电站中水力稳定性和运行稳定性均有报道。为了给水泵水轮机方面的工程师和科学家提供参考, 本文总结了我国抽水蓄能电站中水泵水轮机运行遇到的水力不稳定性, 以及容易诱发运行不稳定的运行特性。我们解释了术语的定义和分析方法, 并基于对已公开发表文献的回顾, 提出了注意事项和解决措施, 指出了当前研究现状与工程实践需求之间的差距。

© 2017 THE AUTHORS. Published by Elsevier LTD on behalf of the Chinese Academy of Engineering and Higher Education Press Limited Company. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. 引言

可再生供电系统本质上间歇性的, 因此对电网的稳定性和可靠性有重要的影响。随着越来越多可再生能源的投入使用, 对蓄能技术的要求也随之而来; 其中, 水力蓄能是目前唯一商业应用的电网规模技术。如果能量供大于求, 则将水泵入上水库中, 而当需求大于供应时, 将其用于发电。除了平衡负载外, 这项技术还能通过电网频率调节和旋转备用而有利于电网[1]。

尽管最早的抽水蓄能电站(PSP)建于19世纪90年代的阿尔卑斯地区, 但是直到大约80年之后中国才出现首批PSP(岗南和密云的小规模混合PSP, 其总容量分别是11 MW和22 MW)[2]。从20世纪90年代开始, 为了满足国家经济高速发展带来的能量需求, 中国进入了

PSP的大规模建设时期。

作为负责发电机/电动机和水之间能量转换的水力部件, 可以以水轮机和水泵工况工作的可逆式水泵水轮机因其相对较小的尺寸, 从20世纪60年代开始逐步替代了传统分离式水轮机和水泵。根据入口和出口的流动方向, 水泵水轮机可以分为轴流、斜流和混流式水泵水轮机等。混流式水泵水轮机(为了简便, 以下简称水泵水轮机)的工作水头范围最宽, 是现代主流设计方案[3]。为了减少制造和建设成本, 以及增加机组水力效率, 越来越多的水泵水轮机采用了更大的装机容量和更高的水头。图1体现了中国已建成的PSP中水泵水轮机的装机容量和水头。大多数机组已超过300 MW, 最高水头超过600 m。其他几个在建或在规划的PSP的水头也在600~700 m之间, 如阳江、绩溪、平江和乌龙山。

* Corresponding author.

E-mail address: liushuhong@mail.tsinghua.edu.cn

工作水头越高, 则水力不稳定性, 即压力脉动越严重, 从而通过流固耦合引发机械振动[4], 在极端条件下可能提前发生机械失效[5]。特殊流态, 如尾水管和转轮中的旋涡, 以及动静干涉 (RSI) 等都能引起较大压力脉动。同时, 为了克服管道的水力损失, 水轮机和水泵工况下水泵水轮机的工作水头存在差异。水泵水轮机的设计需要首先保证水泵性能。因此, 水泵水轮机在形状上与离心泵更接近, 而非混流式水轮机。更高水头的水泵水轮机, 其相应的比转速

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{m, m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (1)$$

更低, 也有更为狭长的流道, 其中, n , Q 和 H 分别是转轮转速、体积流量和水头。低比转速水泵水轮机在水轮机和水泵工况运行时, 更容易在运行特性曲线上分别出现S特性和正斜率, 增加机组运行的不稳定性[6]。

本文系统总结了中国水泵水轮机中出现的水力不稳定性, 以及容易引起运行不稳定的运行特性, 并通过文献综述阐明了相关流动机理, 也提出了注意事项和应对措施。

2. 水力不稳定: 压力脉动

中国的一些PSP存在水力不稳定性, 从而对机组动态行为产生影响, 包括轴线和顶盖振动, 轴偏移及运行困难等。图2 [4]给出了水泵水轮机的水力部件示意图作为参考进行说明。

2.1. 广州 I

广州I PSP有4台水泵水轮机, 每台装机容量为

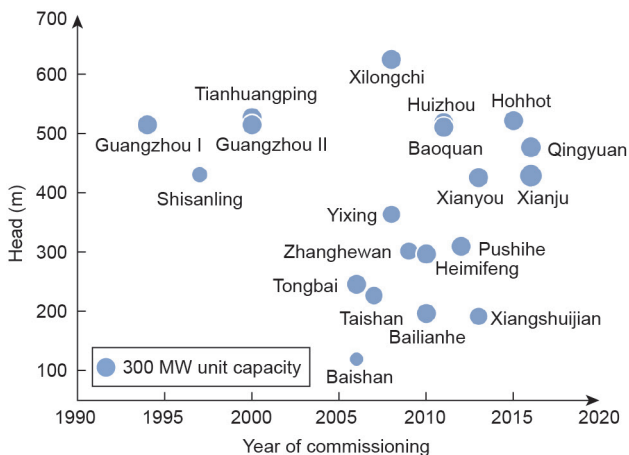


图1. 中国已建成PSP中水泵水轮机的单机装机容量和水头。其中, 圆面积代表水泵水轮机的装机容量。

300 MW。转轮叶片、活动导叶和固定导叶数分别为7、20、20。

据报道, 在投入运行后的第一年, 当在水轮机工况下以低负载 ($\leq 40\%$ 额定负载) 运转时, 无叶区和尾水管中的压力脉动幅值很大。无叶区和尾水管压力脉动的主频率分别是叶片通过频率 (BPF, 等于转轮叶片数量乘以旋转频率) 和接近转速的频率。但是在水泵工况下, 无叶区的压力脉动相对幅值范围为5%~6%。当 $H < 517$ m并且 $Q > 59$ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 幅值可达到7.4%。在水泵工况启动阶段, 压力脉动幅值可达51.6%[7]。根据文献[8], 广州PSP的4号水泵水轮机组中的上下导向轴承都出现了过量偏心 (约800 μm), 这是由于轴承间隙沿周向分布不均匀以及轴系统的位置不准导致的。据报道, 在广州I PSP调试之后的第一月里, 在启动时出现16次失败 (总共45次启动), 例如, 无法同步到电网上, 其中一些是由于压力脉动过大造成的[9]。

2.2. 十三陵

十三陵抽水蓄能电站有4台水泵水轮机, 每个容量为200 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别是7、16、16。

与广州I PSP相比, 十三陵PSP中的无叶区的压力脉动幅值更大 (表1和表2) [7]。根据文献[7], 初步研究表明这与转轮叶片和导叶的数量组合有关。7个转轮叶片和16个导叶组成的无叶区间隙中可能更容易出现较大振动。自从1995年1号机组开始运行以来, 水轮机导向轴承的偏心就一直很大。在额定工作条件下, 偏心距为0.2 mm, 最高可以达到0.38 mm。不同位置的较大偏心导致了较大的机组离心惯性力和较大的结构振动。振动可导致导向轴承的温度升高到危险值。轴承间隙调整之后, 使轮机导向轴承的偏心在额定条件下可减少到0.14 mm, 最大不超过0.24 mm[10]。还报道, 自从发电站投入使用以来, 每年十三陵PSP的每个水泵水轮机组

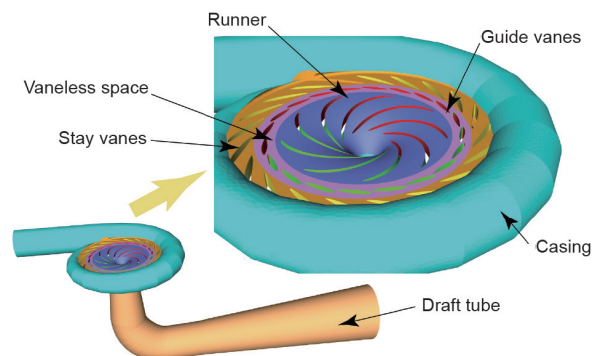


图2. 水泵水轮机水力部件示意图 (改自文献[4])。

都会出现同步失败（启动10 min后，机组还无法同步到电网上）[11]。

2.3. 广州II

广州II PSP有4台水泵水轮机，每个机组容量为300 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别为7、20、20。

表3 [12]给出了2001年现场试验得到的机组振动和偏心数据。结果表明，水泵和水轮机工况下，上导向轴承、下导向轴承和上支撑架的振动都很小，而水轮机导向轴承和顶盖的振动要大很多。在水轮机工况下，导向轴承的振动速度可达 $12 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ ，而顶盖可达 $6 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ [12]。还报道2002—2004年，水泵水轮机发生了大量由

表1 广州I PSP的压力脉动（数据来自文献[7]）

		Relative amplitude of pressure fluctuations, $\Delta H/H$ (%)		
		Inlet of casing	Vaneless space	Draft tube
Turbine mode	Rated load	≤ 3.0	≤ 10.2	≤ 1.0
	Partial load	≤ 4.7	≤ 14.4	≤ 6.3
Pump mode		≤ 1.8	≤ 5.8	≤ 1.0

表2 十三陵PSP的压力脉动（数据来自文献[7]）

		Relative amplitude of pressure fluctuations, $\Delta H/H$ (%)		
		Inlet of casing	Vaneless space	Draft tube
Turbine mode	Rated load	≤ 2.3	≤ 9.0	≤ 2.0
	Partial load	≤ 2.0	≤ 16.3	≤ 4.2
Pump mode		≤ 2.4	≤ 11.6	≤ 1.8

表3 广州II PSP的振动和偏心（数据来自文献[12]）

	Items	Value
Turbine mode	Vibration of the upper guide bearing, lower guide bearing, and upper support frame ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	< 0.9
	Vibration of turbine guide bearing ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	12.1–12.6
	Vibration of head cover ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	5.6–6.4
	Throw of upper and lower guide bearing shaft (μm)	17–70
	Throw of turbine guide bearing shaft (μm)	< 140
Pump mode	Vibration of the upper guide bearing, lower guide bearing, and upper support frame ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	< 1.2
	Vibration of turbine guide bearing ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	< 4.0
	Vibration of head cover ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	< 4.0
	Throw of upper and lower guide bearing shaft (μm)	20–85
	Throw of turbine guide bearing shaft (μm)	43–60

表4 天荒坪PSP非设计水轮机条件下的压力脉动（数据来自文献[14]）

Operation condition	P1	P2	P3	P4	P5	P6
$450 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$	7.8%	3.9%	19.4%	15.60%	50.53%	23.32%
$475 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$	5.8%	3.9%	19.4%	23.32%	54.40%	27.20%

P1, P2: between runner and bottom ring; P3, P4: between runner and head cover; P5, P6: vaneless space.

非同步导叶引起的异常停止[13]。

2.4. 天荒坪

天荒坪PSP有6个水泵水轮机，每个机组容量为300 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别是9、26、26。

如表4 [14]所示，无叶区的压力脉动在水轮机工况下很高（最可幅值可超过50%）。表5 [14]显示了天荒坪PSP的偏心和振动。

在天荒坪PSP的第一个机组试验运行期间，水轮机工况下，当 $H < 526 \text{ m}$ （设计水头）时，每个导向轴承的偏心和框架的振动都很大。机组无法在 $500 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 的设计转速下稳定运行，无叶区的压力脉动也很大 [15,16]。2002年，天荒坪PSP的1号机组水泵工况停机时出现异常噪声。研究认为最后闭合主刹和导叶的小开度（4%）导致了水泵工况下出现零流量，从而引发了无叶区很高幅值的压力脉动 [17]。2003年1月4日，天荒坪PSP的2号机组增加负载期间，由于向上推动导致机组抬升，10 min之后机组才稳定下来。上述宫环的压力上升到0.15 MPa，顶盖的振动达到 $8.4 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ 。分析这种现象可能是由水轮机工况下尾水管的较大压力脉动造成的 [18]。

2.5. 宜兴

宜兴PSP有4个水泵水轮机，每个机组容量为250 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别是9、26、26。

表5 天荒坪PSP的偏心和振动(数据来自文献[14])

Operation condition	Head cover vibration (mm·s ⁻¹)	Throw of upper guide bearing (μm)	Throw of lower guide bearing (μm)	Throw of turbine guide bearing (μm)	Throw of thrust bearing (μm)
Turbine mode	4	135	251	> 500	160
Turbine mode no load	2.9-4			310-500	
Pumping phase modulation		160	120	62	163
Pump mode		102	61	398	45

宜兴PSP的压力脉动相比其他几个水电站要小(表6)[19]。水轮机工况的50%部分负载下,无叶区的压力脉动幅值为4.2%。顶盖的最大振动为0.82 mm·s⁻¹,水轮机导叶的偏心为71.18 μm [19]。

宜兴PSP的3号机组超额定转速试验中出现了异常噪声以及导叶的非同步问题。尾水管的压力迅速升高,而蜗壳的压力降低,从而在机组从反水泵工况进入水轮机制动工况过程中形成了反向的水锤。根据文献[20],可以通过减小导叶的关闭速度来解决这个问题。在宜兴PSP的1号机组水泵启动调试、水泵关闭、超额定转速水轮机工况和水轮机跳闸试验中都出现了强烈的导叶振动。可以通过调节导叶关闭顺序(水轮机过速度和水轮机跳闸),或者在大功率(水泵关闭)时打开断路器的方式纠正这个问题[21]。

2.6. 西龙池

西龙池PSP有4个水泵水轮机,每个机组的容量为300 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别为7、20、20。水泵水轮机的压力脉动见表7。

2.7. 宝泉

宝泉PSP有4个水泵水轮机,每个机组的容量为300 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别为9、20、20。水泵水轮机的压力脉动见表8。

如表9所示,由于利用不同步的非同步导叶开度,无叶区的流动在不同导叶通道内变得不均匀,从而增加了机组振动和偏心。

2.8. 惠州

惠州PSP有8个水泵水轮机,每个机组的容量为300 MW。转轮叶片、导叶和固定导叶的数量分别为9、20、20。惠州PSP的压力脉动及偏心和振动见表10和表11。

由于导叶的非同步开度,机组的振动超过了额定速度和无负载条件下的极限。非对称导叶的使用引起了伺服电机的大振动,并导致了机组试验中伺服电机连接螺

表6 宜兴PSP的压力脉动(数据来自文献[19])

		Relative amplitude of pressure fluctuations, ΔH/H (%)	
		Vaneless space	Draft tube wall
Turbine mode	Rated load	2.43	1.7
	50% partial load	4.2	3.4
Pump mode		1.3	0.4

表7 西龙池PSP的压力脉动

		Relative amplitude of pressure fluctuations, ΔH/H (%)	
		Vaneless space	Draft tube wall
Turbine mode	Rated load	4.8	0.8
	50% partial load	11.3	3.0
Pump mode		4.6	0.5

表8 宝泉PSP的压力脉动

		Relative amplitude of pressure fluctuations in vaneless space, ΔH/H (%)	
Turbine mode	Rated load	3.42	
	50% partial load	9.52	
Pump mode		2.07	

栓发生断裂。增加两个非对称导叶可以减少单独导叶上的应力,进而可以缓解这个问题[22]。

2.9. 小结

利用上面收集的数据,可以看出转轮叶片和导叶之间的无叶区内的压力脉动在水泵水轮机中的幅值最大。研究理论认为这部分的压力脉动被动静干涉作用所促进,包括势流(非黏滞性的)干涉和尾迹(黏滞性)干涉[4]。

Tanaka[23]提出了解释高水头水泵水轮机中由于动静干涉引发的径向振动模式的模型。转轮叶片通过导叶尾迹时的流动干扰引发转轮中的振动/压力脉动,从旋转坐标上看,脉动频率为 $n \cdot Z_g \cdot f_n$,从静止坐标看频率为 $m \cdot Z_r \cdot f_n$ ($Z_r \cdot f_n$ 是BPF),其中, Z_g 为导叶数量, Z_r 为转轮叶片数量, f_n 为转轮转频, m 和 n 为任意整数。有 k 个径向节点的振动模式计算公式为: $n \cdot Z_g \pm k = m \cdot Z_r$ 。图3 [23]给出了 $Z_g = 20$ 和 $Z_r = 6$ 的动静干涉情况,包括干扰的相

表9 宝泉PSP的偏心和振动

			Synchronous guide vane opening	Non-synchronous guide vane opening
Throws (μm)	Upper guide bearing	y direction	485.0	610.9
		x direction	436.7	492.6
	Lower guide bearing	y direction	513.3	603.2
		x direction	213.3	269.3
	Turbine guide bearing	y direction	277.4	277.5
		x direction	44.3	52.4
Vibrations ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	Upper support frame	x direction	44.3	52.4
		y direction	42.2	50.4
	Lower support frame	x direction	54.7	54.7
		y direction	45.2	54.6
		z direction	28.5	34.4

表10 惠州PSP的压力脉动

		Relative amplitude of pressure fluctuations, $\Delta H/H$ (%)	
		Vaneless space	Draft tube wall
Turbine mode	Rated load	4.8	0.8
	Partial load	5.0	3.0
Pump mode		3.6	

表11 惠州PSP的偏心和振动

			Peak value
Throws (μm)	Upper guide bearing	x direction	253
		y direction	269
	Lower guide bearing	x direction	284
		y direction	275
	Turbine guide bearing	x direction	273
		y direction	232
Vibrations ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	Upper support frame	x direction	1.0
		y direction	1.1
	Lower support frame	x direction	0.6
		y direction	0.9
	Head cover	x direction	3.1
		y direction	8.0

位滞后示意图以及不同径向节点的不同振动模式。

文献[4]总结了影响压力脉动的主要水泵水轮机参数。非设计条件下工作的水泵水轮机的压力脉动幅值较大,这是由转轮/导叶流道的流动分离导致。很明显,无叶区间隙的距离是压力脉动的另一个决定因素。从文献[24]可知,就水泵工况最低压力脉动而言,无叶区间隙存在一个最佳距离。另一项研究表明,较小的无叶区间隙导致水泵工况下无叶区间隙内较高的压力脉动,而水轮机工况下较低的压力脉动[25]。关于空化状态,文献[24]中发现与无空化工况相比,在临界空化系数条件下运行时,压力脉动幅值要高30%~40%。通过实验对比3种不同的水泵水轮机模型,发现将导叶高度增加

☆ Hydraulic impacts due to interference between runner blades and guide vanes

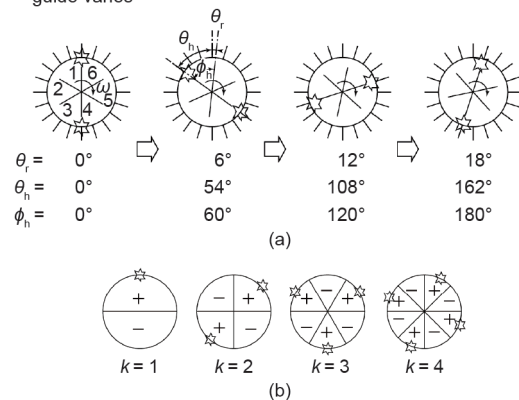


图3. 由于水泵水轮机中动静干涉导致无叶区的振动[23]。(a) 转轮叶片和导叶的水力干扰;(b) k 个径向节点的振动模式。

40%以后,无叶区的压力脉动幅值可以减少20%~30%,而导叶厚度对压力脉动几乎没有影响[26]。研究还表明扭曲型转轮的使用有助于减少压力脉动[27]。

3. 促进运行不稳定的性能特征: S特性和正斜率

在水泵系统中,关于对初始扰动的瞬时响应,存在两种不稳定性,分别是静态和动态不稳定性,即持续增加的扰动和扰动幅度连续增加的震荡[28]。系统的静态不稳定性与初始运行点的偏离情况有关,可以通过(准)稳态性能特征描述。静态稳定性是动态稳定性的必要非充分条件。尽管这个准则没有动态不稳定性那么严格,但是它是区分工程应用中不稳定性的一种更实际的标准。

实际上,忽视管道特征后,可以很容易通过上面的静态稳定准则计算出水泵水轮机的两个促进运行不稳定的性能特征,即水轮机工况下的S特性和水泵工况下的

正斜率。S特性体现在图4(a)中给出的 $Q_{ED} \sim n_{ED}$ 曲线中,其中, $Q_{ED} = Q/(D^2\sqrt{E})$ 表示流量因数, $n_{ED} = nD/\sqrt{E}$ 表示转速因数, $T_{ED} = T/(\rho D^3 E)$ 表示力矩因数(E 是机组的比能, T 是扭矩)[29]。机组流速与速度之间的特征曲线 $Q_{11} \sim n_{11}$ 见文献[6]。在水泵工况下, $E_{nD} \sim Q_{nD}$ 特征曲线的斜率在有限的流量系数范围内是正的[图4(b)][29],其中, $E_{nD} = E/(n^2 D^2)$ 代表能量系数, $Q_{nD} = Q/(n D^3)$ 代表流量系数[29]。文献中也可查阅到水头和流速之间的特征曲线 $H \sim Q$ 。

简单说来,图4所示的S特性曲线中非稳定区水平和垂直坐标之间不再一一对应,而正斜率促进了特定瞬态过程中运行工况的不稳定震荡。实际上,S特性会增加水轮机启动阶段与电网同步的困难以及水轮机甩负载时的不稳定性等,如图5(a)[6]所示。其中, $Q_{11} = Q/(D^2\sqrt{H})$ 代表单位流速, $n_{11} = nD/\sqrt{H}$ 代表单位转度, $T_{11} = T/(\rho D^3 H)$ 代表单位力矩。比如,You等[30]报道,天荒坪发电站试运行阶段的这些不稳定出现在低水头的情况下。图5(b)[3]给出了水泵启动阶段的一种极端情况,管道特征从40%~50%区间,在导叶开度处通过正斜率区域。它不会按照拟定的运行顺序通过A→B→C→D→F,而可能由于存在正斜率沿着A→B→C→D→E顺序通过。

关于S特性流动机理的详细讨论见文献[6]。该文献总结道,通过实验和计算研究,发现水泵水轮机S特性区存在复杂的流动特征,如转轮入口的回流、静态涡的形成以及无叶区的旋转失速等,尤其是在飞逸工况下。类似的,二次流[31]、无叶区以及导叶流道的旋转失速[32-46],还有叶轮进口预旋[34]都被认为是形成正斜率的主要流动机理。

考虑到这两种性能特征促进的不稳定性,设计师们通常会预留安全裕度。图6(a)[6]表示了对应于S特性的安全裕度情况[6]。首先,针对导叶开度增量不超过 1° 的情况进行了模型试验。导叶开度为常数时,在

$Q_{11} \sim n_{11}$ 曲线与飞逸曲线的交叉点, $Q_{11} \sim n_{11}$ 曲线的斜率随着导叶开度的增加而增加。当 $T_{11} \sim n_{11}$ 曲线上 $Q_{11}/n_{11} \sim 0$ 或 $T_{11}/n_{11} \sim 0$ 时,定义为临界点[47,48]。水头的安全裕度可以计算为电网允许频率范围内临界点水头与机组最低水头的差[图6(a)]中是50.5 Hz。这个裕度的最低值一般建议用于工程实际(文献[48]中为40 m,文献[49]中为20 m)。关于正斜率的安全裕度,尽管正斜率存在于多个导叶开度固定的水泵性能曲线中,但一般将最高水泵水头点所在的水泵性能曲线用于评估安全裕度。在电网频率震荡范围为 $(f - \Delta f_1, f + \Delta f_2)$ 时,水泵水轮机运行水头范围内水泵性能曲线和等效管道特性见图6(b)[50]。

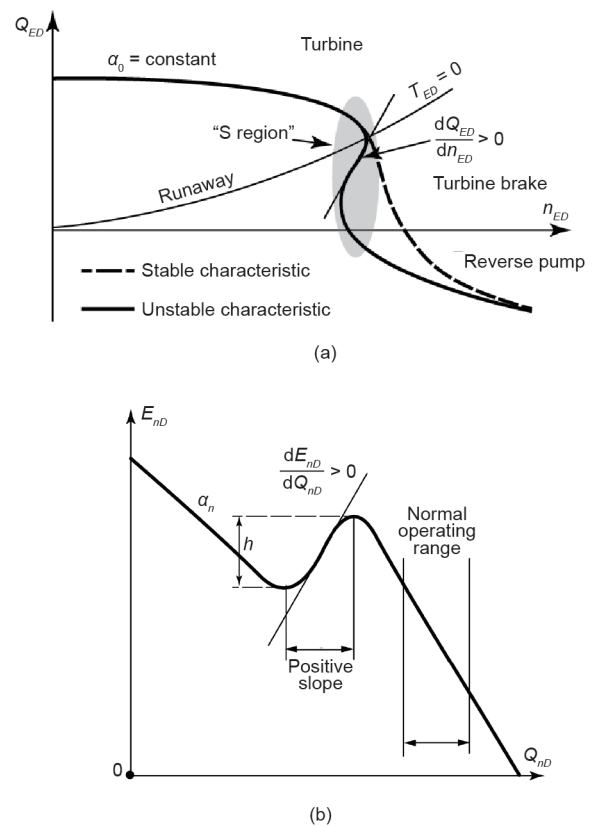


图4. 促进运行不稳定性的水泵水轮机性能特征(根据文献[29]修改)。(a) S特性;(b) 正斜率。

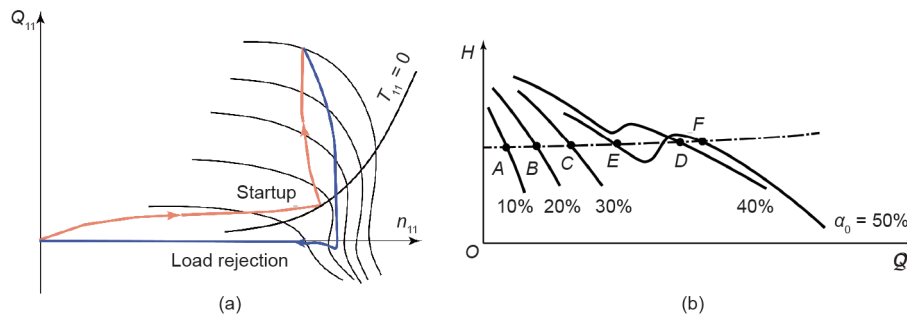


图5. 水泵水轮机瞬态过程的运行不稳定。(a) 水轮机启动和甩负载[6];(b) 水泵启动(从文献[3]修改而来)。

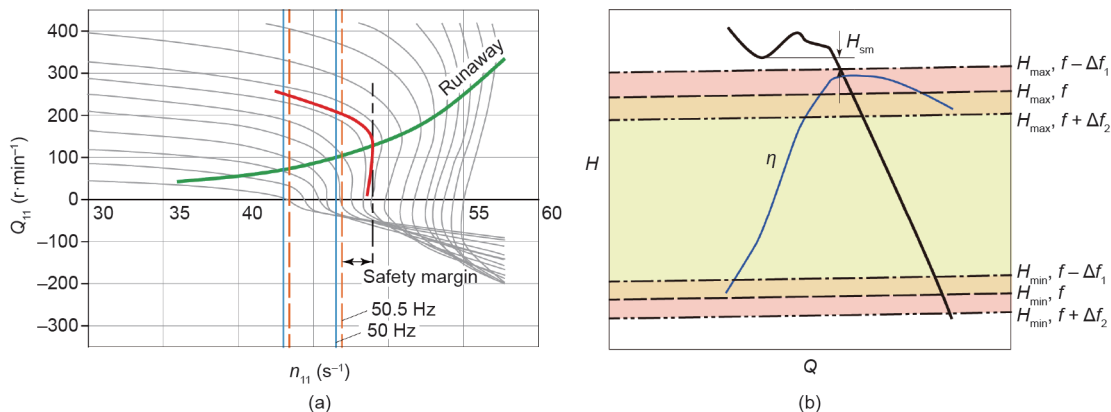


图6. 水泵水轮机的安全裕度。(a) S特性[6]; (b) 正斜率 (从文献[50]中修改而来)。

一般, 水头安全裕度规定为与最大工作水头的比率 H_{sm}/H_{max} 。文献[51]指出中国的比率值不少于2%, 对应于49.8~50.5 Hz的电网频率震荡。中国不同PSP的模型验收试验中使用了不同的值, 比如, 宝泉[52]和响水涧为3%[53], 而黑麋峰为4%[54]等。

水泵水轮机转轮的设计对性能特征有很大影响。比如, 针对参数的研究表明, 就水轮机性能而言, 为了让水泵水轮机更稳定, 我们应该增加水轮机工况下前缘压力面的曲率半径, 减少入口半径, 增加叶片入口角, 或者增加叶片长度[55]。通过对具有不同导叶高度和转轮导叶厚度组合的三个模型水泵水轮机进行研究, 发现将转轮导叶厚度增加5%, 将对应“驼峰”的流量系数减少5%, 就可以获得 $H\sim Q$ 曲线的最佳效率点[26]。

应该注意到, 在面对S特性引起的电网同步困难时, 在大量PSP中运用了一种使用非对称导叶的技术。这项技术最先用于COO II号PSP (比利时)[56], 在中国用于天荒坪[57]和宜兴[58] PSP。研究人员在其流动机理, 对压力脉动的影响, 以及非对称导叶应用优化方面开展了大量工作。可以查阅文献[6]获得这方面的详细信息。

4. 结论

大水头和大容量的水泵水轮机更容易出现水力不稳定性, 即压力脉动, 以及促进运行不稳定的性能特征, 即水轮机和水泵工况下的S特性和正斜率。本文总结了我国抽水蓄能电站中水泵水轮机运行中遇到的一些水力不稳定性, 解释了水泵水轮机中最有害的压力脉动, 如无叶区的压力脉动, 还展示了主要频率的分析方法及其主要的流动机理。结合中国水泵水轮机的运行情况, 我们

对不稳定性特征也做了介绍, 包括不稳定准则、定义、瞬态过程中引发的不稳定性、流动机理以及注意事项和措施等。

致谢

本文作者感谢国家自然科学基金项目 (项目编号: 51476083) 给予的支持。

Compliance with ethics guidelines

Zhigang Zuo and Shuhong Liu declare that they have no conflict of interest or financial conflicts to disclose.

符号表

D	转轮直径
E	比能
E_{nD}	能量系数, $E_{nD} = E/(n^2 D^2)$
f_n	转轮旋转频率
H	水头
H_{sm}	水头安全裕度
k	径向节点数
m	任意整数
n	转轮旋转速度, 任意整数
n_{11}	单位转速, $n_{11} = nD/\sqrt{H}$
n_{ED}	速度系数, $n_{ED} = nD/\sqrt{E}$
n_s	比转速, $n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ ($m, m^3 \cdot s^{-1}$)
Q	体积流量
Q_{11}	单位流量, $Q_{11} = Q/(D^2\sqrt{H})$

Q_{ED}	流量系数, $Q_{ED} = Q/(D^2\sqrt{E})$
Q_{nD}	流量系数, $Q_{nD} = Q/(nD^3)$
T	扭矩
T_{11}	单位扭矩, $T_{11} = T/(\rho D^3 H)$
T_{ED}	扭矩系数, $T_{ED} = T/(\rho D^3 E)$
Z_g	导叶数
Z_r	转轮叶片数
ΔH	压力脉动幅值

References

- Rau NS. The state of energy storage in electric utility systems and its effect on renewable energy resources. Washington, DC: US Department of Energy; 1994 Aug. Report No.: NREL/TP-462-5337. Contract No.: AC36-83CH10093.
- Zhang N, Dong HH, He XM. Constructions of pumped storage power stations in China. *China Three Gorges* 2010;(6):12-5. Chinese.
- Mei ZY. Technology of pumped storage power generation. Beijing: China Machine Press; 2000. Chinese.
- Zuo ZG, Liu SH, Sun YK, Wu YL. Pressure fluctuations in the vaneless space of high-head pump-turbines—A review. *Renew Sust Energ Rev* 2015;41:965-74.
- Egusquiza E, Valero C, Huang XX, Jou E, Guardo A, Rodriguez C. Failure investigation of a large pump-turbine runner. *Eng Fail Anal* 2012;23:27-34.
- Zuo ZG, Fan HG, Liu SH, Wu YL. S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode—A review. *Renew Sust Energ Rev* 2016;60:836-51.
- Wu MY. Analysis and comparison of the pump-turbine performance between Guangzhou and Shisanling pumped storage power stations. *Dongfang Electr Mach* 1995;(3):66-72. Chinese.
- Liao JK. Solution of excessive vibrations and throws in a pump-turbine. *Yunnan Water Power* 2007;23(5):91-3,105. Chinese.
- Wei BZ. Selection of electromechanical devices in Guangzhou pumped storage power stations. *Water Power* 1993;(7):73-5. Chinese.
- Wang ZG, Liu JW. Analysis and treatment of abnormal axis and throw of a pumped storage unit. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 2003;26(3):52-5. Chinese.
- Xu QF. Synchronization failure analysis for Shisanling pumped storage power station and the solutions. *Hydropower Autom Dam Monit* 2007;31(3):27-30. Chinese.
- Wei BZ. Vibration evaluation of pumped-storage generating unit of Guangzhou pumped storage plant (second stage). *Hydro Power* 2001;(11):48-51. Chinese.
- Zhong XH. Modifications of the monitoring system of the guide vane openings in Guangzhou pumped storage power station B. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 2007;30(1):45-7. Chinese.
- He SR. Analysis of vibration in Tianhuangping I pumped storage power station. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 1999;(1):1-9. Chinese.
- Sun JM, Zhu YX, Han ZX. Improvement of no-load stability of No. 1 pump-turbine under the condition of low head area in Tianhuangping pumped-storage power plant. *Hydro Power* 2001;(6):60-3. Chinese.
- He SR. The apply of MGV device in Tianhuangping pumped-storage power station. *J Hydroelectr Eng* 2002;(3):88-100. Chinese.
- Kong LH. Analysis of abnormal sounds in working condition change-over for high-head pump-turbine. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 2004;27(6):12-4. Chinese.
- Le ZC, Kong LH. Cause analysis on rotating part lifting of Unit 2 in Tianhuangping pumped storage plant. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 2005;28(5):11-3. Chinese.
- Yan L, Li CJ. Design of the pump-turbine and the auxiliary device in Yixing pumped storage power station. In: Proceedings of the engineering construction of pumped storage power stations (2009). Beijing: China Electric Power Press; 2009. Chinese.
- Cai J, Zhou XJ, Deng L, Zhang WH. The research of the abnormal water hammer phenomenon based on the Unit 3 over speed test of Jiangsu Yixing pumped storage power station. *Hydro Power* 2009;35(2):76-9. Chinese.
- Nennemann B, Parkinson É. Yixing pump turbine guide vane vibrations: Problem resolution with advanced CFD analysis. In: Proceedings of the 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems; 2010 Sep 20-24; Timișoara, Romania. Bristol: IOP Publishing, Ltd.; 2010. p. 012057.
- Hu NN, Dong C. Vibration effect of opening guide vanes desynchronized on pumped storage units. *Hydropower Autom Dam Monit* 2011;35(6):40-3. Chinese.
- Tanaka H. Vibration behaviour and dynamic stress of runners of very high head reversible pump-turbines. In: Pejovic S, editor Proceedings of the 15th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation; 1990 Sep 11-14; Belgrade, Yugoslavia; 1990.
- Liu JS, Guan RQ. Experimental study of pressure fluctuations in Francis pump turbines. Report. Beijing: Tsinghua University; 1983. Report No.: TH83021. Chinese.
- Sun YK, Zuo ZG, Liu SH, Wu YL, Liu JT. Numerical simulation of the influence of distributor pitch diameter on performance and pressure fluctuations in a pump-turbine. In: Wu Y, Wang Z, Liu S, Yuan S, Luo X, Wang F, editors IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 15: The 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems; 2012 Aug 19-23; Beijing, China. Bristol: IOP Publishing, Ltd.; 2012. p. 072037.
- Kawamoto K, Niikura K, Satoh J, Harada T, Terasaki A. Reduction of stress amplitude in the runner of ultrahigh head pump turbines. *Trans Jpn Soc Mech Eng B* 1993;59(558):481-6. Japanese.
- Ran HJ, Luo XW, Zhang Y, Zhuang BT, Xu HY. Numerical simulation of the unsteady flow in a high-head pump turbine and the runner improvement. In: Proceedings of ASME 2008 Fluids Engineering Division Summer Meeting Collocated with the Heat Transfer, Energy Sustainability, and 3rd Energy Nanotechnology Conferences; 2008 Aug 10-14; Jacksonville, FL, USA. New York: American Society of Mechanical Engineers; 2008. p. 1115-23.
- Greitzer EM. The stability of pumping systems—The 1980 Freeman Scholar lecture. *J Fluids Eng* 1981;103(2):193-242.
- International Electrotechnical Commission. IEC 60193 Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines—Model acceptance tests. Geneva: International Electrotechnical Commission; 1999.
- You GH, Kong LH, Liu DY. Pump-turbine S zone & its effect at Tianhuangping pumped storage power plant. *J Hydroelectr Eng* 2006;25(6):136-9. Chinese.
- Braun O, Kueny JL, Avellan F. Numerical analysis of flow phenomena related to the unstable energy-discharge characteristic of a pump-turbine in pump mode. In: Proceedings of ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting; 2005 Jun 19-23; Houston, TX, USA. New York: American Society of Mechanical Engineers; 2005. p. 1075-80.
- Kubota T, Kushimoto S. Visual observation of internal flow through high-head pump-turbine. *Fuji Electric Rev* 1980;26(4):133-44.
- Stepanik HE, Brekke H. Unsteady flow phenomena in a reversible Francis pump turbine. In: Rohatgi US, editor Fluid Machinery Forum—1990; 1990 Jun 4-7; Toronto, ON, Canada. New York: American Society of Mechanical Engineers; 1990. p. 9-14.
- Eisele K, Muggli F, Zhang Z, Casey M, Sallaberger M, Sebestyén A. Experimental and numerical studies of flow instabilities in pump-turbine stages. In: Brekke H, Duan CG, Fisher RK, Schilling R, Tan SK, Winoto SH, editors Hydraulic machinery and cavitation: Proceedings of the XIX IAHR Symposium; 1998 Sep 9-11; Singapore. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.; 1998. p. 168-75.
- Braun O. Part load flow in radial centrifugal pumps [dissertation]. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne; 2009.
- Pacot O. Large scale computation of the rotating stall in a pump-turbine using an overset finite element large eddy simulation numerical code [dissertation]. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne; 2014.
- Pacot O, Kato C, Guo Y, Yamade Y, Avellan F. Large eddy simulation of the rotating stall in a pump-turbine operated in pumping mode at a part-load condition. *J Fluids Eng* 2016;138(11):111102.
- Yang J, Pavesi G, Yuan S, Cavazzini G, Ardizzone G. Experimental characterization of a pump-turbine in pump mode at hump instability region. *J Fluids Eng* 2015;137(5):051109.
- Pavesi G, Cavazzini G, Yang J, Ardizzone G. Flow phenomena related to the unstable energy-discharge characteristic of a pump-turbine in pump mode. In: Proceedings of the 15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-15); 2014 Feb 24-28; Honolulu, HI, USA; 2014.
- Pavesi G, Yang J, Cavazzini G, Ardizzone G. Experimental analysis of instability phenomena in a high-head reversible pump-turbine at large partial flow condition. In: Proceedings of the 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics; 2015 Mar 23-27; Madrid, Spain; 2015. p. ETC2015-060.
- Pavesi G, Cavazzini G, Ardizzone G. Numerical analysis of the transient behaviour of a variable speed pump-turbine during a pumping power reduction scenario. *Energies* 2016;9(7):534.
- Li W, Pan ZY, Shi WD. Numerical investigation of pump-turbines with different blades at pump conditions. *J Adv Manuf Syst* 2012;11(2):143-50.
- Xia LS, Cheng YG, Zhang XX, Yang JD. Numerical analysis of rotating stall instabilities of a pump-turbine in turbine mode. In: Déry N, Deschênes C, Guibault F, Page M, Turgeon M, Giroux AM, editors IOP conference series: Earth and environmental science, volume 22: The 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems; 2014 Sep 22-26; Montreal, QC, Canada. Bristol: IOP Publishing, Ltd.; 2014. p. 032020.
- Yin JL, Liu JT, Wang LQ, Jiao L, Wu DZ, Qin DQ. Performance prediction and flow analysis in the vaned distributor of a pump turbine under low flow rate in pump mode. *Sci China Tech Sci* 2010;53(12):3302-9.
- Li DY, Wang HJ, Xiang GM, Gong RZ, Wei XZ, Liu ZS. Unsteady simulation and analysis for hump characteristics of a pump turbine model. *Renew Energy* 2015;77:32-42.
- Li DY, Gong RZ, Wang HJ, Wei XZ, Liu ZS, Qin DQ. Numerical investigation on transient flow of a high head low specific speed pump-turbine in pump mode. *J Renew Sustain Energy* 2015;7(6):063111.
- Chen SY, Qiu SP, Fang J. Key points in compilations of technical conditions in

- turbine model tests. *East China Eng Techn* 2013;34(3):1–4. Chinese.
- [48] Chen SY, Li CJ, Zhou J, Shen JC, Qiu SP, Zheng YX. Prognosis on the stability of pump-turbine and the countermeasures. *Water Power* 2011;37(12):50–4. Chinese.
- [49] Yu JX, Li JW, Chen L, Ren SC, Jiang ML, Li HL. Discussions on main hydraulic performance parameters' model acceptance test of mixed flow pump turbine. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 2012;35(6):1–7. Chinese.
- [50] Qin DQ, Zhang LF. The proposal for the hump safety margin at pump maximum head of pump turbine. *Large Electr Mach Hydraul Turb* 2006;(4):46–8. Chinese.
- [51] General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 22581-2008 Fundamental technical requirements for Francis pump-turbine. Beijing: Standards Press of China; 2009. Chinese.
- [52] Wang SJ, Hu QJ. Model acceptance test of pump-turbine for the Baoquan pumped storage power station. In: *Proceedings of the engineering construction of pumped storage power stations (2006)*. Beijing: China Electric Power Press; 2006. p. 59–62. Chinese.
- [53] Li H, Xu JX, Zhao YN. Model acceptance test for the pump turbine of Xiangshuijian pumped storage unit in Lausanne, Switzerland. *Large Electr Mach Hydraul Turb* 2011;(3):50–3,57. Chinese.
- [54] Zheng JX, Zhang JZ, Zeng ZX, Zeng WC, Yu JX, Ren SC. Model acceptance test and performance analysis of pump-turbine of Heimifeng pumped-storage power station. *Water Power* 2010;36(7):63–5. Chinese.
- [55] Olimstad G, Nielsen T, Børresen B. Dependency on runner geometry for reversible-pump turbine characteristics in turbine mode of operation. *J Fluids Eng* 2012;134(12):121102.
- [56] Klemm D. Stabilisierung der kennlinien einer pumpenturbine im bereich zwischen turbinen-teillast und rückwärtspumpenbetrieb. *Voith Forschung und Konstruktion* 1982;28(2):2.1–7. German.
- [57] Ma MG. Analysis of failure in paralleling operation at low head of a pump-turbine unit and its solution. *Electromech Tech Hydropower Stat* 2002;(2):37–9. Chinese.
- [58] Li HB. Application of MGV in pumped storage power plant. *Mech Electr Tech Hydropower Stat* 2008;31(1):15–6,33. Chinese.