

# 水泵水轮机飞逸稳定性及其与反S特性曲线的关联\*

杨建东<sup>1,2</sup> 曾威<sup>1,2</sup> 杨威嘉<sup>3</sup> 姚尚武<sup>2</sup> 郭文成<sup>1,2</sup>

(1. 武汉大学水资源与水电工程国家重点实验室, 武汉 430072; 2. 武汉大学水利水电学院, 武汉 430072;  
3. 乌普萨拉大学工程科学系, 乌普萨拉 75121)

**摘要:** 抽水蓄能电站的安全稳定运行与水泵水轮机反S特性直接相关。在电站甩负荷工况下, 时有发生调速器事故, 导致水泵水轮机导叶拒动, 使机组进入飞逸工况。而由于水泵水轮机的反S特性会使得机组参数不能像常规水轮机一样快速收敛, 甚至出现振荡的现象, 导致事故进一步扩大。针对布置有下游调压室的抽水蓄能电站, 采用线性化处理方法获得了水泵水轮机反S特性曲线的传递函数, 并建立了流道-水轮机-发电机耦合的常微分数学模型, 并进一步推导了水泵水轮机飞逸工况稳定性的判别条件。结果表明飞逸振荡的现象由多种因素共同决定, 其中水泵水轮机飞逸点的曲线斜率为关键因素。利用已建立的物理模型平台, 对这些影响因素进行了分析, 并验证了所得的理论分析结论。

**关键词:** 水泵水轮机 反S特性 抽水蓄能电站 飞逸稳定性

**中图分类号:** TV734.1; TV743 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)04-0059-06

## Runaway Stabilities of Pump-turbines and Its Correlations with S Characteristic Curves

Yang Jiandong<sup>1,2</sup> Zeng Wei<sup>1,2</sup> Yang Weijia<sup>3</sup> Yao Shangwu<sup>2</sup> Guo Wencheng<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Water Resources and Hydropower Engineering Science, Wuhan University, Wuhan 430072, China  
2. School of Water Resources and Hydropower Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China  
3. Department of Engineering Sciences, Uppsala University, Uppsala 75121, Sweden)

**Abstract:** Pumped-storage stations can store energy and generate power according to load fluctuations, and play an important role as efficient and effective regulators in the electric grid. The safety and stability of pumped-storage station are directly related to S characteristics of pump-turbines. When pump-turbines reject their load, servomotor often fails with uncertain issues, thus leading to guide vane closing failure and the unit will go into runaway operations with high rotational speed. Pump-turbine S characteristics, however, will prevent unit parameters from converging to constants as normal Francis turbines, thus aggravating the accidents with some harmful oscillations. This phenomenon occurred in pumped-storage stations installed at the downstream surge tank was studied. The linearization method of pump-turbine characteristics was adopted to gain the transfer coefficients of pump turbines. Then, a coupling mathematic model composed of pump-turbines, conduits, surge tank and generators was established based on matrix method. It was used to deduce the stability criterion of runaway operations. It can be concluded that the runaway oscillation of pump-turbines was caused by a couple of factors, in which the slopes of characteristic curves at the runaway point were dominated. Model tests were conducted on a model pumped-storage station in the laboratory which is composed of nine sub-systems. The model data of runaway conditions of two different pump-turbines were gained, and the conclusions of the theoretical analyses were validated.

**Key words:** Pump-turbine S characteristics Pumped storage station Runaway stability

## 引言

水泵水轮机反S特性极大地影响了电站的安全稳定运行,并对工况转换带来不利影响。在导叶拒动飞逸工况下,水泵水轮机可能会由于反S特性,使机组参数不能像常规水轮机一样快速收敛,而形成等幅振荡现象,从而危害水轮机及电站安全。

对于这一现象, Martin<sup>[1-2]</sup>根据简单系统建立了刚性模型,揭示其与反S曲线飞逸点斜率相关,并给出相应的判别公式。针对并网转速不变和脱网转速可变情况, Olimstad 等<sup>[3-4]</sup>建立了带调压室的刚性模型,但由于系统阶数较高未给出稳定性判别条件。Nicolet 等<sup>[5]</sup>基于等效电路原理建立了水道系统过渡过程仿真模型,模拟了刚性水体和弹性水体下系统的反S不稳定现象。周建旭等<sup>[6]</sup>采用三元函数对恒定转速下的水泵水轮机特性曲线进行拟合,并分析了反S特性可能进一步引起自激振荡。飞逸稳定性同时也对水轮机并网有重要影响。Staubli 等<sup>[7]</sup>根据刚性理论得出反S曲线与水泵水轮机开机过程不稳定的关联。Dörfler 等<sup>[8]</sup>提出部分关闭球阀增加摩擦的方式提高反S稳定性,从而改善其开机性能。Widmer 等<sup>[9-10]</sup>及张兰金等<sup>[11]</sup>采用三维数值方法揭示了反S不稳定是由于转轮内部复杂的水力现象造成的。尹俊连等<sup>[12]</sup>基于此提出了反S特性优化策略。但三维模拟的方法只能针对具体尺寸的转轮进行研究,不能从理论上得出稳定的条件。

为更加明确复杂系统的飞逸稳定性条件,本文针对带调压室的系统,提出特性曲线线性化的处理方法,从而将反S特性曲线的影响带入数学模型,并给出飞逸稳定性的判别条件。

## 1 数学模型

### 1.1 参数定义与标准化

带调压室系统的布置系统如图1所示。

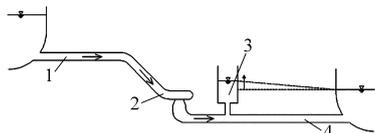


图1 抽水蓄能电站布置示意图

Fig. 1 Sketch map of a pumped storage plant

1. 压力管道 2. 机组 3. 调压室 4. 尾水隧洞

为统一和简化文中表达方式,令  $n_{ed}$ 、 $Q_{ed}$ 、 $M_{ed}$ 、 $H_{ed}$  为相对参数。其定义分别为

$$n_{ed} = \frac{n'_1}{n'_{1N}} \quad Q_{ed} = \frac{Q'_1}{Q'_{1N}} \quad M_{ed} = \frac{M'_1}{M'_{1N}} \quad H_{ed} = \frac{H}{H_N}$$

其中,  $n'_1$ 、 $Q'_1$ 、 $M'_1$  分别为单位转速、单位流量和单位

力矩,  $H$  表示水头, 下标  $N$  表示水轮机最优工况所对应的参数。另外在本文数学模型推导过程中, 一般采用微量的表达方式, 故定义

$$x = \frac{n - \dot{n}}{n_N} = \frac{dn}{n_N} \quad (1)$$

$$z_s = \frac{Z_s - \dot{Z}_s}{H_N} = \frac{dZ_s}{H_N} \quad (2)$$

$$q_1 = \frac{Q_1 - \dot{Q}_1}{Q_N} = \frac{dQ_1}{Q_N} \quad (3)$$

$$h = \frac{H - \dot{H}}{H_N} = \frac{dH}{H_N} \quad (4)$$

$$m = \frac{M - \dot{M}}{M_N} = \frac{dM}{M_N} \quad (5)$$

$$q_2 = \frac{Q_2 - \dot{Q}_2}{Q_N} = \frac{dQ_2}{Q_N} \quad (6)$$

其中,  $n$ 、 $Z_s$ 、 $Q_1$ 、 $M$ 、 $Q_2$  分别表示转速、调压室水位、压力管道流量、力矩、尾水隧洞流量, 参数上的点代表当前工况点,  $x$ 、 $z_s$ 、 $q_1$ 、 $h$ 、 $m$ 、 $q_2$  分别为对应参数的微量形式。

### 1.2 数学方程

#### 1.2.1 水轮机模型

水轮机的数学模型通常用一组常系数的微量代数方程表示<sup>[13]</sup>。其只能表示某一工况点的性质, 且不能表达曲线斜率的影响。故本文定义  $a = dQ_{ed}/dn_{ed}$  对反S曲线上任意工况点  $(n_{ed}, Q_{ed})$  线性化处理得

$$Q_{ed} - \dot{Q}_{ed} = a(n_{ed} - \dot{n}_{ed}) \quad (7)$$

对等式两边同时求全微分得

$$\frac{dQ}{D_1^2 \sqrt{H}} - \frac{Q'_{1N}}{n'_{1N}} \frac{aD_1 dn}{\sqrt{H}} = Q'_{1N} (Q_{ed} - an_{ed}) \frac{dH}{2H} \quad (8)$$

式中  $D_1$ ——转轮进口直径

代入式(1)~(6)可得关于机组流量传递函数

$$q_1 = ax + \frac{Q_{ed} - an_{ed}}{2\sqrt{H_{ed}}} h \quad (9)$$

同样, 设  $b = dM_{ed}/dn_{ed}^2 = dM_{ed}/(2n_{ed} dn_{ed})$ , 对工况点  $(n_{ed}, M_{ed})$  线性化处理得

$$M_{ed} - \dot{M}_{ed} = bn_{ed}^2 - b\dot{n}_{ed}^2 \quad (10)$$

求全微分得

$$\frac{dM}{D_1^3 H} - 2bn_{ed} \frac{M'_{1N}}{n'_{1N}} \frac{D_1 dn}{\sqrt{H}} = M'_{1N} (M_{ed} - bn_{ed}^2) \frac{dH}{H} \quad (11)$$

代入式(1)~(6), 最终可以化简得

$$m = 2bn_{ed} \sqrt{H_{ed}} x + (M_{ed} - bn_{ed}^2) h \quad (12)$$

#### 1.2.2 流道模型

对图1所示的输水系统, 压力管道动力方程为

$$Z_{up} - Z_s - H - h_{f1} = \frac{L_1}{gA_1} \frac{dQ_1}{dt} \quad (13)$$

其中  $h_{f1} = \alpha_1 |Q_1| Q_1$   
 式中  $L_1$ ——压力管道长度  $A_1$ ——压力管道面积  
 $g$ ——重力加速度  $Z_{up}$ ——上游水位  
 $h_{f1}$ ——压力管道水头损失  
 $\alpha_1$ ——压力管道摩擦系数

由式(1)~(6)可将式(13)转换为

$$h = -T_{w1} \frac{dq_1}{dt} - K_1 |Q_{ed}| \sqrt{H_{ed}} q_1 - z_s \quad (14)$$

其中  $T_{w1} = \frac{L_1 Q_N}{gA_1 H_N}$   $K_1 = 2\alpha_1 D_1^4 Q_{1N}^2$

调压室连续性方程经线性化处理得<sup>[13-14]</sup>

$$q_1 - q_2 = T_F \frac{dz_s}{dt} \quad (15)$$

其中  $T_F = \frac{H_N F}{Q_N}$

式中  $F$ ——调压室面积

对电站尾水隧洞动量方程线性化后得<sup>[13-14]</sup>

$$z_s - K_2 |Q_{ed}| \sqrt{H_{ed}} q_2 = T_{w2} \frac{dq_2}{dt} \quad (16)$$

其中  $T_{w2} = \frac{L_2 Q_N}{gA_2 H_N}$   $K_2 = 2\alpha_2 D_1^4 Q_{1N}^2$

式中  $L_2, A_2$ ——尾水隧洞长度和面积

$\alpha_2$ ——尾水隧洞摩擦系数

### 1.2.3 发电机模型

由文献[15]可知,发电机三阶方程和一阶方程对稳定性分析的影响分析小,故本文采用发电机加速方程

$$T_a \frac{dx}{dt} = m \quad (17)$$

其中  $T_a = \frac{J n_N}{375 M_N}$

式中  $J$ ——转动惯量

### 1.3 矩阵形式的数学模型

综合式(9)、(12)、(14)~(17),经简化可得矩阵形式的数学模型

$$\begin{bmatrix} \frac{dq_1}{dt} \\ \frac{dq_2}{dt} \\ \frac{dz_s}{dt} \\ \frac{dx}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{11} & 0 & u_{13} & u_{14} \\ 0 & u_{22} & u_{23} & 0 \\ u_{31} & u_{32} & 0 & 0 \\ u_{41} & 0 & 0 & u_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ z_s \\ x \end{bmatrix} \quad (18)$$

其中  $u_{11} = -\frac{K_1 |Q_{ed}| \sqrt{H_{ed}}}{T_{w1}} - \frac{2 \sqrt{H_{ed}}}{\left(Q_{ed} - \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}} n_{ed}\right) T_{w1}}$

$$u_{13} = -\frac{1}{T_{w1}} \quad u_{14} = \frac{2 \sqrt{H_{ed}} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}}{T_{w1} \left(Q_{ed} - n_{ed} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}\right)}$$

$$u_{22} = -\frac{K_2 |Q_{ed}| \sqrt{H_{ed}}}{T_{w2}} \quad u_{23} = \frac{1}{T_{w2}}$$

$$u_{31} = \frac{1}{T_F} \quad u_{32} = -\frac{1}{T_F}$$

$$u_{41} = \sqrt{H_{ed}} \frac{2M_{ed} - n_{ed} \frac{dM_{ed}}{dn_{ed}}}{T_a \left(Q_{ed} - n_{ed} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}\right)}$$

$$u_{44} = \frac{\sqrt{H_{ed}} Q_{ed} \frac{dM_{ed}}{dn_{ed}} - 2M_{ed} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}}{T_a \left(Q_{ed} - n_{ed} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}\right)}$$

## 2 水泵水轮机反 S 稳定性

### 2.1 特性曲线稳定区间

计入系统水头损失的影响,矩阵方程的特征根方程为

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0 \quad (19)$$

其中  $a_0 = 1$   $a_1 = -(u_{11} + u_{22} + u_{44})$

$$a_2 = u_{11} u_{22} + u_{22} u_{44} + u_{11} u_{44} - u_{13} u_{31} - u_{14} u_{41} - u_{23} u_{32}$$

$$a_3 = u_{22} u_{13} u_{31} + u_{44} u_{13} u_{31} + u_{22} u_{14} u_{41} -$$

$$u_{11} u_{22} u_{44} + u_{44} u_{23} u_{32} + u_{11} u_{23} u_{32}$$

$$a_4 = u_{14} u_{23} u_{32} u_{41} - u_{13} u_{22} u_{31} u_{44} - u_{11} u_{23} u_{32} u_{44}$$

当方程的解全部为负数或含负实数的虚数时,系统才能稳定。直接将特性曲线参数代入式(18),求解方程的根,并判断根的正负性,可得水轮机运行区间的特性曲线的稳定区间如图 2 所示。

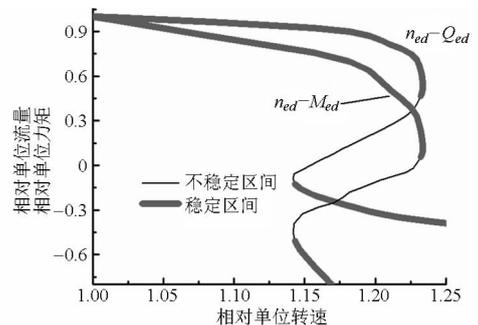


图 2 反 S 特性曲线的稳定区间

Fig. 2 Stable region of S characteristic curves

该算例中第 1 稳定区间主要集中在水轮机工况区,而非稳定区间主要是水轮机制动区,而第 2 稳定区间大致对应反水泵区。3 种区间并非完全与 3 种不同运行方式对应,第 1 稳定区间可能包含部分水轮机制动区的工况点,而非稳定区间也可能深入反水泵区间。区间的分界点并非完全是斜率正负性发

生改变时所对应的工况点,而与管道布置和机组参数等有关。

## 2.2 飞逸稳定性条件

当水泵水轮机甩负荷且导叶拒动时,机组的工况点将会沿着等开度线一直向下,直至到达飞逸工况点。达到该点后机组可能继续向下进行水轮机制动工况。当在飞逸工况点附近,若水泵水轮机满足稳定性条件,则工作参数会在该点小幅振荡,并稳定于该工况点。反之,机组参数会发生不衰减的振荡现象。故有必要单独针对飞逸工况点探讨其稳定性质。

设式(18)中的单位参数和斜率均为飞逸点对应的数值,其中飞逸点处  $M_{ed} = 0$ 。由霍尔维之稳定判据,系统稳定的充分必要条件为:  $a_0 > 0, a_1 > 0,$

$$a_2 > 0, a_3 > 0, a_4 > 0; \Delta = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} > 0.$$

由  $a_1 > 0$ , 直接代入各项表达式, 得

$$\frac{Q_{ed} \frac{dM_{ed}}{dn_{ed}} - 2 \frac{T_a}{T_{w1}}}{Q_{ed} - n_{ed} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}} < T_a Q_{ed} \left( \frac{K_1}{T_{w1}} + \frac{K_2}{T_{w2}} \right) \quad (20)$$

对于条件  $a_0 > 0$  和  $a_4 > 0$ , 一般情况下可自动满足, 故不需过多探讨。经分析  $\Delta > 0$  是  $a_2 > 0, a_3 > 0$  的充分条件。图3示出了空载点以  $\lg(dQ_{ed}/dn_{ed})$  和  $\lg(dM_{ed}/dn_{ed})$  为横纵坐标各条件对应的稳定边界。  $\Delta > 0$  对应的3条边界中只有一条具有实际意义。当式(20)中  $K_2 = 0$  时, 对应边界与  $\Delta > 0$  的边界基本重合。故可以近似认为飞逸稳定条件

$$S = \frac{Q_{ed} \frac{dM_{ed}}{dn_{ed}} - 2 \frac{T_a}{T_{w1}}}{Q_{ed} - n_{ed} \frac{dQ_{ed}}{dn_{ed}}} - \frac{K_1 T_a Q_{ed}}{T_{w1}} < 0 \quad (21)$$

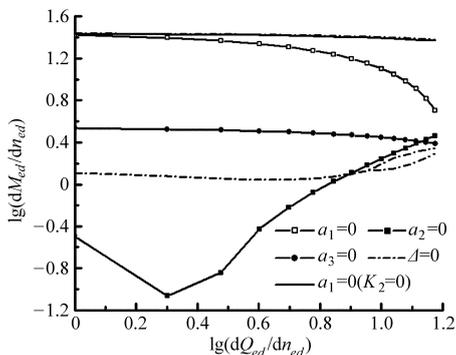


图3 各条件对应的稳定边界曲线

Fig. 3 Stable limits corresponding to differential conditions

由此也可得出结论: 在正常布置的抽水蓄能电站中, 输水管道中只有压力管道对飞逸稳定性存在影响。

## 3 稳定性影响因素分析

### 3.1 特性曲线自身影响

水泵水轮机特性曲线在飞逸工况点的斜率有不同表现形式, 一般情况下斜率  $dQ_{ed}/dn_{ed}$  和  $dM_{ed}/dn_{ed}$  具有同号性质。图4中1(a)和2(a)表示  $n_{ed} - Q_{ed}$  图, 1(b)和2(b)表示  $n_{ed} - M_{ed}$  图, 低水头高比转数的水泵水轮机一般如图4中1(a)+1(b)的组合, 其反S稳定性较好。而对于高水头低比转数, 水泵水轮机在反S区一般很不稳定, 类似图4中2(a)+2(b)的组合, 传统认为这种情况是不稳定的<sup>[8]</sup>。

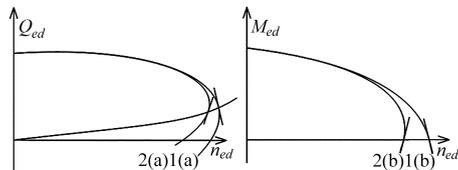


图4 飞逸点的斜率

Fig. 4 Slopes on the runaway points

根据式(21), 可知当  $dQ_{ed}/dn_{ed} > 0$  且  $dM_{ed}/dn_{ed} > 0$  时, 并非完全是不稳定的, 其稳定性是系统参数的综合影响。当然曲线斜率是最重要的影响因素。总体而言, 当斜率为正时, 斜率越小, 式(21)越不容易满足条件; 而当斜率为负时, 式(21)将自动满足。

### 3.2 其他参数的影响

根据式(21)可知, 除了曲线斜率会对稳定性有影响外, 摩阻损失、压力管道的水流惯性常数及转动惯量常数都会有所影响。

管道的摩阻损失越大, 越有利于飞逸稳定。这一结论与文献[3, 8]一致。  $T_{w1}$  越大,  $T_a$  越小, 都越有利于飞逸稳定。但是当  $T_a$  过小, 在导叶拒动飞逸工况达到一定时间后, 水泵水轮机可能会出现高频的自激振荡, 压力会发生剧烈的振荡。文献[5]中说明了这一现象是由于水流弹性引起的, 而本文研究的是系统低频的惯性波动, 其本质上存在区别。

## 4 模型实验

### 4.1 实验平台

为研究水泵水轮机以及蓄能电站在运行中所面临的问题, 特别是由于水泵水轮机反S特性所引起的一系列问题, 建立了由循环水系统、量测系统等9个子系统组成的模型抽水蓄能电站, 如图5所示。其中模型电站输水系统  $T_{w1} = 0.26$  s,  $T_a = 3.93$  s,  $Q_N = 49.1$  L/s,  $H_N = 10.55$  m, 采用一洞两机的布置方式。2台模型水泵水轮机根据宝泉和仙居抽水蓄能电站实际水泵水轮机按照一定比尺缩小进行加工, 具有相同比转数, 其中  $n_N = 1000$  r/min,  $D_1 = 0.28$  m, 但由于设计差别两者反S特性曲线存在明显差异。

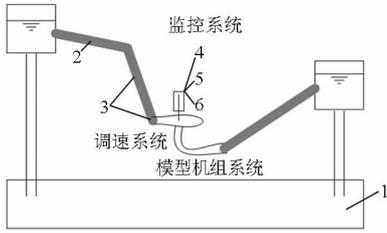


图 5 模型电站的九大系统

Fig. 5 Nine systems of model station

- 1. 循环水系统 2. 模型管道系统 3. 量测系统 4. 励磁同期保护系统 5. 负荷系统 6. 变频变相系统

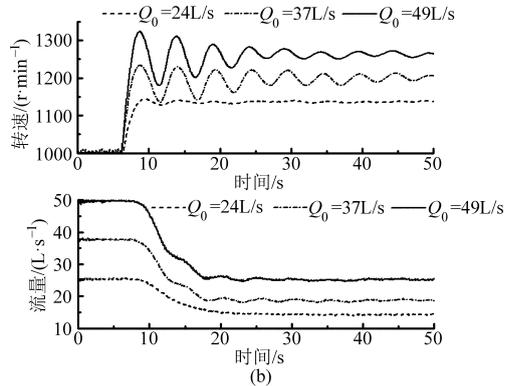
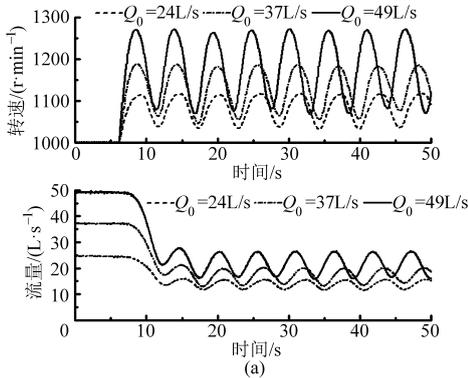


图 6 仙居和宝泉的实验数据

Fig. 6 Model data of Xianju and Baoquan pump-turbines

- (a) 宝泉 (b) 仙居

且在小流量时收敛十分明显。宝泉对应的 3 条特性曲线在空载点斜率为正，仙居在大开度下斜率也为正。分别计算在这种布置下参数  $S$  对应大小，结果如表 2 所示。由于本文模型忽略水流弹性，使理论结果可能存在一定偏差，但基本与实验对应。

表 2 参数  $S$  的计算结果

Tab. 2 Results of  $S$  parameters

类别	初始流量 / (L·s <sup>-1</sup> )		
	49	37	24
宝泉	1.08	0.28	10.44
仙居	-0.26	0.08	-3.31

为了研究系统摩阻损失对飞逸稳定性的影响。对于仙居模型机组初始流量为 37 L/s 时导叶拒动甩负荷工况，其球阀开部分关闭以增加其水头损失，即增加式(21)中的  $K_1$ 。球阀开度为 70%。实验数据对比如图 7 所示。

根据实验结果，可得当球阀部分关闭时，即摩阻损失加大时，机组转速在拒动飞逸工况下收敛明显加快。这也再次验证了式(21)的正确性。

### 5 结论

(1) 飞逸点斜率  $dQ_{ed}/dn_{ed}$  和  $dM_{ed}/dn_{ed}$  为负时，水泵水轮机反 S 曲线特别是飞逸点满足稳定性条

### 4.2 实验数据分析

分别对宝泉机组和仙居机组进行单机导叶拒动甩负荷实验，采集机组和管道的过渡过程参数。图 6(图中  $Q_0$  表示初始流量) 示出了过渡过程中 2 台机组转速波动过程，以及对对应支管的流量动态过程，两者收敛性基本一致。

根据实验数据，可知仙居和宝泉水轮机在相同的布置条件下，导叶拒动飞逸工况表现出完全不同的瞬变形式。宝泉机组在不同的初始流量的情况下，表现出等幅振荡的现象。而仙居机组基本收敛，

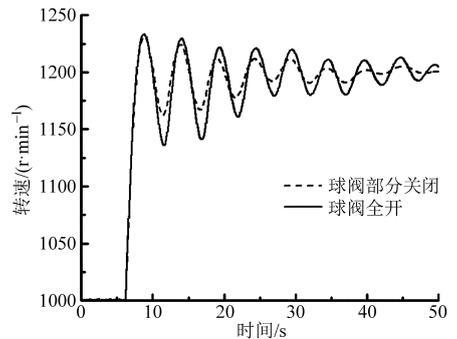


图 7 球阀全开和部分关闭的实验数据对比

Fig. 7 Comparison of model data between partial valve closing and full opening

件。但当  $dQ_{ed}/dn_{ed}$  和  $dM_{ed}/dn_{ed}$  为正时，并非绝对是不稳定的，只要满足一定的极限条件，也可以满足稳定条件。

(2) 水泵水轮机飞逸稳定性不仅与曲线自身有关，同时还与水流加速常数、机组加速常数以及系统的摩阻损失有关。其中水流加速常数越大，机组加速常数越小越有利于飞逸稳定。这与水轮机在额定工况点有调速器参与的小波动是相反的。

(3) 当水道系统中布置有下游调压室时，下游尾水洞水流对稳定性影响非常小，可以忽略不计。由此可以推论，飞逸稳定性只与压力管道中的水流惯性有关。

## 参考文献

- 1 Martin C S. Stability of pump-turbines during transient operation [C]//Proceedings of the 5th International Conference on Pressure Surges, BHRA, 1986.
- 2 Martin C S. Instability of pump-turbines with S-shaped characteristics [C]//Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2000.
- 3 Olimstad G, Nielsen T K, Borresen B. Stability limits of reversible-pump turbines in turbine mode of operation and measurements of unstable characteristics [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(11): 111202.
- 4 Olimstad G. Characteristics of reversible pump-turbines [D]. Trondheim:Norwegian University of Science and Technology, 2013.
- 5 Nicolet C, Alligné S, Kawkabani B, et al. Unstable operation of Francis pump-turbines at runaway: rigid and elastic water column oscillation mode [C]//Proceedings of the 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2008.
- 6 Zhou J X, Karney B W, Hu M, et al. Analytical study on possible self-excited oscillation in S-shaped regions of pump-turbines [J]. Proc. IMech E, Part A: Journal of Power and Energy, 2011, 225(8): 1132 - 1142.
- 7 Staubli T, Widmer C, Tresch T, et al. Starting pump-turbines with unstable characteristics[C]. Hydro 2010, Lisbon, Portugal, 2010.
- 8 Dörfler P K, Engineer A J, Pendse R N, et al. Stable operation achieved on a single-stage reversible pump-turbine showing instability at no-load [C]//Proceedings of the 19th IAHR Symposium Section on Hydraulic Machinery and Cavitation, 1998.
- 9 Widmer C, Staubli T, Ledergerber N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(4): 041101.
- 10 Widmer C, Staubli T, Tresch T, et al. Unstable pump-turbine characteristics and their interaction with hydraulic systems [R]. HydroVision, Charlotte, NC, 2010.
- 11 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)
- 12 Yin J L, Wang D Z, Wei X Z, et al. Hydraulic improvement to eliminate S-shaped curve in pump turbine [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2013,135(7): 071105.
- 13 刘启钊,彭守拙. 水电站调压室[M]. 北京:中国水利水电出版社,1995.
- 14 Guo W C, Yang J D, Cheng J P. Research on critical stable sectional area of surge chamber considering the fluid inertia in the penstock and characteristics of governor [C]//Proceedings of the ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2014, 1B: VolBT10A033.
- 15 赵桂连,杨建东,杨安林. 电气过渡过程对转速调节品质的影响[J]. 水力发电学报,2007,26(1):135 - 138.  
Zhao G L, Yang J D, Yang A L. The influence of electric transient process on speed regulation quality [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007, 26(1):135 - 138. (in Chinese)
- 16 郭涛,张立翔. 混流式水轮机尾水管近壁湍流特性和流场结构研究[J]. 农业机械学报,2014,45(9):112 - 118.  
Guo Tao, Zhang Lixiang. Numerical study of swirling flow fields in francis turbine under small opening condition[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 112 - 118. (in Chinese)
- 17 王旭鹤,祝宝山,樊红刚,等. 水泵水轮机转轮三维反问题设计与特性研究[J]. 农业机械学报,2014,45(12):93 - 98, 116.  
Wang Xuhe,Zhu Baoshan,Fan Honggang, et al. 3D inverse design and performance investigation of pump-turbine runner[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 93 - 98,116. (in Chinese)