

总体矩阵法在水电站频率调节稳定性分析中的应用

马安婷¹, 杨建东¹, 杨威嘉¹, 唐韧博¹, 冯文涛², 侯亮宇¹

(1. 武汉大学 水资源与水电工程科学国家重点实验室, 湖北 武汉 430072;

2. 广东省水利电力勘测设计研究院, 广东 广州 510635)

摘要: 水电站输水发电系统稳定性的分析是电站设计和运行中的关键问题。水电站输水发电系统稳定性的分析以往多采用基于传递函数法的理论分析和数值仿真, 但当管道系统较为复杂时, 如一洞多机输水发电系统, 则不易推导系统的传递函数, 也不易建立仿真模型并得到较为准确的稳定域。针对上述问题, 首先推导了机组阻抗表达式, 然后基于水力系统振动特性分析方法, 建立输水发电系统总体矩阵, 并以最大衰减因子 $\sigma_{\max}$ 是否小于0作为稳定性的判别依据。为了验证提出方法的准确性, 采用总体矩阵法对两个工程实例进行了计算分析, 在单管单机模型中与基于传递函数法和Simulink数值仿真的计算结果进行了对比; 在一洞四机模型中与Simulink数值仿真的计算结果进行了对比。结果表明, 总体矩阵法能够准确求解复杂输水发电系统的稳定域, 并可通过修改系统各个模块相应的传递矩阵排列顺序而适应不同的电站布置形式, 极大地方便了水电站运行稳定性的计算与分析。

关键词: 水电站; 总体矩阵法; 复杂管道系统; 稳定性

中图分类号: TV734.1; TV741

文献标识码: A

doi: 10.13243/j.cnki.slxb.20180361

1 研究背景

水电站水轮机调节系统通常由调速器、水轮机、有压输水系统、发电机和电网构成, 其运行稳定性是由管道布置方式、机组运行工况点、调速器参数等多种因素决定的, 是一个有条件稳定系统^[1]。传递函数法是进行输水发电系统稳定性分析的重要方法, 在以往的研究中, 常采用简化的单管单机布置方式及简化的一阶刚性水击模型求取系统闭环传递函数得到运行稳定性, 但该方法不适用于一洞多机等复杂管道系统建模及分析。

水轮机模型可分为线性水轮机模型、非线性水轮机模型。在运行稳定性的研究中, 往往采用线性水轮机模型。陈嘉谋等^[2]、戴敏等^[3]、马薇^[4]采用Simulink建立了复杂管道系统的数学模型, 分析了线性水轮机模型下调节系统的稳定性和调节品质。郭文成等^[5]推导了3种不同调节模式下带调压室水电站的传递函数, 分析了不同因素作用下稳定域的变化情况。Yang等^[6]研究了由调压室涌浪引起的低频振荡, 并建立功率调节与频率调节相互切换的调速器模型。刘昌玉等^[7]考虑到调压室振荡效应和分叉管水力耦合影响, 建立了水轮机及调节系统精细化模型。俞晓东等^[8]对水电站联合运行进行了小波动稳定性的研究, 研究表明电站联合运行有利于增加系统稳定性并改善调节品质。索丽生^[9]、郑向阳^[10]、俞晓东等^[11]采用状态空间法分析了水力机械系统小波动过程, 状态空间法是通过推导小波动线性微分方程组, 求解系数矩阵的特征值和特征向量判断系统的稳定性, 但推导过程较为繁琐。已有的研究中侧重于对复杂管道系统进行Simulink建模或者运用状态空间法进行系统稳

收稿日期: 2018-04-21; 网络出版日期: 2019-02-26

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1882.TV.20190225.1519.001.html>

基金项目: 国家自然科学基金项目(51879200, 51809197, 51839008); 国家重点研发计划项目(2017YFB0903700)

作者简介: 马安婷(1996-), 硕士生, 主要从事水电站过渡过程研究。E-mail: maanting@whu.edu.cn

通讯作者: 杨建东(1956-), 教授, 博士生导师, 主要从事瞬变流和水电站过渡过程与控制研究。

E-mail: jdyang@whu.edu.cn

定性分析, 存在不能准确求解系统稳定域和建模推导过程繁琐等问题。

为了方便管道系统水力振动频率分析, Wylie等^[12]提出水力阻抗法, 但管道系统较为复杂时, 节点阻抗的推导也较为困难。乔杜里^[13]在水力阻抗法的基础上提出了传递矩阵法, 冯文涛^[14]、段炼等^[15]提出了便于编程的总体矩阵法, 推导了特定条件下水轮机的水力阻抗和调压室阻抗, 并用于复杂管道系统的水力振动研究。叶复萌等^[16]通过阻抗法模拟阀门的自激振动, 并与特征线法进行对比。Suo等^[17]提出了将频率响应转化为时域响应的脉冲响应方法。Kim^[18-19]提出了更加通用的阻抗矩阵法(IMM), 该方法可用于复杂非均匀管网。通常用特征线法对管网系统暂态过程进行分析, Ranginkaman^[20]使用了传递矩阵法对一个真实的管网系统分析其频率响应, 并论证了传递矩阵法与特征线法具有同样高的精度。Vítkovský^[21]提出了基于拓扑矩阵的方法, 该方法用于任意拓扑结构的管网频率分析, 并考虑了黏弹性管道材料和非弹性摩阻的影响。周建旭^[22]引入机组和调速器的动态特性, 得到水力阻抗表达式, 但没有将其运用于复杂管道系统稳定性分析中。

鉴于以上研究现状以及分析复杂管道系统水电站运行稳定性的需求, 本文首先推导了完整的机组阻抗表达式, 然后借用水力系统振动特性分析方法, 建立系统总体矩阵, 并以最大衰减因子 $\sigma_{\max}$ 是否小于0作为稳定性的判别依据。本文的方法能够准确求解复杂输水发电系统的稳定域, 而且通过修改系统各个模块相应的传递矩阵排列顺序, 本方法可适应不同的电站布置形式, 极大地方便了水电站运行稳定性的计算与分析。

2 数学模型及判别条件

2.1 机组阻抗表达式的推导 调速器采用频率调节^[6], PI调节含 T_y 环节:

$$\left(T_y + b_p K_p T_y\right) \frac{d^2 y}{dt^2} + \left(1 + b_p K_p + b_p K_i T_y\right) \frac{dy}{dt} + b_p K_i y = -\left(K_p \frac{dx}{dt} + K_i x\right) \quad (1)$$

式中: T_y 为接力器时间常数, s; b_p 为永态转差系数; K_p 为比例增益; K_i 为积分增益, s^{-1} ; y 为导叶开度偏差相对值; x 为转速偏差相对值; t 为时间, s。

水轮机力矩方程、流量方程^[23]:

$$m_t = e_h h + e_x x + e_y y \quad (2)$$

$$q_t = e_{qh} h + e_{qx} x + e_{qy} y \quad (3)$$

式中: m_t 、 q_t 、 h 分别为力矩、流量和水头偏差相对值; e_h 、 e_x 、 e_y 分别为水轮机力矩对水头、转速、导叶开度传递系数; e_{qh} 、 e_{qx} 、 e_{qy} 分别为水轮机流量对水头、转速、导叶开度传递系数。

发电机加速方程^[23]:

$$T_a \frac{dx}{dt} = m_t - (m_g + e_g x) \quad (4)$$

式中: T_a 为机组惯性时间常数, s; m_g 为发电机负载力矩偏差相对值; e_g 为发电机负载力矩随转速的变化率。

引水管道二阶模型^[23]:

$$G_1(s) = \frac{H_1(s)}{Q_1(s)} = -\frac{h_{w1} T_{r1} s}{\frac{1}{8} T_{r1}^2 s^2 + 1} = -\frac{l_1 s}{g A_1 \left(\frac{l_1^2 s^2}{2 a_1^2} + 1 \right)} \frac{Q_0}{H_0} \quad (5)$$

式中: G_1 为引水管道水击传递函数; H_1 为引水管道末端水头偏差相对值; H_0 为水轮机初始水头, m; Q_1 为引水管道末端流量偏差相对值; Q_0 为水轮机初始流量, m^3/s ; h_{w1} 为引水管道特征系数; T_{r1} 为引水管道水锤压力波反射时间, s; s 为拉普拉斯算子, $s = \sigma + i\omega$; l_1 为引水管道长度, m; g 为重力加速度, m/s^2 ; A_1 为引水管道面积, m^2 ; a_1 为引水管道波速, m/s 。

尾水管道二阶模型^[23]:

$$G_2(s) = \frac{H_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{h_{w2} T_{r2} s}{\frac{1}{8} T_{r2}^2 s^2 + 1} = \frac{l_2 s}{g A_2 \left(\frac{l_2^2 s^2}{2 a_2^2} + 1 \right)} \frac{Q_0}{H_0} \quad (6)$$

式中：\$G_2\$为尾水管道水击传递函数；\$H_2\$为尾水管道首端水头偏差相对值；\$Q_2\$为尾水管道首端流量偏差相对值；\$h_{w2}\$为尾水管道特征系数；\$T_{r2}\$为尾水管道水锤压力波反射时间，s；\$l_2\$为尾水管道长度，m；\$A_2\$为尾水管道面积，m²；\$a_2\$为尾水管道波速，m/s。

对基本方程(1)–(4)进行拉普拉斯变换，得：

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{-(K_p s + K_i)}{(T_y + b_p K_p T_y) s^2 + (1 + b_p K_p + b_p K_i T_y) s + b_p K_i} \quad (7)$$

$$M_t(s) = e_h H(s) + e_x X(s) + e_y Y(s) \quad (8)$$

$$Q_t(s) = e_{qh} H(s) + e_{qx} X(s) + e_{qy} Y(s) \quad (9)$$

$$T_a X(s) s = M_t(s) - (M_g(s) + e_g X(s)) \quad (10)$$

联立方程(5)–(10)，可得出系统在负荷扰动\$m_g\$作用下，单管单机水轮机调节系统的传递函数为：

$$G(s) = \frac{X(s)}{M_g(s)} = \frac{b_0 s^6 + b_1 s^5 + b_2 s^4 + b_3 s^3 + b_4 s^2 + b_5 s + b_6}{a_0 s^7 + a_1 s^6 + a_2 s^5 + a_3 s^4 + a_4 s^3 + a_5 s^2 + a_6 s + a_7} \quad (11)$$

式中：\$a_0 = \lambda_5 \lambda_{18}\$；\$a_1 = \lambda_5 \lambda_{19} + \lambda_6 \lambda_{18}\$；\$a_2 = \lambda_5 \lambda_{20} + \lambda_6 \lambda_{19} + \lambda_7 \lambda_{18} + \lambda_{13} \lambda_{21}\$；\$a_3 = \lambda_6 \lambda_{20} + \lambda_7 \lambda_{19} + \lambda_8 \lambda_{18} + \lambda_{13} \lambda_{22} + \lambda_{14} \lambda_{21}\$；\$a_4 = \lambda_7 \lambda_{20} + \lambda_8 \lambda_{19} + \lambda_9 \lambda_{18} + \lambda_{14} \lambda_{22} + \lambda_{15} \lambda_{21}\$；\$a_5 = \lambda_8 \lambda_{20} + \lambda_9 \lambda_{19} + \lambda_{10} \lambda_{18} + \lambda_{15} \lambda_{22} + \lambda_{16} \lambda_{21}\$；\$a_6 = \lambda_9 \lambda_{20} + \lambda_{10} \lambda_{19} + \lambda_{16} \lambda_{22} + \lambda_{17} \lambda_{21}\$；\$a_7 = \lambda_{10} \lambda_{20} + \lambda_{17} \lambda_{22}\$；\$b_0 = -\lambda_1 \lambda_{18}\$；\$b_1 = -\lambda_1 \lambda_{19} - \lambda_{11} \lambda_{18}\$；\$b_2 = -\lambda_1 \lambda_{20} - \lambda_2 \lambda_{18} - \lambda_{11} \lambda_{19}\$；\$b_3 = -\lambda_2 \lambda_{19} - \lambda_{11} \lambda_{20} - \lambda_{12} \lambda_{18}\$；\$b_4 = -\lambda_2 \lambda_{20} - \lambda_{12} \lambda_{19} - \lambda_{18}\$；\$b_5 = -\lambda_{12} \lambda_{20} - \lambda_{19}\$；\$b_6 = -\lambda \lambda_{20}\$；\$\lambda_1 = \frac{1}{64} T_{r1}^2 T_{r2}^2\$；\$\lambda_2 = \frac{1}{8} T_{r1}^2 + \frac{1}{8} T_{r2}^2\$；\$\lambda_3 = \frac{1}{8} (h_{w1} T_{r1} T_{r2}^2 + h_{w2} T_{r2} T_{r1}^2)\$；\$\lambda_4 = h_{w1} T_{r1} + h_{w2} T_{r2}\$；\$\lambda_5 = T_a \lambda_1\$；\$\lambda_6 = e_n \lambda_1 + T_a e_{qh} \lambda_3\$；\$\lambda_7 = T_a \lambda_2 + e_n e_{qh} \lambda_3 + e_h e_{qx} \lambda_3\$；\$\lambda_8 = T_a e_{qh} \lambda_4 + e_n \lambda_2\$；\$\lambda_9 = T_a + e_n e_{qh} \lambda_4 + e_h e_{qx} \lambda_4\$；\$\lambda_{10} = e_n\$；\$\lambda_{11} = e_{qh} \lambda_3\$；\$\lambda_{12} = e_{qh} \lambda_4\$；\$\lambda_{13} = e_y \lambda_1\$；\$\lambda_{14} = e_y e_{qh} \lambda_3 - e_h e_{qy} \lambda_3\$；\$\lambda_{15} = e_y \lambda_2\$；\$\lambda_{16} = e_y e_{qh} \lambda_4 - e_h e_{qy} \lambda_4\$；\$\lambda_{17} = e_y\$；\$\lambda_{18} = T_y + b_p K_p T_y\$；\$\lambda_{19} = 1 + b_p K_p + b_p K_i T_y\$；\$\lambda_{20} = b_p K_i\$；\$\lambda_{21} = K_p\$；\$\lambda_{22} = K_i\$。其中，\$e_n = e_g - e_x\$为水轮发电机组综合自调节系数。

将式(10)代入式(8)，得：

$$T_a X(s) s + (M_g(s) + e_g X(s)) = e_h H(s) + e_x X(s) + e_y Y(s) \quad (12)$$

式(12)×\$e_{qy}\$-式(9)×\$e_y\$，整理得：

$$X(s) = \frac{e_y Q_t(s) - e_{qy} M_g(s) + (e_{qy} e_h - e_y e_{qh}) H(s)}{e_{qy} (T_a s + e_n) + e_y e_{qx}} \quad (13)$$

$$Y(s) = \frac{(Q_t(s) - e_{qh} H(s))(T_a s + e_n) + e_{qx} (M_g(s) - e_h H(s))}{e_{qy} (T_a s + e_n) + e_y e_{qx}} \quad (14)$$

改写式(7)，得：

$$\left[(T_y + b_p K_p T_y) s^2 + (1 + b_p K_p + b_p K_i T_y) s + b_p K_i \right] Y(s) = -(K_p s + K_i) X(s) \quad (15)$$

将式(13)和式(14)代入式(15)，整理得：

$$(b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + b_3) Q_t(s) - (a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3) H(s) = (c_0 s^2 + c_1 s + c_2) M_g(s) \quad (16)$$

式中：\$a_0 = \lambda_6 \lambda_1\$；\$a_1 = \lambda_6 \lambda_2 + \lambda_5 \lambda_1\$；\$a_2 = \lambda_6 \lambda_3 + \lambda_5 \lambda_2 - K_p \lambda_4\$；\$a_3 = \lambda_5 \lambda_3 - K_i \lambda_4\$；\$b_0 = T_a \lambda_1\$；\$b_1 = T_a \lambda_2 + e_n \lambda_1\$；\$b_2 = T_a \lambda_3 + e_n \lambda_2 + K_p e_y\$；\$b_3 = e_n \lambda_3 + K_i e_y\$；\$c_0 = -\lambda_1 e_{qx}\$；\$c_1 = -(\lambda_2 e_{qx} - K_p e_{qy})\$；\$c_2 = K_i e_{qy} - e_{qx} \lambda_3\$；\$\lambda_1 =

$$T_y + b_p K_p T_y; \lambda_2 = 1 + b_p K_p + b_p K_i T_y; \lambda_3 = b_p K_i; \lambda_4 = e_{qy} e_h - e_{qh} e_y; \lambda_5 = e_{qh} e_n + e_{qx} e_h; \lambda_6 = e_{qh} T_a \circ$$

式(16)可改写为:

$$BQ_t(s) - AH(s) = CM_g(s) \quad (17)$$

式中: $B = b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + b_3$; $A = a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3$; $C = c_0 s^2 + c_1 s + c_2$

由于 $Q_t(s) = \frac{Q_T}{Q_0}$, $H(s) = \frac{H_T}{H_0}$, $M_g(s) = \frac{\Delta M_g}{M_{g0}}$, 代入(17)进行整理可得:

$$H_T = \frac{BH_0}{AQ_0} Q_T - \frac{CH_0 \Delta M_g}{AM_{g0}} \quad (18)$$

式中: Q_T 为水轮机处复流量, m^3/s ; H_T 为水轮机处复水头, m ; ΔM_g 为发电机负载力矩变化量, $\text{N} \cdot \text{m}$; M_{g0} 为初始工况发电机负载力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

水轮机前后管道的复水头 H_T 和复流量 Q_T 之间满足如下关系^[14]:

$$\begin{cases} H_{id} = H_T + H_{ju} \\ Q_{id} = Q_{ju} = Q_T \end{cases} \quad (19)$$

若考虑水轮机前后管道的水体动能, 式(19)可改写为:

$$\begin{cases} H_{id} + \frac{(Q_{id} + \bar{Q}_{id})^2}{2gA_{id}^2} = H_T + H_{ju} + \frac{(Q_{ju} + \bar{Q}_{ju})^2}{2gA_{ju}^2} \\ Q_{id} = Q_{ju} = Q_T \end{cases} \quad (20)$$

式中: H_{id} 为第 i 段管道末端复水头, m ; H_{ju} 为第 j 段管道首端复水头, m ; Q_{id} 为第 i 段管道末端复流量, m^3/s ; Q_{iu} 为第 i 段管道首端复流量, m^3/s ; $\bar{Q}_{id}$ 为第 i 段末端管道平均流量, m^3/s ; $\bar{Q}_{ju}$ 为第 j 段首端管道平均流量, m^3/s ; A_{id} 为第 i 段末端管道面积, m^2 ; A_{ju} 为第 j 段首端管道面积, m^2 ;

引入恒定流条件并对上式做线性化处理, 略去高阶非线性项, 上式化简为:

$$\begin{cases} H_{id} + \frac{Q_{id} \bar{Q}_{id}}{gA_{id}^2} = H_T + H_{ju} + \frac{Q_{ju} \bar{Q}_{ju}}{gA_{ju}^2} \\ Q_{id} = Q_{ju} = Q_T \end{cases} \quad (21)$$

可写成传递矩阵的形式:

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{\bar{Q}_{id}}{gA_{id}^2} - \frac{BH_0}{AQ_0} & -1 & -\frac{\bar{Q}_{ju}}{gA_{ju}^2} \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_{id} \\ Q_{id} \\ H_{ju} \\ Q_{ju} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{CH_0 \Delta M_g}{AM_{g0}} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (22)$$

式(22)为完整的机组阻抗通用表达式, 针对简单或复杂的有压输水发电系统皆能适用。

2.2 管道及有关边界条件的传递矩阵 管道及有关边界的传递矩阵详见参考文献[14], 式(23)一式(27)为本文用到的边界条件。根据管道首末两端复水头和复流量的关系, 可写成传递矩阵, 如式(23)所示:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & -\cosh(\gamma_i l_i) & -Z_{Ci} \sinh(\gamma_i l_i) \\ 0 & 1 & -\sinh(\gamma_i l_i)/Z_{Ci} & -\cosh(\gamma_i l_i) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_{iu} \\ Q_{iu} \\ H_{id} \\ Q_{id} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (23)$$

式中: l_i 为第 i 段管道长度, m ; g_i 为第 i 段管道传播常数; Z_{Ci} 为第 i 段管道特征阻抗。

由于本文忽略沿程水头损失, 故 $\gamma = \frac{s}{a}$, $Z_C = \frac{a}{gA}$, 式(23)含有双曲正弦和余弦函数, 通过泰勒展开, 可改写为:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & -(1+l_i^2 s^2/2a_i^2) & -l_i s/gA_i \\ 0 & 1 & -gA_i l_i s/a_i^2 & -(1+l_i^2 s^2/2a_i^2) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_{iU} \\ Q_{iU} \\ H_{iD} \\ Q_{iD} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (24)$$

对于单管单机系统，假定过渡过程中上、下游水库水位不变，即 $H_{1U}=0$ 和 $H_{2D}=0$ ，则式(24)可改写成式(5)和式(6)的形式。

根据岔管前后复水头和复流量的关系，可写成传递矩阵的形式，如式(25)所示：

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{(1-\xi_{ij})\bar{Q}_{iD}}{gA_{iD}^2} & -1 & -\frac{\bar{Q}_{jU}}{gA_{jU}^2} & 0 & 0 \\ 1 & \frac{(1-\xi_{ik})\bar{Q}_{iD}}{gA_{iD}^2} & 0 & 0 & -1 & -\frac{\bar{Q}_{kU}}{gA_{kU}^2} \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_{iD} \\ Q_{iD} \\ H_{jU} \\ Q_{jU} \\ H_{kU} \\ Q_{kU} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (25)$$

式中： ξ_{ij} 第*i*段与第*j*段管道间局部损失系数； ξ_{ik} 第*i*段与第*k*段管道间局部损失系数。

上游水库边界条件，考虑管道水体动能和局部水头损失的管道首端面复水头和复流量的传递矩阵为：

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{(1+\xi)\bar{Q}_{iU}}{gA_{iU}^2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_{iU} \\ Q_{iU} \end{pmatrix} = 0 \quad (26)$$

式中 ξ 局部水头损失系数。

下游水库边界条件，考虑管道水体动能和局部水头损失的管道末端面复水头和复流量的传递矩阵为：

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{(1-\xi)\bar{Q}_{iD}}{gA_{iD}^2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_{iD} \\ Q_{iD} \end{pmatrix} = 0 \quad (27)$$

2.3 总体矩阵的构成及稳定性的判据 在本文研究中，忽略了系统水头沿程损失和局部损失，调节系统为线性系统，水击模型为二阶水击模型，重点分析调速器参与频率调节时比例增益 K_p 与积分增益 K_i 对稳定性的影响。

由管道、岔管和水轮机等传递矩阵可建立输水发电系统总体矩阵 U ，参数之间关系的方程组为： $U\bar{X}=B$ 。矩阵 B 为边界条件列向量。由于每根管道有 4 个未知数，对于 n 根管道构成的水力系统总体矩阵 U 的大小为 $4n \times 4n$ ，前 $2n$ 行表示管道传递矩阵，后 $2n$ 行表示上库、岔管和水轮机等传递矩阵，矩阵 B 大小为 $4n \times 1$ ， $\bar{X}$ 为首末端面复水头和复流量构成的未知量向量，表达式如下^[14]：

$$\bar{X} = (H_{1U}, Q_{1U}, H_{1D}, Q_{1D}, \dots, H_{iU}, Q_{iU}, H_{iD}, Q_{iD}, \dots, H_{NU}, Q_{NU}, H_{ND}, Q_{ND})^T \quad (28)$$

假设系统无外部扰动，即 $B=0$ ，给定一组调速器参数 K_p 与 K_i ，采用牛顿迭代法求出 $U=0$ 时对应的频率 ω 和衰减因子 σ 。对于总体矩阵，可求得其中最大的衰减因子 $\sigma_{\max}$ ，当衰减因子 $\sigma_{\max} > 0$ 时，系统处于不稳定状态点；当 $\sigma_{\max} = 0$ 时，即系统处于临界稳定状态点；当 $\sigma_{\max} < 0$ 时，即系统处于稳定状态点。进行多次计算后可根据 $\sigma_{\max} = 0$ 时的调速器参数值求得系统的稳定域。具体计算流程图如图 1 所示。

3 对比分析

3.1 单管单机系统 以梨园水电站为例，用总体矩阵法分析输水发电系统运行稳定性，并与传递函数法和 Simulink 仿真结果进行对比。该水电站基本资料：单管单机输水发电系统，无调压室，布置示意图如图 2，管道参数如表 1。机组额定出力 612 MW，额定水头 106 m，额定流量 621.4 m³/s，额定转速 166.7 r/min，管线水流加速时间常数 $T_w=4.02s$ ，机组加速时间常数 $T_a=9.65s$ 。水轮机传递系数取 $e_h=$

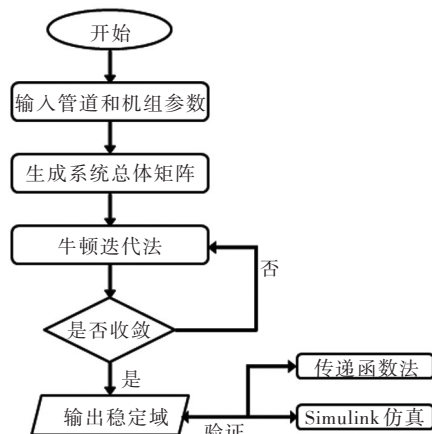


图1 计算流程图

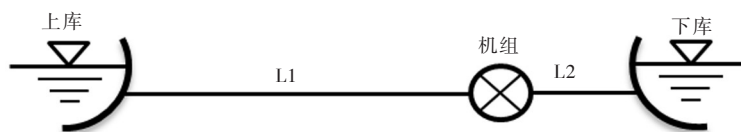


图2 梨园水电站管线示意图

表1 管道参数

管道号	长度/m	面积/m ²	波速/(m/s)
L1	833.45	142.26	1022.56
L2	72	84.42	900

1.49, $e_x=-0.99$, $e_y=0.67$, $e_{qh}=0.5$, $e_{qx}=0.0$, $e_{qy}=0.77$ 。其他参数取 $T_y=0.02s$, $b_p=0.04$, $e_g=0$ 。

图3所示为用总体矩阵法求解不同调速器参数对应的最大衰减因子 $\sigma_{\max}$ 。通过变换求取 $\sigma_{\max}=0$ 时对应的 K_p 和 K_i 值,如图4绿色线所示;用传递函数法进行数值模拟,结果如图4蓝色线所示。曲线下半部分为稳定域,上半部分为不稳定域。可以看出,两条线重合。

用Simulink建立调节系统整体模型,取通过总体矩阵法推导出的稳定域边界上的若干组点,进行数值仿真,可得到稳定点与不稳定点,如图4所示。以两组参数为例:① $K_p=1.0$, $K_i=0.37$;② $K_p=1.0$, $K_i=0.39$ 。扰动为阶跃扰动,扰动值为0.1,扰动从第10s开始,输出的时域响应如图5和图6所示。当 $K_p=1.0$, $K_i=0.37$ 时,调速器参数处于稳定域内,系统是稳定的,响应曲线收敛。当 $K_p=1.0$, $K_i=0.39$ 时,调速器参数处于不稳定域,系统是不稳定的,响应曲线发散。

上述3种方法得到的计算结果,高度吻合。说明了总体矩阵法可准确求解单管单机输水发电系统

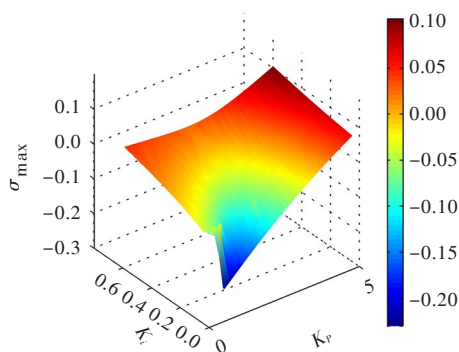


图3 不同调速器参数对应的最大衰减因子
 $\sigma_{\max}$ (总体矩阵法)

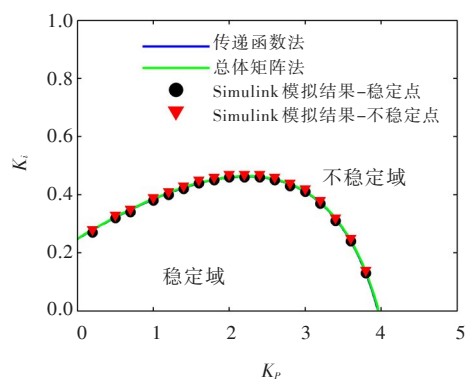


图4 总体矩阵法与传递函数法和Simulink
模拟对比

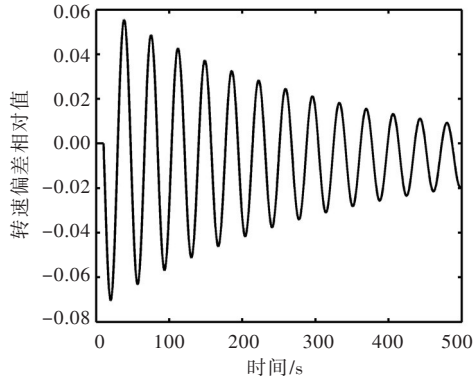


图5 负荷给定扰动阶跃响应($K_p=1.0$, $K_i=0.37$)

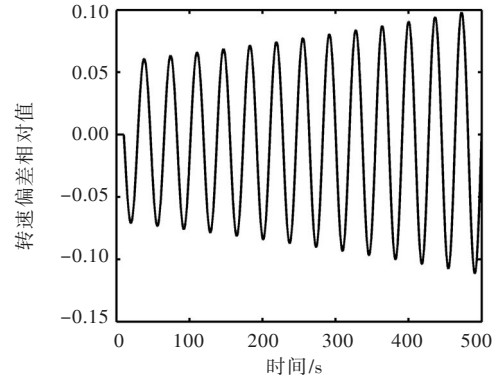


图6 负荷给定扰动阶跃响应($K_p=1.0$, $K_i=0.39$)

的运行稳定域,为进一步验证总体矩阵法的适用性奠定了基础。

3.2 一洞四机系统 以喀腊塑克水电站为例,分别用总体矩阵法和 Simulink 仿真分析电站稳定性。该水电站基本资料:一洞四机输水系统,布置示意图如图7,管道参数如表2。机组额定出力 36 MW,额定水头 79.5 m,额定流量 $50.23 \text{ m}^3/\text{s}$,额定转速 300 r/min,1#管线水流加速时间常数 $T_w=2.98\text{s}$,机组加速时间常数 $T_a=10.11\text{s}$ 。水轮机传递系数取 $e_h=1.4568$, $e_x=-0.9136$, $e_y=0.6001$, $e_{qh}=0.5320$, $e_{qx}=-0.0640$, $e_{qy}=0.8391$ 。其他参数取 $T_j=0.02\text{s}$, $b_p=0.02$, $e_g=0$ 。

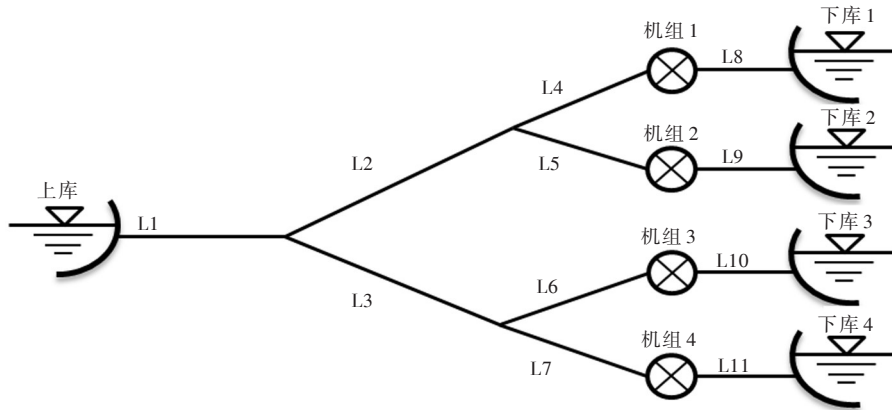


图7 喀腊塑克水电站管线示意图

表2 管道参数

管道号	长度/m	面积/ m^2	波速/(m/s)
L1	439.73	47.92	1079.97
L2	10.60	20.73	1100.00
L3	10.60	20.73	1100.00
L4	59.68	8.19	1100.00
L5	55.55	8.13	1100.00
L6	55.55	8.13	1100.00
L7	59.68	8.19	1100.00
L8	20.60	16.10	1100.00
L9	20.60	16.10	1100.00
L10	20.60	16.10	1100.00
L11	20.60	16.10	1100.00

图8所示为用总体矩阵法求解不同调速器参数对应的最大衰减因子 $\sigma_{\max}$ 。通过变换求取 $\sigma_{\max}=0$ 时对应的比例增益 K_p 和积分增益 K_i 值,如图9绿色线所示,曲线下半部分为稳定域,上半部分为不稳定域。

用Simulink建立调节系统整体模型,取通过总体矩阵法推导出的稳定域边界上的若干组点,进行数值仿真,可得到稳定点与不稳定点,如图9所示。以两组参数为例:① $K_p=3.0$, $K_i=0.53$;② $K_p=3.0$, $K_i=0.55$,用Simulink建立调节系统整体模型,进行仿真模拟。扰动为阶跃扰动,扰动值为0.1,扰动从第10s开始,输出的时域响应如图10和图11所示。当 $K_p=3.0$, $K_i=0.53$ 时,调速器参数处于稳定域内,系统是稳定的,响应曲线收敛。当 $K_p=3.0$, $K_i=0.55$ 时,调速器参数处于不稳定域,系统是不稳定的,响应曲线发散。两种方法得到的结果完全相同,再次验证了总体矩阵法的准确性,说明了总体矩阵法可以用于一洞四机输水发电系统的运行稳定性分析中。

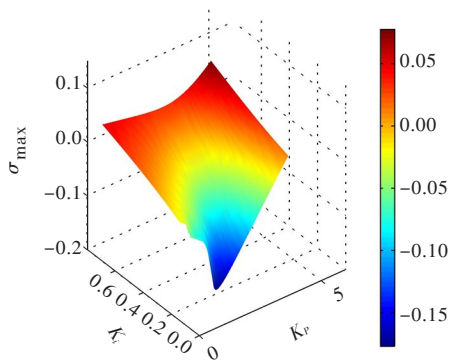


图8 不同调速器参数对应的最大衰减因子
 $\sigma_{\max}$ (总体矩阵法)

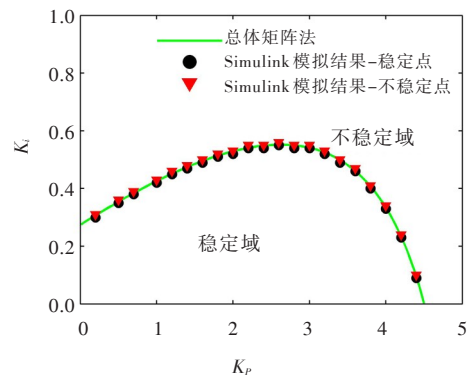


图9 总体矩阵法与Simulink模拟对比

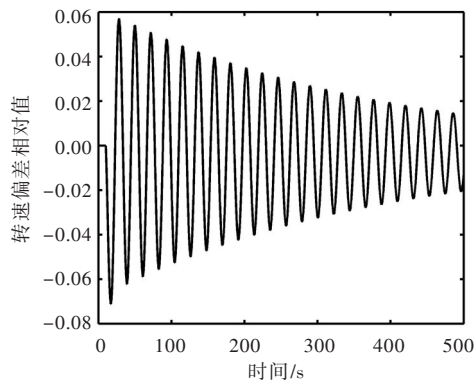


图10 负荷给定扰动阶跃响应($K_p=3.0$, $K_i=0.53$)

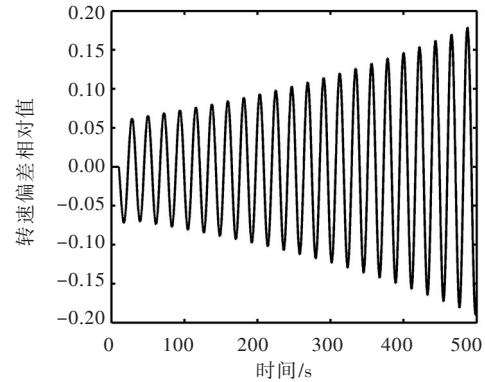


图11 负荷给定扰动阶跃响应($K_p=3.0$, $K_i=0.55$)

4 结论

本文将总体矩阵法应用于水电站输水发电系统运行稳定性分析中,推导了机组阻抗表达式,建立了布置形式为单管单机和一洞四机的水电站输水发电系统总体矩阵,以最大衰减因子 $\sigma_{\max}$ 是否小于0作为稳定性的判别依据,绘制出相应的稳定域。本文还通过上述两个工程实例对本方法进行了验证:(1)用传递函数法和Simulink仿真对单管单机系统进行了对比验证,结果表明总体矩阵法所得到的稳定域与传递函数法和Simulink仿真得到的稳定域吻合度较高,说明了采用总体矩阵法可以计算单管单机的稳定域。(2)建立了管道系统Simulink模型对一洞四机系统进行验证,结果是总体矩阵法所得到的稳定域与

Simulink 仿真得到的稳定域重合, 说明了采用总体矩阵法可以计算复杂管道系统的稳定域。当水电站布置形式发生变化时, 只需修改系统各个模块相应的传递矩阵排列顺序即可, 极大方便了运行稳定性分析, 为深入分析各种不同复杂管道系统水电站运行稳定域提供了新的途径。

参 考 文 献:

- [1] 魏守平. 水轮机调节[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2009.
- [2] 陈嘉谋, 李郁侠. 具有复杂导水管道的轮机调节系统数学模型[J]. 大电机技术, 1992(5): 55-60.
- [3] 戴敏, 刘炳文, 蔡维由, 等. 具有不同引水管道的轮机调节系统数学模型[J]. 武汉水利电力大学学报, 1997(2): 24-28.
- [4] 马薇. 具有复杂引水管道的轮机调节系统小波动稳定性分析[D]. 西安: 西安理工大学, 2003.
- [5] 郭文成, 杨建东, 杨威嘉. 水轮机三种调节模式稳定性比较研究[J]. 水力发电学报, 2014, 33(4): 255-262.
- [6] YANG W J, YANG J D, GUO W C, et al. Frequency stability of isolated hydropower plant with surge tank under different turbine control modes [J]. Electric Power Components and Systems, 2015, 43(15): 1707-1716.
- [7] 刘昌玉, 何雪松, 何凤军, 等. 水电机组原动机及其调节系统精细化建模[J]. 电网技术, 2015, 39(1): 230-235.
- [8] 俞晓东, 张健, 刘甲春. 联合运行水电站水力机械系统小波动稳定性研究[J]. 水利学报, 2017, 48(2): 234-240.
- [9] 索丽生. 设置上下游双调压室的水力一机械系统的小波动稳定分析[J]. 华东水利学院学报(自然科学版), 1984, 12(4): 33-42.
- [10] 郑向阳. 有调压室水电站多机一洞时水力调速系统稳定分析[D]. 武汉: 武汉大学, 2005.
- [11] 俞晓东, 张健, 苗帝, 等. 尾水岔管在调压室后交汇的水电站小波动稳定分析[J]. 水利学报, 2014, 45(4): 458-466.
- [12] WYLIE E B. Resonance in pressurized piping systems[D]. Ann Arbor: The University of Michigan, 1964.
- [13] 乔杜里. 实用水力瞬变过程[M]. 程永光, 杨建东, 赖旭, 等译. 3版. 北京: 中国水利水电出版社, 2015.
- [14] 冯文涛. 水电站复杂有压输水系统水力振动特性研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2012.
- [15] 段炼, 杨建东, 冯文涛. 总体矩阵法在水电站水力振动研究中的应用[J]. 水电能源科学, 2011, 29(12): 74-77.
- [16] 叶复萌, 朱渊岳, 樊红刚, 等. 抽水蓄能电站复杂管系的自激振动研究[J]. 水力发电学报, 2007(4): 135-140.
- [17] SUO L S, WYLIE E B. Impulse response method for frequency-dependent pipeline transients[J]. Journal of Fluid Engineering, 1989, 111(4): 478-483.
- [18] KIM S H. Impedance matrix method for transient analysis of complicated pipe networks[J]. Journal of Hydraulic Resources, 2007, 45(6): 818-828.
- [19] KIM S H. Address-oriented impedance matrix method for generic calibration of heterogeneous pipe network systems[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2008, 34(1): 66-75.
- [20] RANGINKAMAN M H, HAGHIGHI A, SAMANI H M V. Application of the frequency response method for transient flow analysis of looped pipe networks[J]. International Journal of Civil Engineering, 2017, 15: 677-687.
- [21] VÍTKOVSKÝ J P, LEE P J, ZECCHIN A C, et al. Head and flow based formulations for frequency domain analysis of fluid transients in arbitrary pipe networks[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2011, 137(5): 556-568.
- [22] 周建旭. 长输水系统电站振动特性与稳定性分析[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2011.
- [23] 沈祖诒. 水轮机调节[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 1981.

Application of overall matrix method in operation stability analysis for frequency regulation mode of hydropower stations

MA Anting¹, YANG Jiandong¹ YANG Weijia¹,
TANG Renbo¹, FENG Wentao², HOU Liangyu¹

(1. State Key Laboratory of Water Resources and Hydropower Engineering Science, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. Guangdong Hydropower Planning and Design Institute, Guangzhou 510635, China)

Abstract: The operation stability is a key problem in design and operation of hydropower stations. In the past, theoretical analysis based on transfer function method and numerical simulation were mostly used to analyze the operation stability of hydropower stations. However, when the pipeline system is more complex, such as a system with multiple generating units sharing a same pipeline, it is difficult to deduce the system transfer function, and it is not easy to establish the simulation model and get a more accurate stability region. The aim of this paper is to study the above problems. First, the expression of the impedance of hydropower generating units is derived. Then, based on the analysis method of oscillation characteristics of hydraulic system, an overall matrix of the hydropower generation system is established, and the stability criterion is applied based on whether the maximum damping ratio is smaller than zero. In order to verify the method, two engineering examples are given in this paper. For a hydropower station with one generating unit, the proposed overall matrix method is compared with transfer function method and numerical simulation based on MATLAB/Simulink; for a hydropower station with four generating units sharing the same conduit, the proposed overall matrix method is compared with the numerical simulation based on MATLAB/Simulink. The results show that the overall matrix method can accurately solve the stability region of the complex system and can be adapted to various layout forms of hydropower stations by modifying the order of the corresponding matrix arrangement of the system, which greatly facilitates the calculation and analysis of the stability of hydropower stations.

Keywords: hydropower station; overall matrix; complex pipeline system; stability

(责任编辑: 杨 虹)

《水利学报》征订启事

《水利学报》创刊于1956年,是中国水利学会主办的综合性学术刊物,是水利行业创刊最早、国内外最具影响的学术期刊,在水利工程类核心期刊中排第一位,被国内外多家检索系统收录。《水利学报》刊登反映水利、水电、水运领域较高水平的学术论文、专题综述和工程技术总结,开展学术论文的讨论和评论,介绍国内外科技动态和消息。主要专业范围包括:水文及水资源、防洪、灌溉及排水、水力学、泥沙、河港及水运、岩土工程、水工结构及材料、水利水电施工及监理、水力机电、水利经济、水环境、水利史研究等。本刊邮局发行,邮发代号2—183。每册30元,全年订价360元。

主编:程晓陶 国内统一刊号:CN11-1882/TV 国外代号:M216

地址:北京海淀区复兴路甲1号院 邮政编码:100038

投稿网址: <http://jhe.ches.org.cn>

联系电话:010-68786919; 68786221; 68786238; 68786262

传真:010-68786649; E-mail: slxb@iwhr.com

《水利学报》编辑部