

文章编号: 1001-0920(2013)03-0439-06

多级离心压缩机防喘模型与防喘控制策略

褚菲, 王福利, 王小刚, 董世建

(东北大学 a. 信息科学与工程学院, b. 流程工业综合自动化国家重点实验室, 沈阳 110819)

摘要: 以燃气-蒸汽联合循环发电机组煤气系统为背景, 基于压缩机能量损失机理建立多级离心压缩机系统防喘控制模型, 并利用改进自适应遗传算法辨识机理模型中难以准确获得的参数. 基于此模型, 制定相应的防喘控制线确定方法和防喘控制策略. 将所建立的防喘模型和防喘控制策略应用于实际的煤气系统中, 结果表明该防喘模型能准确预测多级离心压缩机的性能, 所制定的防喘控制策略能有效防止喘振的发生, 取得了满意的控制效果.

关键词: 离心压缩机; 改进自适应遗传算法; 机理模型; 防喘控制; 联合循环发电机组

中图分类号: TH27

文献标志码: A

Multi-stage centrifugal compressor model and anti-surge control strategy

CHU Fei, WANG Fu-li, WANG Xiao-gang, DONG Shi-jian

(a. College of Information Science and Engineering, b. State Key Laboratory of Integrated Automation for Process Industries, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Correspondent: CHU Fei, E-mail: chufeizhufei@sina.com)

Abstract: Based on the background of gas-steam combined cycle power plant gas system of a steelworks, a mechanism model suitable for the anti-surge control design of compression system is established based on the loss mechanism of compressor. The improved adaptive genetic algorithm is applied to determine the important parameters of the model. Based on the developed model, the corresponding anti-surge control strategy is proposed. Applying the mechanism model and anti-surge control strategy to the practical gas system, the results show that the model has satisfactory prediction performance and the control strategy proposed can provide effective control in inhibiting the occurrence of compressor surge, and achieve good control effect.

Key words: centrifugal compressor; improved adaptive genetic algorithm; mechanism model; anti-surge control; combined cycle power plant

0 引言

近年来, 燃气-蒸汽联合循环发电机组(CCPP)以其高效、环保等一系列优点备受各大电厂和钢厂的青睐, 将CCPP与炼钢/铁工艺相结合, 燃用富余煤气发电能起到节能减排的作用^[1]. 然而, CCPP煤气系统因炼钢/铁过程富裕煤气的流量、压力波动较大而存在严重的喘振隐患. 尤其当煤气流量降至喘振极限时, 压缩机随时可能发生喘振. 喘振不仅会影响煤气系统及整个CCPP机组的稳定运行, 深度喘振还会危及设备和操作人员的安全^[2]. 因此, 建立压缩机系统防喘模型, 并进行防喘控制策略的研究, 对于保证机组的安全稳定运行和提高钢厂经济效益具有重要的

现实意义.

离心压缩机作为一种常用的气体压缩装置, 其内部气体流动和能量转换关系非常复杂, 国内外学者对此进行了深入的研究^[4-9]. 文献[4-5]讨论了压缩机内部能量传递和气体压力升高之间的关系; 文献[7-9]给出了扩压器和叶轮内气流损失的计算方法; 文献[4,8]对压缩机的气流损失进行了分类, 并给出了涡流和间隙等微小损失的近似计算方法等.

本文基于理论成果, 以某钢厂燃气-蒸汽联合循环发电机组多级煤气压缩机防喘控制系统为研究对象, 建立由防喘阀和多级离心压缩机组成的煤气压缩防喘系统机理模型. 采用改进自适应遗传算法对机理

收稿日期: 2011-11-21; 修回日期: 2012-07-13.

基金项目: 国家自然科学基金项目(61074074, 61174130, 61004083); 国家863计划项目(2011AA060204); 国家973计划项目(2009CB320601).

作者简介: 褚菲(1984-), 男, 博士生, 从事复杂工业过程建模、控制与优化的研究; 王福利(1957-), 男, 教授, 博士生导师, 从事复杂工业过程建模、控制与优化等研究.

模型中某些难以准确获得的关键参数进行辨识. 根据所建立的防喘模型, 制定相应的防喘控制策略. 最后, 将所建立的防喘模型和防喘策略应用于实际的煤气压缩系统, 获得了良好的控制效果.

1 多级离心压缩机防喘系统模型

1.1 单级离心压缩机防喘系统模型

离心压缩机防喘系统主要由防喘阀和离心压缩机组成, 单级离心压缩机防喘系统等效结构如图 1 所示.

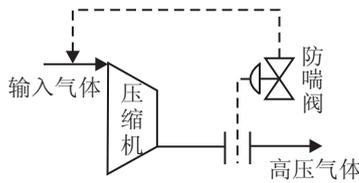


图 1 单级离心压缩机防喘系统结构图

1) 防喘阀流量特性模型.

在防喘系统中, 防喘阀控制气体的流量和流动方向. 此处先给出防喘阀的流量特性, 其调节特性将在防喘控制策略中予以介绍. 防喘阀的流量计算公式为^[3]

$$m = \rho Q = \frac{A}{\sqrt{\zeta}} \rho^{1/2} \sqrt{2\Delta P}. \quad (1)$$

其中: m 为质量流量, ρ 为气体密度, Q 为体积流量, ζ 为调节阀阻力系数, A 为防喘阀接管流通截面积, ΔP 为调节阀前后的压差.

2) 单级离心压缩机模型.

压缩机各级的压缩过程都是多变压缩过程, 将其分解为等熵压缩和等压升温两个子过程. 在等熵压缩过程中, 气体的焓值与温度以及气体的压力与温度分别满足如下关系式^[4]:

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \frac{h_{02s}}{h_{01}} = \frac{h_{01} + h_{02s}}{h_{01}} = 1 + \frac{\Delta h_{02s}}{c_p T_{01}}, \quad (2)$$

$$\frac{P_{02s}}{P_{01}} = \left(\frac{h_{02s}}{h_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (3)$$

其中: h_{01} 为多变压缩过程起点处气体的焓值, h_{02s} 为等熵压缩过程结束时气体的焓值, Δh_{02s} 为等熵压缩过程中气体焓值的变化量, c_p 为气体的定压比热, γ 为气体的比热比. 结合式 (1) 和 (2) 可得等熵过程压比 ε 的表达式为

$$\varepsilon = \frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(1 + \frac{\Delta h_{02s}}{c_p T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (4)$$

等压升温过程中的气体压力保持不变. 多变压缩过程温比 τ 的表达式为

$$\tau = \frac{T_{02}}{T_{01}} = \frac{h_{02}}{h_{01}} = \frac{h_{01} + \Delta h_{02}}{h_{01}} = 1 + \frac{\Delta h_{02}}{c_p T_{01}}, \quad (5)$$

其中 Δh_{02} 为多变压缩过程中气体焓值的增量.

下面给出离心压缩机输出压力和温度的计算公式. 离心压缩机叶轮传递给气体的能量一部分因摩

擦等原因损失掉, 其余能量用于气体的压力升高. 对于单级离心压缩机, 气体在叶轮入口处可视为无预旋, 即 $C_{\theta 1} = 0$; 叶轮叶片垂直无弯曲^[5]. 叶轮传递给气体的总比焓为

$$\Delta h_{02} = \frac{m(U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1})}{m} = \sigma U_2^2. \quad (6)$$

其中: U_1, U_2 为叶轮叶片进/出口处的圆周速度, 可由压缩机的转速 N_y 求得; m 为气体质量流量; σ 为滑差系数; $C_{\theta 1}, C_{\theta 2}$ 分别为叶轮入/出口处气体速度的切向分量.

离心压缩机内存在多种气流损失, 其中扩压器和叶轮上的摩擦和冲击损失对压缩机的性能影响最大, 对压缩机稳定运行区域的确定起到了决定性作用^[6]. 冲击损失与气体进入扩压器和叶轮时的速度损失有关, 通过对扩压器和叶轮入口处的气体速度进行三角形分解, 可以得到扩压器和叶轮上冲击损失的计算公式^[7]为

$$\Delta h_{cy} = \zeta_{sh} \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\cot \beta_{1b} m}{\rho_1 A_1} \right), \quad (7)$$

$$\Delta h_{ck} = \zeta_{sh} \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma D_2 U_1}{D_1} - \frac{\cot \alpha_{2b} m}{\rho_1 A_1} \right). \quad (8)$$

其中: D_1, D_2 分别为叶轮入/出口的平均直径; β_{1b} 为叶轮叶片的安装角; $2b$ 为扩压器叶片的安装角; A_1 为叶轮参考面积; ζ_{sh} 为冲击损失系数.

文献 [8] 指出摩擦损失与扩压器和叶轮通道的平均长度、水力直径、摩擦系数以及气体的速度有关, 同样经过速度三角形分解可得摩擦损失的计算公式为

$$\Delta h_{my} = \frac{4k_f l_y m^2}{2d_y \rho_1^2 A_1^2 \sin^2 \beta_{1b}}, \quad (9)$$

$$\Delta h_{mk} = \frac{4k_f l_k m^2}{2d_k \rho_1^2 A_1^2 \sin^2 \alpha_{2b}}. \quad (10)$$

其中: l_y, l_k 分别为叶轮和扩压器叶道中间流线长度; d_y, d_k 分别为叶轮和扩压器水力直径, 是摩擦损失系数.

其他气流损失对压缩机性能的影响较小, 将在等熵效率的定义中以效率修正系数 $\Delta \eta_x$ 的形式予以考虑^[9]. 等熵效率定义如下:

$$\eta(m, U_1) = \frac{\Delta h_{02}}{\Delta h_{02} + \Delta h_{Loss}} - \Delta \eta_x, \quad (11)$$

其中

$$\Delta h_{Loss} = \Delta h_{cy} + \Delta h_{ck} + \Delta h_{my} + \Delta h_{mk}. \quad (12)$$

综上分析可得单级离心压缩机出口压力和温度的计算公式为

$$P_2 = \left(1 + \frac{\eta(m, U_1)}{\Delta h_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} P_1, \quad (13)$$

$$T_{02} = \left(1 + \frac{\sigma U_2^2}{T_{01} c_p \eta_0} \right) T_{01}. \quad (14)$$

1.2 多级离心压缩机防喘系统模型

大型离心压缩机大都采用多级压缩的方式,如图2所示.由于每级气体压缩原理和工艺流程基本相同,前一级模型的出口参数作为下一级模型的入口参数,单级模型逐级串联迭加可得多级离心压缩防喘系统模型.多级模型的总压比和总温比的计算公式为

$$\varepsilon = \frac{P_{0n+1}}{P_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \frac{P_{03}}{P_{02}} \cdots \frac{P_{0n+1}}{P_{0n}} = \prod_{i=1}^n \varepsilon_i, \quad (15)$$

$$\tau = \frac{T_{0n+1}}{T_{01}} = \frac{T_{02}}{T_{01}} \frac{T_{03}}{T_{02}} \cdots \frac{T_{0n+1}}{T_{0n}} = \prod_{i=1}^n \tau_i. \quad (16)$$

其中: $\varepsilon_i, \tau_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 分别为各级的压比和温比,多级离心压缩机的防喘系统模型结构同于图1所示.

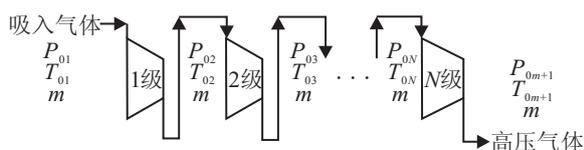


图2 多级离心压缩机等效结构图

2 模型参数辨识

在单级离心压缩机防喘系统中,对离心压缩机模型影响较大的4个待定参数为冲击损失系数 ζ_{sh} ,其取值与气体流量大小有关,即

$$\begin{cases} \zeta_{sh} = 1, & m \geq m_0; \\ 1 \leq \zeta_{sh} \leq 3, & m < m_0. \end{cases} \quad (17)$$

其中: m_0 为设计流量;叶轮参考面积 A_1 ,其值介于压缩机轴截面积与叶轮入口最大截面积之间,即

$$\frac{\pi D_1^2}{4} \leq A_1 \leq \frac{\pi D_2^2}{4}, \quad (18)$$

其值通过叶轮参考面积调节系数 A_ξ 进行调节;叶片安装角度 $30 \leq \beta \leq 35$;摩擦损失系数 k_f 的取值范围可根据下式确定:

$$\begin{aligned} & \sigma r_2^2 \omega^2 - \frac{\zeta_{sh}}{2} \left(1 + \frac{\sigma^2 r_2^2}{r_1^2} \right) \left(r_1 \omega - \frac{m \cot \beta_{1b}}{\rho A_1} \right)^2 - \\ & k_f m^2 > 0. \end{aligned} \quad (19)$$

为了提高模型的精度,通过基于多级煤气压缩机的实验测试运行数据,并利用改进自适应遗传算法对这些待定参数进行辨识.

2.1 改进自适应遗传算法

多级离心压缩机防喘模型的参数辨识问题是存在众多局部极值点的非线性优化问题,采用传统的参数辨识方法无法获得满意的辨识结果,因此,本文采用改进自适应遗传算法(IAGA)^[10-13]进行参数辨识.

由于Sigmoid函数在线性和非线性行为之间显现出较好的平衡性,将其作为遗传算法自适应调整曲线,可确保交叉概率 P_c 和变异概率 P_m 在平均适应度处缓慢改变.在算法演化后期较优个体在最大适应度

处能平滑调整自适应.Sigmoid函数公式为^[14]

$$\psi(x) = \frac{1}{1 + \exp(-\alpha x)}. \quad (20)$$

IAGA根据群体对环境的适应能力和个体的适应度在种群平均适应度和最大适应度之间进行非线性调整.对于求解较复杂的优化问题,该算法具有收敛速度快,稳定性强和鲁棒性好的优点. P_c 和 P_m 按如下公式进行自适应调整:

$$P_c = \begin{cases} P_{cmin} + \frac{P_{cmax} - P_{cmin}}{1 + \exp\left(A\left(1 - \frac{2(f_{avg} - f')}{f_{avg} - f_{min}}\right)\right)}, & f' \geq f_{avg}; \\ P_{cmin}, & f' < f_{avg}; \end{cases} \quad (21)$$

$$P_m = \begin{cases} P_{mmin} + \frac{P_{mmax} - P_{mmin}}{1 + \exp\left(A\left(1 - \frac{2(f_{avg} - f')}{f_{avg} - f_{min}}\right)\right)}, & f' \geq f_{avg}; \\ P_{mmin}, & f' < f_{avg}. \end{cases} \quad (22)$$

其中: f_{max}, f_{min} 和 f_{avg} 分别为群体最大、最小和平均适应度; f 为要交叉的两个个体中较大的适应度值; f' 为要变异个体的适应度值; $P_{cmin}, P_{cmax}, P_{mmin}$ 和 P_{mmax} 为可调参数.

IAGA参数辨识的步骤如下:

Step 1: 初始化.生成初始种群 $x_i^0, i = 1, 2, \dots, N_p, N_p$ 为种群规模;通过设置 $P_{cmax}, P_{cmin}, P_{mmax}$ 和 P_{mmin} 来确定自适应 P_c 和 P_m ;设定最大进化代数 G_m ,令 $G = 0$.

Step 2: 适应度计算.个体适应度依据下式进行计算:

$$F(\text{pos}) = \frac{100}{1 + V_{\text{var}}(u)}, \quad (23)$$

其中 $V_{\text{var}}(u)$ 为当代目标函数值.

Step 3: 选择运算.采用轮盘赌选择法,将上一代最优个体保留下来,不参与交叉、变异.个体的选择概率由其适应度大小决定.

Step 4: 交叉运算.依据自适应的交叉概率 P_c ,对种群进行交叉运算,产生新个体.

Step 5: 变异运算.依据自适应的变异概率 P_m 进行变异运算,从而增加个体多样性.

Step 6: 判断若求得最优解或 $G > 0$,则停止;否则令 $G = G + 1$,重复 Step 2~Step 5.

2.2 IAGA参数辨识

本文以某钢厂CCPP机组煤气系统低压段3级煤气压缩机防喘系统为背景,对3级压缩机机理模型中的未知参数进行辨识.压缩机机理模型所需的几

何参数来自生产厂家提供的设备图纸(如表 1 所示),模型计算所需的煤气定压比热、密度等热力参数取自离线分析值. 现场采集 150 组压缩机在稳定运行工况下的数据: 输入变量包括入口温度(278.15~289.15 K)、压力(106~110 kPa)、流量(38~50 kg/s)和压缩机的转速(5 302 rpm); 输出变量包括: 出口温度和压力, 并以此计算压缩机的压比和温比.

表 1 压缩机主要几何尺寸参数

几何尺寸	尺寸值/m		
	第 1 级	第 2 级	第 3 级
叶轮入口平均直径 D_1	0.570	0.568	0.564
叶轮出口平均直径 D_2	1.080	1.080	1.080
叶轮平均水力直径 d_y	0.115 8	0.100 6	0.090 4
扩压器平均水力直径 d_k	0.082 2	0.067 7	0.087 4
叶轮中间通道长度 l_y	0.425	0.404	0.372
扩压器中间通道长度 l_k	1.031	0.986	0.417

以实测数据的输出和模型预测输出之差的平方和为目标函数, 各个待辨识参数的范围作为不等式约束. 将参数辨识问题转化为有约束的非线性优化问题, 即

$$\min J = \frac{1}{2N} \sum_{i=1}^N \left(\left(\frac{\varepsilon_{0i} - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{0i} - \tau_i}{\tau_i} \right)^2 \right);$$

$$\text{s.t. } A_\xi \in [0.5, 1.5], \zeta_{sh} \in [1, 3], \beta_\xi \in [30, 35],$$

$$k_f m^2 < \sigma r_2^2 \omega^2 - \frac{\xi_{sh}}{2} \left(1 + \frac{\sigma^2 r_2^2}{r_1^2} \right) \times$$

$$\left(r_1 \omega - \frac{m \cot \beta_{1b}}{\rho A_1} \right)^2. \quad (24)$$

其中: N 为数据样本个数; ε_i 和 τ_i 为由压缩机实测数据计算得到的压比和温比; ε_{0i} 和 τ_{0i} 为模型预测的压比和温比.

设置群体规模 $N_p = 200$, 最大进化代数 $G_m = 200$, 由 $\alpha = 0.95$, $P_{cmax} = 0.9$, $P_{cmin} = 0.3$, $P_{mmax} = 0.3$ 和 $P_{mmin} = 0.1$ 确定 P_c 和 P_m , 并对优化问题进行求解, IAGA 优化结果如图 3 所示. 由图 3 可知, 当进化到 $G = 159$ 代时, 目标函数收敛到最小值 $J = 0.008 5$, 参数辨识结果如表 2 所示.

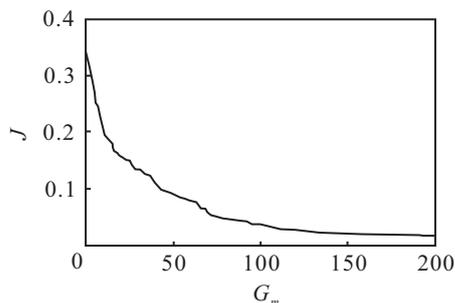


图 3 IAGA 优化结果曲线

表 2 参数辨识结果

参数名	辨识结果		
	第 1 级	第 2 级	第 3 级
k_f	1.221	1.099	0.800
A_ξ	1.053	0.987	0.550
ζ_{sh}	1.0674	2.941	2.983
β_ξ	32.011	34.301	33.998

3 煤气管压缩系统防喘控制策略

煤气管压缩系统在工况变化, 煤气流量较低时, 离心压缩机可能出现压力和流量的周期性脉动的“喘振”现象. 喘振会导致压缩机的进、出口流量和压力发生周期性的低频率大幅度波动, 甚至影响生产过程的安全性和稳定性^[17]. 因此, 需要根据多级煤气管压缩防喘系统模型, 制定相应的防喘控制策略.

3.1 防喘控制策略

本文以工业常用的 3 系列增强型防喘控制策略为研究背景, 采用被动控制中的可变极限流量法, 在气体流量减少到喘振界限前, 用循环法及时增加气体压缩系统的输入流量抑制喘振发生. 具体的防喘控制方法是, 根据所建立的多级气体压缩防喘系统模型得到离心压缩机不同转速下的特性曲线, 找出准确的极限流量线即喘振线 (SLL), 阀跳变线即阶跃线 (RTL), 控制线 (SCL) 和工况点 (用“+”表示), 如图 4 所示.

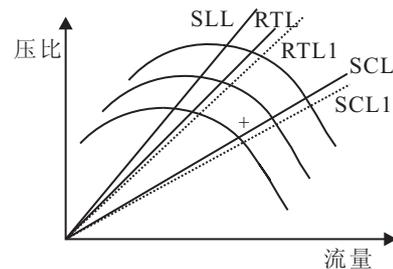


图 4 离心压缩机系统防喘控制图

工况点在 SCL 上或其右侧时, 控制器不动作. 当工况点向左偏离控制线 SCL 时, 控制器将缓慢打开防喘阀, 以增大入口流量, 即“闭环回路控制”. 当工况点快速向左移动到跳变线 RTL 时, 防喘阀阶跃打开, 使工况点向右移, 即“开环控制”. 每次实施喘振控制后, 增大 SCL, RTL 与 SLL 之间的余量 b , 得到新控制线 SCL1 和新阀跳变线 RTL, 以便提早对流量进行控制.

3.2 防喘控制线确定

防喘阀控制系统依据工作点与喘振线的距离偏差值 (DEV) 来调节防喘阀的开度和调节方式. 计算 DEV 的函数控制变量为 S_s . 当压缩机运行在其喘振极限时, $S_s = 1$; 当 $S_s > 1$ 时, 压缩机会喘振. 所以 $S_s = 1$ 的所有运行点构成 SLL 曲线.

1) 计算 S_s 确定 SLL 曲线.

喘振接近量 S_s 的计算公式为

$$S_s = \frac{K f_1(R_c) f_5(Z) \frac{P_s^2 T_d}{T_s P_d}}{\Delta P_0} \quad (25)$$

其中: ΔP_0 为流量测量计的压差, K 为 SLL 斜率参数, P_d 为出口压力, P_s 为入口压力, T_d 为出口温度, T_s 为入口温度, $f_1(R_c)$ 为多变压头特性函数, $f_5(Z)$ 为特性函数. 在压缩机出口处, 流量计的压差

$$\Delta P_0 = (W/A)^2 (1/\rho_d) \quad (26)$$

其中: $W = Q_s \rho_s$ 为质量流量, Q_s 为入口的体积流量, ρ_s 为入口气体密度, 即

$$\rho_s = \frac{P_s MW}{Z_s R_0 T_s} \quad (27)$$

这里: P_s 为入口压力, T_s 为入口温度, Z_s 为入口气体的压缩系数, MW 为入口气体的平均分子量, $R_0 = 8.314$ 为气体常数. ρ_d 为流量计气体出口密度, 即

$$\rho_d = \frac{P_d MW}{Z_d R_0 T_d} \quad (28)$$

这里: P_d 为流量计出口压力, T_d 为流量计出口温度, Z_d 为流量计出口气体的压缩系数.

$$A = N F_a C Y E \beta^2 D^2 \quad (29)$$

这里: $N = 0.12645$ 为质量流量因子; F_a 为流量测量设备的热扩展因子; D 为流量测量计的管道内径; $\beta = d/D$ 为流量测量计的喉管内径与管道内径的比值, d 为流量测量计的喉管内径; $E = \sqrt{1 - \beta^4}$ 为速率相似系数; Y 为气体膨胀因子, 即

$$Y = \sqrt{\frac{(1 - \beta^4) k r^{(2/k)} \left(1 - r^{\frac{k-1}{k}}\right)}{(k-1) (1 - \beta^4 r^{(2/k)}) (1 - r)}} \quad (30)$$

其中: $k = k_d$ 为气体的等熵指数; $r = P_2/P_1$ 为流量计喉部上游压力与喉部下游压力的压力比; C 为出口系数, 即

$$C = C_\infty + \frac{b}{R_D^n} \quad (31)$$

这里: C_∞ 为雷诺数无限大时的出口系数; b 为雷诺数的修正系数; n 为雷诺数指数;

$$R_D = 44.72 \frac{W}{\mu D N} \quad (32)$$

这里 μ 为绝对速率.

式 (25) 在控制器中不能直接用于计算, 需要将入口条件进行转换. 转换公式为

$$\begin{cases} PV_1 = GAIN_1 SV_1 + BIAS_1, SV_1 = \frac{\Delta P_o - \Delta P_{o,L}}{\Delta P_{o,span}}; \\ PV_2 = GAIN_2 SV_2 + BIAS_2, SV_2 = \frac{P_d - P_{d,L}}{P_{d,span}}; \\ PV_3 = GAIN_3 SV_3 + BIAS_3, SV_3 = \frac{P_s - P_{s,L}}{P_{s,span}}; \\ PV_5 = GAIN_5 SV_5 + BIAS_5, SV_5 = \frac{t_d - t_{d,L}}{t_{d,span}}; \\ PV_6 = GAIN_6 SV_6 + BIAS_6, SV_6 = \frac{t_s - t_{s,L}}{t_{s,span}}. \end{cases} \quad (33)$$

利用式 (33), 式 (25) 可以转化为

$$S_s = \frac{K \cdot f_1(R_c) \cdot f_5(Z) \cdot \left[\frac{PV_3^2 \cdot PV_5}{PV_6 \cdot PV_2} \right]}{PV_1} \quad (34)$$

2) 确定 SCL 曲线.

在实施控制技术中, 为了确保防喘阀提前动作, 通过增加安全余量, 将 S_s 转换到 SCL 曲线上制定响应的 S 曲线, $S = 1$ 的点构成 SCL 曲线; 当 $S \geq 1$ 时, 有喘振的危险须增加循环流量; 当 $S < 1$ 时, 防喘振阀关闭. 若安全余量太小, 则对控制系统的要求会很高; 若控制余量太大, 则压缩效率会降低. 安全裕度 b 的计算公式为

$$b = b_1 + n \cdot b_2 + b_3 \cdot T d_0 \cdot (dS_s/dt) \quad (35)$$

通过可变的安全裕量可得

$$S = S_s + b \cdot f_4(x) \quad (36)$$

其中 $f_4(x)$ 为可变系数, 满足 $DEV = 1 - S$.

3) 阶梯响应 RTL 曲线.

阶跃响应保护气体压缩系统不受流量变化太大或太快的影响, 可通过建立 S 的最大超调量来实现. 如果超出了这个阈值, 则循环阶跃响应快速打开喘振控制阀以某一开度迅速回流所需的流量; 然后采用 PI 控制缓慢调节. 当工作点移到 RTL 左侧时, 这种响应起作用. 循环阶跃曲线 RTL 满足

$$S_s + (b_1 + n \cdot b_2 - RT) \cdot f_4(x) = 1 \quad (37)$$

其中: RT 为 SCL 与 RTL 之间的距离.

4 压缩机模型和防喘策略验证

利用 Matlab 构建某钢厂 3 级煤气压缩机系统防喘模型, 选取 130 组压缩机稳定工况下的运行数据对模型进行验证. 对 IAGA 模型辨识预测结果. 最小二乘模型辨识预测结果与实测数据进行比较, 结果如图 5 所示. 采用相对误差均值 (Ave-RE) 和最大相对误差 (Max-RE) 评价模型预测精度, 结果如表 3 所示.

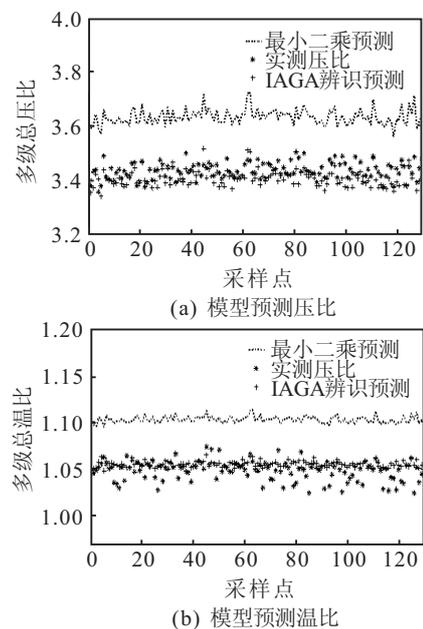


图 5 模型预测压比和温比对比

表 3 误差比较

	最小二乘辨识模型	IAGA 辨识模型
压比 Ave-RE	0.058 1	0.021 3
压比 Max-RE	0.075 1	0.041 4
温比 Ave-RE	0.052 0	0.013 3
温比 Max-RE	0.078 4	0.024 2

由图 5 和表 3 可知, IAGA 辨识系统模型预测的输出压比和温比与实测数据更加吻合, 相应压比 Ave-RE 为 0.021 3, 压比 Max-RE 为 0.041 4; 温比 Ave-RE 为 0.013 3, 温比 Max-RE 为 0.024 2, 相比最小二乘的辨识结果模型预测精度更高。

基于建立的压缩机防喘系统模型, 绘制 3 级煤气压缩机的特定曲线和防喘曲线, 如图 6 所示. 图中灰色点是压缩机的实时运行点, 黑色点为机理模型根据当前煤气成分和运行工况预测的运行点, 两点基本吻合. 由此可以看出, 模型特性曲线能很好地反应煤气压缩系统的工作特性。

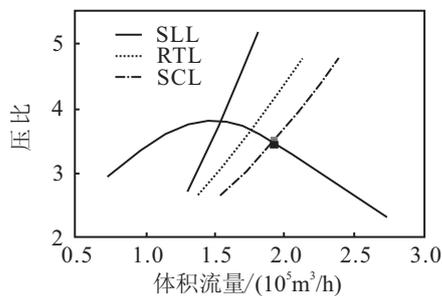


图 6 CCPP 煤气系统压缩机实时监控画面

比较防喘控制器 DEV 和模型预测 DEV, 如表 4 所示, 在 10 组采样点处, 二者相对误差最大值为 0.046 5. 由表 4 可知, 所建立的多级离心压缩机模型有很高的精度, 同时防喘策略有效防止了压缩机喘振的发生. 现场的运行记录也表明, 制定的防喘控制策略有效地解决了原有煤气压缩机的喘振问题, 保证了煤气压缩系统的安全、稳定运行。

表 4 模型预测与控制器 DEV 比较

采样点	控制器 DEV	模型 DEV	相对误差
1	-0.067 6	-0.069 8	0.032 5
2	-0.206 5	-0.196 9	0.046 5
3	-0.139 1	-0.139 8	0.005 0
4	-0.084 1	-0.085 6	0.017 8
5	0.056 3	0.055 2	0.019 5
6	0.075 2	0.073 8	0.019 4
7	0.135 1	0.129 8	0.039 2
8	0.176 5	0.172 8	0.020 9
9	0.043 6	0.042 1	0.034 4
10	-0.094 1	-0.097 6	0.037 2

5 结 论

基于压缩机能量损失机理, 并利用 IAGA 辨识模型参数, 建立了多级离心压缩机系统防喘控制模型. 基于此模型制定了相应的防喘控制线的计算方法

和防喘控制策略. 将防喘模型和防喘控制策略应用到实际的 CCPP 煤气系统中, 结果表明本文建立的机理模型能准确预测压缩系统的性能, 具有较高的预测精度, 基于模型得到的特性曲线能很好地反应煤气压缩系统的工作特性. 实验结果还表明, 制定的防喘控制策略可有效防止喘振的发生, 为保证煤气压缩系统的安全、稳定运行, 实现煤气系统的自动控制和提高生产效率奠定了良好的理论基础。

参考文献(References)

- [1] Arimoto S, Kawamura S, Miyazaki F. Bettering operation of robotics by learning[J]. J of Robotic System, 1984, 12(2): 123-140.
- [2] 翼春俊, 王雅君, 王学军, 等. 离心压缩机排气蜗壳内部流动分析与优化[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 311-316.
(Ji C J, Wang Y J, Wang X J, et al. Analysis and optimization of the internal flow in centrifugal compressor volute[J]. J of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 311-316.)
- [3] 沈新荣, 李增珍, 李江莉. 一种自动流量平衡阀的实验研究[J]. 流体机械, 2006, 34(11): 5-7.
(Shen X R, Li Z Z, Li J L. Experimental investigation of an automatic flux compensation valve[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(11): 4-7.)
- [4] Jan Tommy Gravdahl, Frank Willems, Bram de Jager, et al. Modeling for surge control of centrifugal compressors comparison with experiment[C]. Proc of the 39th IEEE Conf on Decision and Control. Sydney, 2000: 1341-1346.
- [5] Wei Jiang, Jamil Khan, Roger A Dougal. Dynamic centrifugal compressor model for system simulation[J]. J of Power Sources, 2006, 158(2): 1333-1343.
- [6] Watson N, Janota M S. Turbocharging the internal combustion engine[M]. MacMillan, 1982.
- [7] Gravdahl J T, Egelanda O, Vatland S O. Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors[J]. Automatica, 2002, 38(11): 1881-1893.
- [8] Wilson D G. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines[M]. The MIT Press, 1984.
- [9] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics[M]. 1989.
- [10] 金晶, 苏勇. 一种改进的自适应遗传算法[J]. 计算机工程与应用, 2005, 18(6): 64-69.
(Jin J, Su Y. An improved adaptive genetic algorithm[J]. Computer Engineering and Applications, 2005, 18(6): 64-69.)
- [11] Lei Wang, Dun-bing Tang. An improved adaptive genetic algorithm based on hormone modulation mechanism for job-shop scheduling problem[J]. Expert Systems with Applications, 2011, 38(6): 7243-7250.