

基于遗传算法的超临界 CO₂ 压缩机防喘振自抗扰控制

孙韬志, 曹越, 司风琪

(东南大学 能源热转换及其过程测控教育部重点实验室, 江苏 南京 210096)

摘要: 在超临界 CO₂ 压缩机运行过程中, 可转导叶工作状态随压缩机转速等状态变量频繁变化, 会引起压缩机喘振, 严重时会导致压缩机设备损坏。针对此问题, 本文采取了一种基于遗传算法的防喘振自抗扰控制方法。该方法在压气机出口处设置防喘振阀控制喘振, 通过遗传算法整定自抗扰控制器, 使防喘振阀的开度随转速等状态变量的变化而相应变化, 进而改变出口压力, 使压缩机工作在平衡点。仿真结果表明: 遗传算法优化后的自抗扰控制器防喘振控制效果更优, 调节时间缩短了 20% ~ 33%, 超调量减小了 30% ~ 45%, 使控制过程更加平滑, 能够在稳定转速的同时抑制扰动。

关键词: 超临界 CO₂ 压缩机; 喘振; 遗传算法; 自抗扰控制

中图分类号: TK473

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.09.019

[引用本文格式] 孙韬志, 曹越, 司风琪. 基于遗传算法的超临界 CO₂ 压缩机防喘振自抗扰控制[J]. 热能动力工程, 2024, 39(9): 162-169. SUN Taozhi, CAO Yue, SI Fengqi. Anti-surge ADRC of supercritical CO₂ compressor based on genetic algorithm[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(9): 162-169.

Anti-surge ADRC of Supercritical CO₂ Compressor based on Genetic Algorithm

SUN Taozhi, CAO Yue, SI Fengqi

(Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)

Abstract: During the operation of supercritical CO₂ compressor, the working state of adjustable guide vane changed frequently with the compressor speed and other state variables, which will cause the compressor to surge, and in serious cases the compressor equipment will be damaged. To solve this problem, this paper adopted an anti-surge auto disturbance rejection control (ADRC) method based on genetic algorithm. This method set up an anti-surge valve at the outlet of the compressor to control surge, and used a genetic algorithm to tune the auto-disturbance rejection controller, so that the opening of the anti-surge valve changed accordingly with changes in state variables such as speed. The opening of the anti-surge valve changed the outlet pressure, allowing the compressor to operate at the equilibrium point. The simulation results show that the auto disturbance rejection controller optimized by genetic algorithm has better anti surge control effect, with a shortened adjustment time of 20% to 33% and a reduced overshoot of 30% to 45%, making the control process smoother and able to stabilize the speed while suppressing disturbances.

Key words: supercritical CO₂ compressor, surge, genetic algorithm, auto disturbance rejection control (ADRC)

收稿日期: 2023-01-13; 修订日期: 2023-04-19

基金项目: 国家自然科学基金(52206006); 江苏省基础研究计划(自然科学基金)青年基金项目(BK20210240)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (52206006); Jiangsu Basic Research Program (Natural Science Foundation) Youth Fund Program (BK20210240)

作者简介: 孙韬志(1998-), 男, 东南大学硕士研究生。

引言

燃气轮机的燃气透平排气废热温度可达 350 ~ 600 °C^[1],品位较高,具有重要的利用价值。采用超临界 CO₂为工质的动力循环对燃气轮机排气余热进行回收,在快速消纳可再生能源电量领域具有一定的应用前景^[2]。压缩机作为动力循环的核心设备,是提高超临界 CO₂循环运行效率与稳定性的关键。喘振是压缩机运行过程中的常见现象,喘振发生时出口管道系统会发生气体倒流,使得压缩机转速产生震荡。对于压缩机喘振控制,最常见的方法是通过使用质量弹簧阻尼器系统改变增压室的体积来改变压缩机出口压力,从而影响入口流量^[3]。Epstein 等人^[4]首次提出主动喘振控制方法,通过传感器测得的数据和执行器的反馈量来主动测量压缩机系统的扰动,并控制制动器的输入信号,从而稳定压缩机工作状态。考虑到压缩机部件的未知特性,Sheng 等人^[5]利用小波神经网络设计了一种压缩机喘振自适应主动控制器,使主动喘振控制律适用范围更广,并且对未建模的动力学、流量和压力扰动场景具有很强的鲁棒性。Lin 等人^[6]基于 Greitzer 压缩机模型设计了模糊逻辑控制器,该控制器利用压力上升的变化以及质量流量的变化来确定节流阀开度。在不同操作点处进行测试后,结果显示,压缩机可以在不同的条件下达到期望的速度并在先前的不稳定区域中稳定地运行。Uddin 等人^[7]提出仅使用来自压缩机排放口和增压室压力测量的反馈来设计控制器,通过驱动活塞耗散增压室能量从而稳定压缩机喘振方式进行了实验测试,试验结果表明,控制器能够在机器加速或减速期间解决喘振不稳定的问题。主动喘振控制需要通过确定控制器在控制系统中是否发生故障来实现喘振控制,而且运行过程中无法判断压缩机的工作状态。尽管数据拟合可用于解决压缩机系统非线性优化问题,但目前很难将其用于实际工程中。

本文以热量能量守恒方程为基础搭建了压缩机模型。为解决喘振主动控制中控制变量的物理约束,在压缩机出口处添加防喘振阀进行主动喘振控制。考虑到传统 PID 算法不足以应对压缩机的非线性和强时变性,本文使用自抗扰控制(ADRC)算法解决了 PID 控制超调量和响应速度之间的矛盾。通

过自抗扰控制器调节防喘振阀开度,使控制器不依赖于对象本身。针对自抗扰控制器参数众多、整定困难的问题,采用遗传算法对控制器进行优化整定,提高压缩机系统的防喘振效果以及抗干扰能力。

1 压缩机防喘振控制

1.1 压缩机喘振

超临界 CO₂压缩机在标准工况下运行时,压缩机入口气体的方向角基本等于叶轮叶片入口安装角,气流通畅地进入流道。当流量减少到一定程度时,气流分离并沿着叶轮旋转的反方向扩展,使叶道中形成气流漩涡,再从叶轮外圆折回到叶轮内圆,产生旋转失速^[8]。发生旋转失速时气流无法通过流道,级的压力下降使排气管内较高压力的气体发生倒流。气体倒流的瞬间,级中流量得到了补充,使得叶轮能重新对倒流回来的气体进行压缩。叶轮正常工作又导致级中流量的减少,因此级中压力会突然下降,使级后的气体又倒流回到级中。这种周而复始不断循环的气体振荡现象,称为喘振^[9]。

1.2 压缩机特性曲线

超临界 CO₂压缩机特性曲线由图 1 所示。

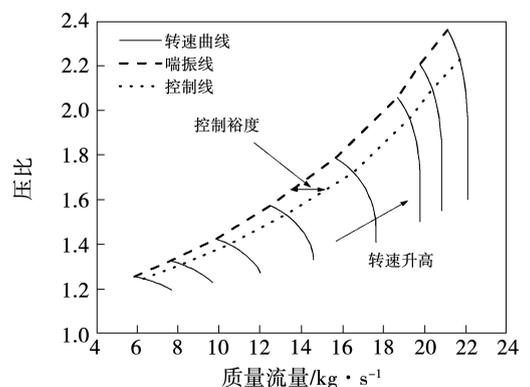


图 1 超临界 CO₂压缩机特性曲线

Fig. 1 Characteristic curve of supercritical CO₂ compressor

图中使用流量-压力坐标系中的恒定速度线来描述压缩机压比、质量流量和速度三者之间的关系。压缩机低质量流量下的运行受到喘振线的限制,喘振线左右两边分别对应压缩机运行状态的不稳定区域与稳定区域。

1.3 喘振控制方法

压缩机可以使用状态反馈控制来稳定喘振,该

方法被称为主动喘振控制。其中,执行器件包括增压室、节流阀和扭矩驱动等。根据稳定喘振器件工作位置,可以将主动喘振控制分为上游能量补充和下游能量消耗两种类型。上游能量补充方式通过增加入口压力方式来增加上游能量,下游能量消耗方式通过提高出口流量方式来稳定喘振^[7]。

本文提出了一种基于遗传算法的超临界 CO₂ 压缩机防喘振自抗扰控制方案,如图 2 所示。输入气体经超临界 CO₂ 压缩机压缩后流向同轴透平,透平为压缩机提供能量输入。在此基础上增加一个防喘振阀,不仅可以改变系统各状态变量,还可以根据压缩机实时工作特性提前动作,来预防喘振的发生。

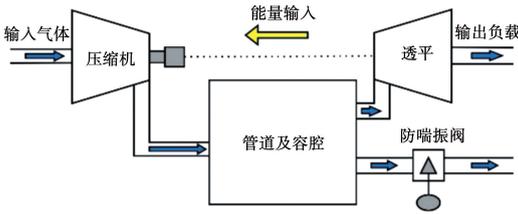


图 2 压缩机主动喘振控制

Fig. 2 Active surge control of compressor

2 系统模型

2.1 超临界 CO₂ 压缩机

超临界 CO₂ 压缩机运行工况复杂,因此目前很难用显性的解析式来表示压缩机中各参数的关系。根据相似性理论,压缩机的工作特性由压缩机压比 π 、折合转速 N^* 、折合流量 g^* 以及等熵效率 η_c 来表示,已知其中两个参数便可通过线性插值法求出另外两个参数^[10]。压比和转速是已知的,可以通过压缩机特性曲线求出流量和效率。

压缩机的折合流量 g^* 、折合转速 N^* 可通过如下公式计算得出:

$$N^* = N/\sqrt{T_{c,in}} \quad (1)$$

$$g_c^* = g_c\sqrt{T_{c,in}/p_{c,in}} \quad (2)$$

式中: N —压缩机实际转速, r/min; $T_{c,in}$ —压缩机入口温度, K; g_c —进入压缩机的实际工质流量, kg/s; $p_{c,in}$ —压缩机的入口压力, kPa。

在已知压缩机压比 π 、等熵效率 η_c 的情况下,压缩机出口工质温度 T_{in} 可通过如下公式计算^[11]:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{(p_{c,out}/p_{c,in})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\eta_c} \right] \quad (3)$$

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R_{gas}}{M_{mol}c_p} \quad (4)$$

式中: R_{gas} —气体常数, 8.314 J/(mol·K); γ —工质比定压热容与比定容热容的比值; M_{mol} —工质的相对分子质量; $T_{c,in}$, $T_{c,out}$ —压缩机入口和出口温度, K; $p_{c,in}$, $p_{c,out}$ —压缩机入口和出口压力, kPa; c_p —比定压热容, J/(kg·K), 可通过 REFPROP 物性软件计算得出。

为模拟压缩机流道体积对系统动态响应过程的影响,建立容积模块,由质量守恒方程可得:

$$\frac{dp_{in}}{dt} = \frac{R_{gas}T_{in}(g_{c,in} - g_{c,out})}{V} \quad (5)$$

式中: V —压缩机体积, m³; $g_{c,in}$, $g_{c,out}$ —压缩机入口及出口质量流量, kg/s。

为衡量压缩机喘振性能,在模型计算中加入压缩机的喘振裕度^[3]:

$$SM = \frac{g_{ope}}{g_{sur}} \cdot \frac{\pi_{sur}}{\pi_{ope}} \quad (6)$$

式中: g_{ope} , g_{sur} —运行时的入口流量和当前转速下喘振线上的入口流量, kg/s; π_{ope} , π_{sur} —运行时的压比和当前转速下喘振线上的压比。

为了避免进入喘振状态,使压缩机稳定运行,喘振裕度应维持在 1.2 以上。

2.2 透平

超临界 CO₂ 循环中轴流式透平与压缩机同轴布置,两者转速保持一致。透平的出口流量可以通过转速修正后的 Flügel 公式^[12]来计算:

$$\frac{g_{in}}{g_{in,des}} = \sqrt{\frac{T_{in,des}}{T_{in}} \cdot \frac{k_t^2 - 1}{G} \cdot \left(1 - 0.4 \frac{n_t - n_{t,des}}{n_{t,des}} \right)} \quad (7)$$

$$G = (p_{in,des}^2 - p_{out,des}^2)/p_{out}^2 \quad (8)$$

$$p_{out} = k_t \cdot p_{in} \quad (9)$$

$$\frac{dg_{in}(p)}{dt} = \frac{N \cdot (p_{in} - p_{out})}{2\omega_h L} \quad (10)$$

$$\omega_h = a \sqrt{\frac{A_c}{V_p L_c}} \quad (11)$$

式中: g_{in} , $g_{in,des}$ —运行时和额定工况下透平的出口流量, kg/s; T_{in} , $T_{in,des}$ —运行时和额定工况下透平的入口温度, K; p_{in} , $p_{in,des}$ —运行时和额定工况下透平的入口压力, kPa; p_{out} , $p_{out,des}$ —运行时和额定工况下透平的出口压力, kPa; k_t —透平膨胀比; L —管道当量管长度; a —音速, m/s; A_c —压缩机管道截面面

积, m²; V_p—气腔容积, m³; η_t, η_{t,des}—运行时和额定工况下透平的效率, 取 η_{t,des} = 0.91, 使所建透平模型更符合实际过程; ω_n—透平工作频率, s⁻¹。

对所建透平模型进行仿真验证, 当透平入口温度在 650 K 上下变化 30 K 时, 其输出工质流量为 (20.36 ± 0.3) kg/s, 相对误差为 1.5%, 表明温度变化对流量影响较小。

其中, 透平的效率使用如下公式计算:

$$\frac{\eta_t}{\eta_{t,des}} = \frac{N g_{t,out,des}}{N_{des} g_{t,out}} \cdot \left(2 - \frac{N}{N_{des}} \frac{g_{t,out,des}}{g_{t,out}} \right) \cdot \left[1 - 0.3 \left(1 - \frac{N}{N_{des}} \right)^2 \right] \quad (12)$$

2.3 防喘振阀

防喘振阀作为压缩机系统的控制器件, 其数学模型如下:

$$g_{a,out}(p_{t,in}) = k_c \text{sign}(p_{t,in} - p_0) \sqrt{|p_{t,in} - p_0|} \quad (13)$$

$$\frac{dg_{a,out}(p_{t,in})}{dt} = \frac{N \cdot (p_{t,in} - p_0)}{2\omega_n L} \quad (14)$$

式中: p₀—标准大气压, kPa; k_a—防喘振阀的阀门开度。

3 自抗扰控制策略

3.1 自抗扰控制器设计

压缩机是非线性系统, 系统输入和输出之间存在多个中间变量, 变量之间耦合严重, 为此采用自抗扰控制器对压缩机系统进行控制。自抗扰控制技术的核心是把系统的未建模动态和未知外扰作用都归结为对系统的总扰动而进行估计并给予补偿^[13]。自抗扰控制原理如图 3 所示。控制器的输入为压缩机实时喘振裕度以及喘振裕度控制量, 输出为防喘振阀的阀门调度, 控制器由跟踪微分器、非线性反馈以及扩张状态观测器 3 部分组成。

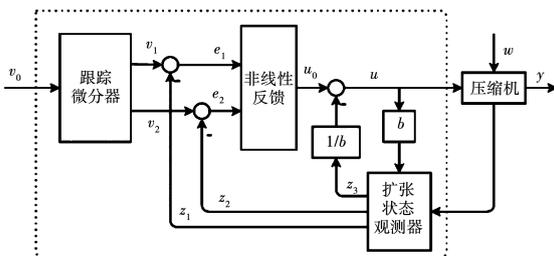


图 3 自抗扰控制原理图

Fig. 3 Principle diagram of ADRC

跟踪微分器对输入信号进行转化, 防止输入信号阶跃过大对系统造成冲击。同时, 跟踪微分器会安排过渡过程, 对输入信号的噪声干扰进行过滤, 跟踪微分器的形式如下:

$$\begin{cases} v_1(k+1) = v_1(k) + \tau v_2(k) \\ v_2(k+1) = v_2(k) + \tau \text{fst}(v_1(k) - v_0(k), v_2(k), r, h_0) \end{cases} \quad (15)$$

式中: v₀—输入信号; v₁—跟踪信号; v₂—微分信号; k, k+1—时刻。

其中, fst 函数可以防止系统进入稳态后的高频震颤, 其表达式为:

$$\begin{cases} \text{fst}(x_1, x_2, r, h) = -r \cdot \text{sat}(a, d) \\ \text{sat}(a, d) = \begin{cases} a/d, & |a| \leq d \\ \text{sign}(a), & |a| > d \end{cases} \\ a = \begin{cases} x_2 + y/h, & |y| \leq d_0 \\ x_2 + \frac{(a_0 - d) \cdot \text{sign}(y)}{2}, & |y| > d_0 \end{cases} \\ d_0 = h \cdot d \\ d = h \cdot r \\ y = x_1 + h \cdot x_2 \\ a_0 = \sqrt{d^2 + 8r|y|} \end{cases} \quad (16)$$

通过跟踪微分器, 系统得到喘振裕度控制量 v₀ 的跟踪信号 v₁ 和微分信号 v₂。针对 PID 控制器中比例系数 k_p 与稳态误差成反比的缺陷, 自抗扰控制器对跟踪信号的误差 e₁ 和微分信号的误差 e₂ 进行非线性组合来减少稳态误差:

$$u_0 = K_p \text{fal}(e_1, \alpha_1, \delta) + K_d \text{fal}(e_2, \alpha_2, \delta) \quad (17)$$

$$\text{fal}(e, \alpha, \delta) = \begin{cases} |e|^\alpha \text{sign}(e), & |e| > \delta \\ e/\delta^{1-\alpha}, & |e| \leq \delta \end{cases} \quad (18)$$

其中, fal 函数作为非线性反馈的主要部分, 在 α < 1 时具有“小误差大增益, 大误差小增益”的特性^[8]。压缩机防喘振系统是流量对压力的二阶系统, 系统二阶表达式为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f(x_1, x_2, t) + bu \\ y = x_1 \end{cases} \quad (19)$$

扩张状态观测器将除了控制量外其他参数导致系统产生的变化 f 都看作是扰动, 通过观测输入量和输出量对控制量、控制量的微分和总扰动进行估

计^[14]。扩张状态观测器的表达式为：

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = z_1(k) - y(k) \\ z_1(k+1) = z_1(k) + h(z_2(k) - \beta_{01}\varepsilon_1) \\ z_2(k+1) = z_2(k) + h \cdot \\ (z_3(k) - \beta_{02}\text{fal}(\varepsilon_1, \alpha_1, \delta) + bu(k)) \\ z_3(k+1) = z_3(k) - h\beta_{03}\text{fal}(\varepsilon_1, \alpha_2, \delta) \end{cases} \quad (20)$$

式中： $\beta_{01} \sim \beta_{03}$ —扩张状态观测器输入参数； z_1 —输入信号观测值； z_2 —跟踪信号观测值； z_3 —扰动补偿信号； $\alpha_1, \alpha_2, \delta$ —扩张状态观测器参数， $\alpha_1 = 0.5, \alpha_2 = 0.25, \delta = 0.01$ 。

最终，防喘振阀的阀门开度收到的控制输入为：

$$u = u_0 - z_3(k)/b \quad (21)$$

3.2 自抗扰控制参数整定方法

自抗扰控制器由 3 部分组成，调参时需要跟踪微分器、非线性反馈和扩张状态观测器这 3 个模块分开调节，调节好一个部分后再进行下个环节的调试。跟踪微分器有两个参数 r 和 h ，从式(15)和式(16)可以看出，增大参数 r 有助于改善系统的快速响应性，但可能引起超调和振荡；而增大参数 h 虽然可以降低静态误差，但可能降低系统的快速响应性。扩张状态观测器有 3 个参数 K_p, K_d 和 δ ，从式(17)和式(18)可以看出， K_p 增大可以减少误差但会降低快速性，而 K_d 增大可以增加快速性但过大会引起振荡， δ 值基本不会影响输出，取在 0.01 ~ 0.1 范围内。扩张状态观测器包含 6 个参数。其中， $\alpha_1 = 0.5, \alpha_2 = 0.25, \delta = 0.01$ 是固定参数，其他 3 个参数为需调节参数。从式(20)可以看出， β_{01} 过大会带来振荡甚至发散； β_{02} 过小会造成输出发散，过大可能会产生高频噪声； β_{03} 过小会降低跟踪速度，过大会带来振荡。

综上，自抗扰控制器参数较多，通过常规手工整定可能无法获得最好的参数组合，通过算法辅助调参可以让自抗扰控制器在最佳状态运行。

3.3 基于遗传算法的 ADRC 控制器

为进一步改善控制效果，使用遗传算法进行参数整定，遗传算法结合自抗扰控制器的设计结构如图 4 所示。

遗传算法以输出信号的质量作为输入进行迭代，对跟踪微分器环节的 r 、非线性反馈环节的 K_p

和 K_d 以及扩张状态观测器环节的 $\beta_{01}, \beta_{02}, \beta_{03}$ 进行整定。基于遗传算法的 ADRC 整定流程如图 5 所示。

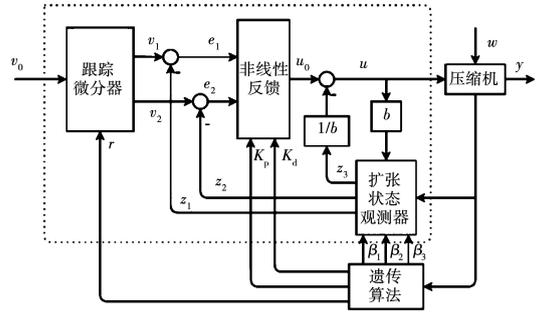


图 4 遗传算法改进的自抗扰控制器

Fig. 4 Improved ADRC based on genetic algorithm

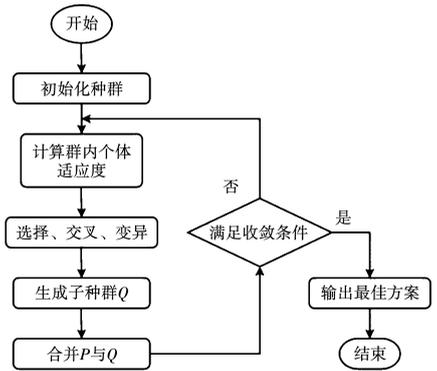


图 5 基于遗传算法的 ADRC 参数整定流程

Fig. 5 ADRC parameter tuning process based on genetic algorithm

具体步骤为：首先，创建规模为 N 的初始种群 P_i ，计算群内个体适应度后对种群进行排序；然后进行选择、交叉、变异操作，生成子种群，子种群 Q_i 与初始种群 P_i 合成新种群 R_i ， R_i 对种群个体进行淘汰后生成种群 $P_{i+1} \dots$ ；如此往复循环，直到达到设定的终止条件^[15]。

遗传算法的缺陷在于当算法迭代一定次数后，适应度容易趋于一致，即最终方案容易陷入局部最优解，为此将适应度函数 F 调整为：

$$F = e^{f_i/T} / \sum_{i=1}^M e^{f_i/T} \quad (22)$$

$$T = 1.2 \times 0.99^{t-1} \quad (23)$$

式中： f_i —第 i 个个体的适应度； M —种群大小； t —迭代次数。

4 仿真结果与分析

4.1 防喘振性能对比

在开始阶段,超临界 CO₂压缩机转速 $n = 36\ 000$ r/min,透平膨胀比 $k_t = 6$ 。压缩机开环响应曲线如图6所示。在 $t = 100$ s 时改变透平工作状态,将 k_t 降至4,压缩机进入喘振状态;在 $t = 200$ s 时将转速升至 $40\ 000$ r/min,喘振继续加重。

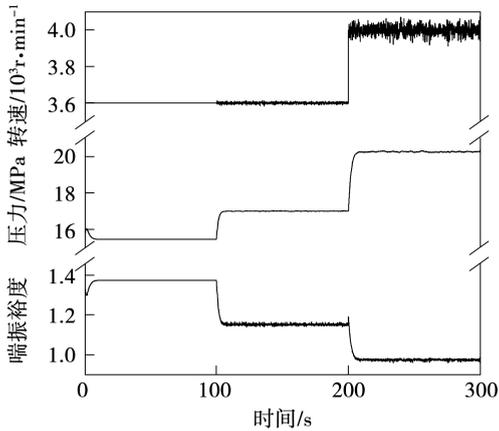


图6 压缩机开环响应曲线

Fig. 6 Compressor open-loop response curve

加入防喘振阀后,初始仿真条件为:压缩机转速 $n = 36\ 000$ r/min,透平膨胀比 $k_t = 6$ 。在 $t = 100$ s 时将 k_t 降至4,在 $t = 200$ s 时将 k_t 降至2.5,防喘振阀门开度 k_a 为0.15和0.20时分别改变透平工作状态后压缩机响应曲线如图7所示。

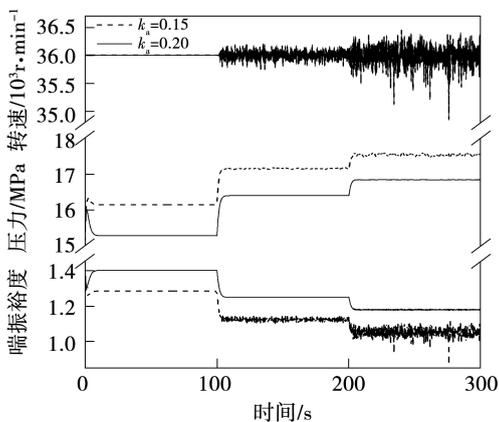


图7 改变透平工作状态后压缩机响应曲线

Fig. 7 Response curve of compressor after changing the working state of turbine

初始仿真条件为:压缩机转速 $n = 36\ 000$ r/min,透平膨胀比 $k_t = 6$ 。在 $t = 100$ s 与 $t = 200$ s 时将 n 分别升高 $2\ 000$ r/min,防喘振阀门开度 k_a 为0.15和0.20时,改变压缩机转速后压缩机响应曲线如图8所示。

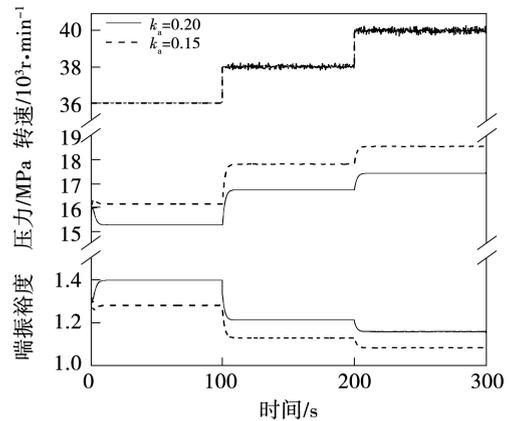


图8 改变压缩机转速后压缩机响应曲线

Fig. 8 Response curve of compressor after changing the speed of compressor

从上述结果可以看出,加入防喘振阀并调整阀门开度可以有效控制喘振,但是阀门开度过小无法阻止喘振的发生,阀门开度过大会使出口压力降低,造成能源损耗,因此添加快速有效的控制器很有必要。

4.2 抗扰性能对比

自抗扰系统将喘振裕度作为被控量,当喘振裕度低于1.2时,控制器快速响应被控量变化,调整防喘振阀门开度。通过遗传算法,将自抗扰控制器各参数整定为: $r = 100, K_p = 0.09, K_d = 0.018, \beta_{01} = 5, \beta_{02} = 320, \beta_{03} = 8\ 000$ 。同时,使用遗传算法将PID控制器参数设定在 $K_{p,pid} = 0.045, K_{i,pid} = 0.025, K_{d,pid} = 0.005$ 。初始仿真条件为:压缩机转速 $n = 40\ 000$ r/min,透平膨胀比 $k_t = 6$ 。在 $t = 100$ s 时将 k_t 降至4,在 $t = 200$ s 时将 k_t 降至2.5,使用PID、人工整定的ADRC以及遗传算法优化的ADRC优化控制后的压缩机响应曲线如图9所示。

初始仿真条件为压缩机转速 $n = 36\ 000$ r/min,透平膨胀比 $k_t = 6$ 。在 $t = 100$ s 时将 n 升至 $38\ 000$ r/min,在 $t = 200$ s 时将 n 升至 $40\ 000$ r/min,使用PID、人工整定的ADRC以及遗传算法优化的ADRC优化控制后的压缩机转速变化的响应曲线如图10

所示。

从图9、图10可以看出,当系统状态发生变化时,在PID控制下压缩机喘振时间较长,系统稳定性较弱,容易受到干扰。而ADRC不依赖于模型本身,将内扰和外扰看作是总的扰动,在不同压缩机工况下依然适用,抗扰动能力较强,能快速使系统在稳定状态运行。同时,使用遗传算法优化的自抗扰控制器响应速度更快,与传统自抗扰控制相比,调节时间从5~16s缩短到3~12s,超调量从3.3%~3.7%下降到1.6%~2.5%。

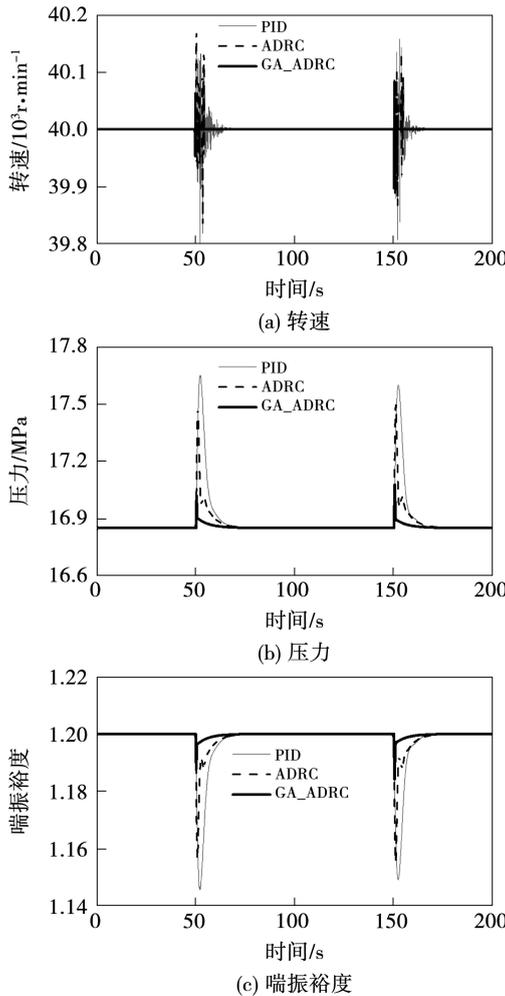


图9 遗传算法优化控制后的压缩机转速、压力和喘振裕度对透平工作状态变化的响应曲线
 Fig. 9 Response curve of compressor speed, pressure and surge margin to the change of turbine working state after optimized and controlled by genetic algorithm

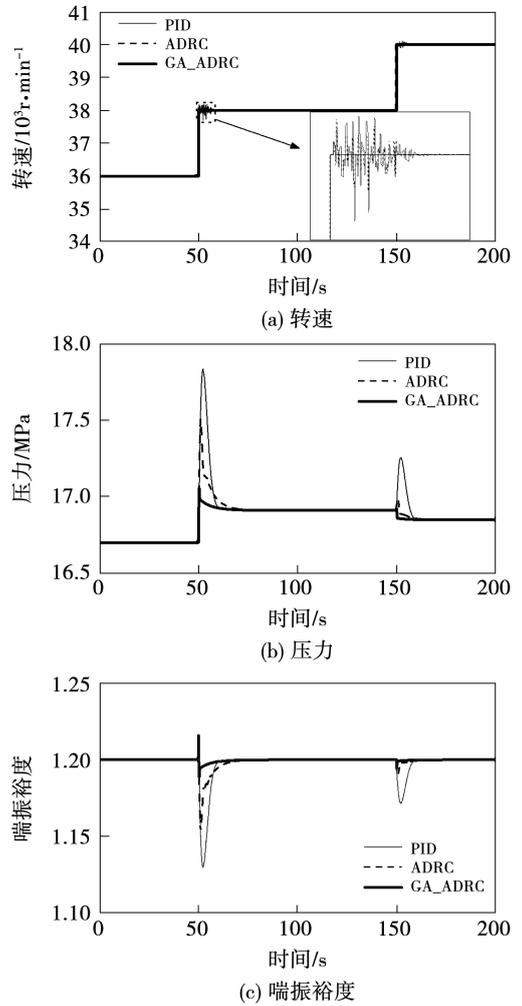


图10 遗传算法优化控制后的压缩机转速、压力和喘振裕度对转速变化的响应曲线
 Fig. 10 Response curve of compressor speed, pressure and surge margin to speed change after optimized and controlled by genetic algorithm

5 结 论

通过防喘振阀控制压缩机喘振,使用遗传算法对自抗扰控制器参数进行整定,对整定前后的结果进行对比,得到如下结论:

- (1) 针对超临界 CO₂压缩机运行过程中的喘振问题,在压缩机出口处设置防喘振阀进行主动喘振控制;
- (2) 针对压缩机系统非线性、时变性较强的特点,提出一种基于遗传算法的自抗扰控制方法,获得了优化后的自抗扰参数;
- (3) 分别采用ADRC和改进后的ADRC在压缩机转速改变、透平工作状态改变条件下进行仿真控

制。使用遗传算法改进的 ADRC 使调节时间缩短了 20% ~ 33%, 超调量减少了 30% ~ 45%, 使控制过程更加平滑, 能够在稳定转速的同时抑制压缩机运行过程中可能出现的扰动。

参考文献:

- [1] WHITE M T, BIANCHI G, CHAI L, et al. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185(5): 1-28.
- [2] CAO Y, RATTNER A, DAI Y. Thermoeconomic analysis of a gas turbine and cascaded CO₂ combined cycle using thermal oil as an intermediate heat-transfer fluid [J]. Energy, 2018, 162(8): 1253-1268.
- [3] ARNULFI G L, GIANNATTASIO P, MICHELI D, et al. An innovative device for passive control of surge in industrial compression systems [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 123(3): 473-482.
- [4] EPSTEIN A H, WILLIAMS J F, GREITZER E M. Active suppression of aerodynamic instabilities in turbomachines [J]. Journal of Propulsion and Power, 1989, 5(2): 204-211.
- [5] SHENG H L, HUANG W, ZHANG T H, et al. Robust adaptive fuzzy control of compressor surge using backstepping [J]. Aerospace Science and Technology, 2014, 39(12): 9301-9308.
- [6] LIN Shu, YANG Chunjie, WU Ping, et al. Active surge control for variable speed axial compressors [J]. ISA Transactions, 2014, 53(5): 1389-1395.
- [7] UDDIN N, GRAVDAHL J T. Active compressor surge control system by using piston actuation: Implementation and experimental results [J]. IFAC-PapersOnLine, 2016, 49(7): 347-352.
- [8] TOYAMA K, RUNSTADLER P W, DEAN R C. An experimental study of surge in centrifugal compressors [J]. Journal of Fluids Engineering, 1977, 99(1): 115.
- [9] 单光胜. 离心式压缩机防喘振控制方法研究与设计 [D]. 上海: 东华大学, 2022.
- SHAN Guangsheng. Research and design of anti-surge control method for centrifugal compressor [D]. Shanghai: Donghua University, 2022.
- [10] CARESANA F, PELAGALLI L, COMODI G, et al. Microturbogas cogeneration systems for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and components' behavior [J]. Applied Energy, 2014, 124: 17-27.
- [11] PRÉVOST F, MOUAL Y L, MAIBOOM X, et al. An analytical user-friendly methodology to transform compressor and turbine supplier characterization maps dedicated to 1D engine simulation: Modelling of turbocharger heat transfer and friction losses [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 221: 1359-4311.
- [12] 蔡颐年. 蒸汽轮机 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.
- CAI Yinian. Steam turbine [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1988.
- [13] HAN J Q. From PID to active disturbance rejection control [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3): 900-906.
- [14] GAO Zhiqiang. On the centrality of disturbance rejection in automatic control [J]. ISA Transactions, 2014, 53(4): 850-857.
- [15] 王鹤鹏, 任园园. 改进遗传算法优化的矿车驱动系统自抗扰控制 [J]. 矿业研究与开发, 2021, 41(7): 176-181.
- WANG Hepeng, REN Yuanyuan. Active disturbance rejection control of mining vehicle drive system optimized by improved genetic algorithm [J]. Mining Research and Development, 2021, 41(7): 176-181.
- (丛敏 编辑)
-
- (上接第 161 页)
- [19] HAND B, CASHMAN A. Conceptual design of a large-scale floating offshore vertical axis wind turbine [J]. Energy Procedia, 2017, 142: 83-88.
- [20] ATTIE C, ELCHEIKH A, NADER J, et al. Performance enhancement of a vertical axis wind turbine using a slotted deflective flap at the trailing edge [J]. Energy Conversion and Management, 2022, 273: 116388.
- [21] 向斌, 缪维跑, 李春, 等. 动态格尼襟翼对垂直轴风力机性能的影响 [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(2): 163-170.
- XIANG Bing, MIAO Weipao, LI Chun, et al. Influences of dynamic Gurney flap on performance of vertical axis wind turbines [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(2): 163-170.
- [22] 张来平, 邓小刚, 张信涵. 动网格生成技术及非定常计算方法进展综述 [J]. 力学进展, 2010, 40(4): 424-447.
- ZHANG Laiping, DENG Xiaogang, ZHANG Xinhan. Reviews of moving grid generation techniques and numerical methods for unsteady flow [J]. Advances in Mechanics, 2010, 40(4): 424-447.
- [23] 李鹏, 高振勋, 蒋崇文. 重叠网格方法的研究进展 [J]. 力学与实践, 2014, 36(5): 551-565.
- LI Peng, GAO Zhenxun, JIANG Chongwen. The progress of the overlapping grid techniques [J]. Mechanics in Engineering, 2014, 36(5): 551-565.
- [24] 缪维跑, 李春, 阳君. 基于偏航的风力机尾迹偏移控制流动机理研究 [J]. 动力工程学报, 2017, 37(8): 655-662.
- MIAO Weipao, LI Chun, YANG Jun. Investigation on flow mechanism of a wind farm based on yawed wind turbine using wake deflection control strategy [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2017, 37(8): 655-662.
- [25] ABOELEZZ A, GHALI H, ELBAYOMI G, et al. A novel VAWT passive flow control numerical and experimental investigations: Guided vane airfoil wind turbine [J]. Ocean Engineering, 2022, 257: 111704.
- (王治红 编辑)