

# 考虑多级压缩机耦合特性的 压缩空气储能系统功率跟踪控制

陈思源<sup>1</sup>, 陈来军<sup>1\*</sup>, 崔森<sup>1</sup>, 刘瀚琛<sup>1</sup>, 郭中杰<sup>2</sup>, 梅生伟<sup>1</sup>

- 清华大学电机工程与应用电子技术系, 北京市海淀区 100084;
- 电子科技大学机械与电气工程学院, 四川省成都市 611731)

## Power Tracking Control of Compressed Air Energy Storage System Considering Coupling Characteristics of Multi-stage Compressors

CHEN Siyuan<sup>1</sup>, CHEN Laijun<sup>1\*</sup>, CUI Sen<sup>1</sup>, LIU Hanchen<sup>1</sup>, GUO Zhongjie<sup>2</sup>, MEI Shengwei<sup>1</sup>

(1. Department of Electrical Engineering, Tsinghua University, Haidian District, Beijing 100084, China; 2. School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, Sichuan Province, China)

**ABSTRACT:** The new-type power system imposes higher demands on the flexibility of compressed air energy storage regulation. However, traditional PID decoupling control struggles to achieve high-precision power command tracking for the energy storage side within safety operation constraints due to the complex coupling relationships between multi-stage compressors. To address this issue, this paper proposes a model predictive power tracking control strategy that takes into account the coupling characteristics between multi-stage compressors. Initially, a refined state-space dynamic model for the energy storage side, reflecting the coupling relationships between the state and control variables of each compressor, is constructed. Subsequently, the model is transformed into a simplified power prediction model, with the objective function being the minimization of power tracking error. A model predictive power tracking control strategy considering safety operation constraints is developed. Finally, a system dynamic simulation model is established using MATLAB/Simulink to investigate the open-loop characteristics and control variable coupling relationships. The proposed control strategy is compared with the PID decoupling control in terms of secondary frequency regulation performance under safe operation constraints. Results show that the control strategy

proposed in this paper can significantly improve the power tracking accuracy.

**KEY WORDS:** compressed air energy storage; model predictive control; multi-stage compressor coupling; dynamic model; power tracking

**摘要:** 新型电力系统对压缩空气储能调节灵活性提出了更高要求。然而, 各级压缩间存在复杂耦合关系, 导致传统PID解耦控制在安全运行约束内难以满足储能侧对功率指令的高精度跟踪需求。为此, 该文提出一种考虑多级压缩机耦合特性的模型预测功率跟踪控制。首先, 构建反映各级压缩机状态量和控制量耦合关系的储能侧精细状态空间动态模型; 随后, 将模型转化为简化功率预测模型, 以功率跟踪误差最小为目标, 提出考虑安全运行约束的模型预测功率跟踪控制策略; 最后, 利用MATLAB/Simulink搭建系统动态仿真模型, 研究系统开环特性和控制量耦合关系, 并对比所提策略与PID解耦控制在安全运行约束下的二次调频性能。结果表明, 提出的控制策略能明显提高功率跟踪精度。

**关键词:** 压缩空气储能; 模型预测控制; 多级压缩机耦合; 动态模型; 功率跟踪

## 0 引言

随着新能源渗透率和新型负荷接入率不断攀升, 源荷双侧波动性与随机性对新型电力系统灵活调节能力提出了更高的要求<sup>[1]</sup>。先进绝热压缩空气储能(advanced adiabatic compressed air energy storage, AA-CAES)系统具有大容量、调节灵活、具备转动惯量等优势, 能够有效支撑调频等灵活性调节需求<sup>[2]</sup>。然而, 不同于释能侧调节灵活性, 储

**基金项目:** 国家自然科学基金项目(青年项目)(52407115); 清华大学-丰田联合研究基金项目(20233930061); 中国博士后科学基金面上项目(2024M750349)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (Young Scientific Program) (52407115); Tsinghua University-Toyota Joint Research Fund Project (20233930061); China Postdoctoral Science Foundation General Program (2024M750349).

能侧当前仍作为不可控负荷接入电网<sup>[3]</sup>。各级压缩机间紧密耦合关系导致控制量间存在复杂交互影响,解耦比例-积分-微分(proportional integral derivative, PID)控制忽略了上述影响导致变工况运行过程需引入较大安全裕度,限制了功率调节范围。因此,协调储能侧控制量以提高系统灵活调节能力已成为亟需解决的问题。

针对 AA-CAES 系统的变工况运行过程动态建模是控制系统设计的基础。不同于面向热力学分析的稳态模型<sup>[4-5]</sup>和面向调度的外特性模型<sup>[6-7]</sup>,动态模型主要以微分方程作为核心,辅以代数方程以反映系统在时域内变化。文献[8]建立了补燃式 CAES 的动态模型,采用一阶惯性模型描述空气流量的累积动态响应、热动态响应和控制器延迟特性。文献[9]额外考虑了储气室气压约束和压缩机阻塞检测模块。文献[10]考虑传热、机械等多个时间尺度动态特性,基于“准动态迭代搜索”方法建立透平变工况暂态模型,反映了压力到流量的单向耦合关系。文献[11-12]分别基于 AMESim 平台和 APROS 平台搭建了 A-CAES 系统的数学仿真模型。文献[13]建立了考虑机械惯性和变工况特性的透平子系统的动态模型。文献[14]考虑大体积管道及元件的容积效应和填充床储热系统的动态特性。文献[15]考虑了机械惯性及热惯性建立等压绝热 CAES 系统动态模型。文献[16]构建了压力和质量流量耦合的压缩机微分方程模型并研究了能量损失和焓损失。文献[17]构建了考虑安全运行约束、部分负载特性和控制器动态的透平侧动态模型。上述研究常将气动和机动过程建模为一阶惯性环节,这导致流量、压力和转速的动态耦合特性被忽略。各类状态量独立变化,彼此间交互影响仅体现于最终的稳态。

基于上述模型,对 CAES 系统变工况运行过程动态控制展开了一系列研究。文献[8]提出利用进口导叶(inlet guide vanes, IGV)角度和节流阀开度的补燃式 CAES 的频率控制策略。文献[9]采用比例下垂控制方法以实现无功功率在两机间的合理分配。文献[10]提出发电侧转速跟踪的 PD 控制器设计方案,调节出口节流阀实现负载跟踪。文献[13]研究了并网 CAES 系统发电侧启动及稳定运行过程的频率控制策略。文献[14]研究了进口导叶角度控制的压缩侧功率跟踪动态响应情况。文献[15]提出综合转速控制和功率控制的分阶段负荷跟踪 PID 控制策略。

文献[17]基于非线性最优控制实现透平侧气-热耦合分钟级尺度功率跟踪。文献[18]针对充电过程储气罐气压动态变化采用串级双环 PID 控制。文献[19]设计了基于 PID 控制启动过程、准同期并网过程、变工况过程控制系统。文献[20]将双馈风机与压缩侧控制相结合以实现不同背压下的最优效率跟踪控制。文献[21]针对压缩侧关停过程提出了减载到解列停机多阶段控制策略。上述研究主要针对不同控制量设置独立的控制回路,通过系统级控制框架设计以应对各控制回路间的交互影响。

然而,当前研究仍存在以下两方面问题:

1) 在动态建模方面,缺乏对多级压缩机秒级时间尺度下耦合关系的刻画,这导致各控制量之间耦合关系被忽略。由于气流通路中压力和质量流量不可突变,因此单级压缩机状态量发生变化将会沿前后两个方向对其它级产生影响。

2) 在控制设计方面,主要采用 PID 控制,未充分考虑各控制量间的耦合影响和安全约束。当某个控制量触及约束边界而无法动作时,解耦控制将无法通过控制量间耦合关系以继续调节系统状态,影响了控制效果。

因此,本文提出一种考虑多级压缩机耦合特性的 CAES 系统功率跟踪控制策略。首先,构建考虑多级压缩机耦合关系的储能侧机电暂态模型;随后,对模型进行增广与处理形成适用于模型预测控制(model predictive control, MPC)的功率预测模型;最后,提出计及安全运行约束的 MPC 功率跟踪控制策略。仿真结果表明,利用各级压缩机间的耦合关系能够增强系统的控制灵活性,提高系统的二次调频性能。

## 1 考虑多级压缩机耦合特性的储能系统状态空间动态模型

### 1.1 AA-CAES 储能系统结构概述

基于热力学基本原理构建储能系统动态模型,建模过程基于以下假设:1) 空气视为理想气体,满足理想气体状态方程,定压比热容为常数;2) 压缩过程视为绝热;3) 忽略非换热元件和管道的压损和温损。

基于上述假设,AA-CAES 系统的总体框架如图 1 所示。本文直接用驱动转矩作为输入边界进行建模,不再考虑电机动态特性。由于本文研究秒级动态过程,故不再构建换热器与储气库动态模型,

如需建立多时间尺度系统级完整动态模型，可参考文献[17,22]。

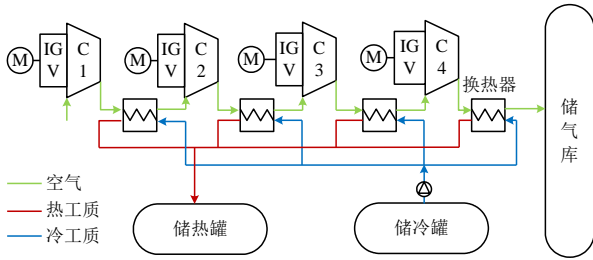


图 1 AA-CAES 系统总体框架图

Fig. 1 AA-CAES system framework diagram

### 1.2 单级压缩机动态模型

压缩机建模的核心在于构建质量流量、压力和转速的耦合动态关系，进而反映气动-机动-热动耦合特性，故将压缩机建模为图 2 所示的等效模型。

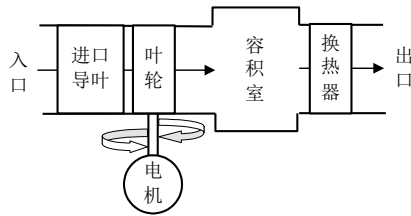


图 2 单级压缩机等效模型示意图

Fig. 2 Diagram of the equivalent model of the single-stage compressor

基于容积室的质量守恒<sup>[23]</sup>、压缩机及管道内的动量守恒和扭矩角动量守恒，可构建式(1)–(3)所示的三阶耦合微分方程组<sup>[24]</sup>。

$$\frac{dp_{pl,ci}}{dt} = \frac{a^2}{V_{pl,ci}} (\dot{m}_{ci} - \dot{m}_{hex,ci}) \quad (1)$$

$$\frac{d\dot{m}_{ci}}{dt} = \frac{A_{ci}}{L_{ci}} (p_{ci} - p_{pl,ci}) \quad (2)$$

$$\frac{dN_{ci}}{dt} = \frac{30}{\pi J_{ci}} (\tau_{mot,ci} - \tau_{ci}) \quad (3)$$

式中： $p_{pl,ci}$ 、 $\dot{m}_{ci}$ 、 $N_{ci}$  分别为压缩机的出口压力、入口质量流量和转速； $\dot{m}_{hex,ci}$  为压缩机的出口质量流量； $p_{ci}$  为叶轮出口处的压力； $\tau_{mot,ci}$  和  $\tau_{ci}$  分别为驱动转矩和叶轮处的制动转矩； $a$  为声速； $A_{ci}$ 、 $L_{ci}$ 、 $V_{pl,ci}$  分别为压缩机入口管道的截面积、长度和容积室的体积； $J_{ci}$  为驱动电机的转动惯量。

其中，叶轮带来的压升计算如下：

$$p_{ci} = \beta_{ci} p_{in,ci} \quad (4)$$

式中 $\beta_{ci}$ 为压缩机的压比，是关于质量流量、转速和 IGV 开度的三元函数，利用文献[25]提出的半经验公式结合实测数据进行拟合，如下所示：

$$\beta_{ci} = C_{\beta_1,ci} \left\{ 1 + \frac{3}{2} \left[ \frac{\dot{m}_{ci} - C_{\beta_2,ci} (1 - N_{ci}/N_{ci0})}{C_{\beta_3,ci}} - 1 \right] - \frac{1}{2} \left[ \frac{\dot{m}_{ci} - C_{\beta_2,ci} (1 - N_{ci}/N_{ci0})}{C_{\beta_3,ci}} - 1 \right]^3 \right\} + C_{\beta_4,ci} \Delta N_{ci} + C_{\beta_5,ci} \Delta \alpha_{ci,igv} + C_{\beta_6,ci} \quad (5)$$

式中： $p_{in,ci}$  为压缩机的入口处压力； $\Delta N_{ci}$  和  $\Delta \alpha_{ci,igv}$  分别为驱动转矩和 IGV 角度与额定值的偏差； $C_{\beta_1,ci}$ 、 $C_{\beta_2,ci}$ 、 $C_{\beta_3,ci}$ 、 $C_{\beta_4,ci}$ 、 $C_{\beta_5,ci}$ 、 $C_{\beta_6,ci}$  均为压比函数的拟合系数；下标 0 表示额定值。

在角动量守恒方程中，压缩机产生制动转矩，通过质量流量和角速度计算，如下所示：

$$\tau_{ci} = C_{\tau_{tan},ci} |\dot{m}_{ci}| N_{ci} \quad (6)$$

$$C_{\tau_{tan},ci} = \mu_{\tau_{tor},ci} r_{imp,ci}^2 \pi / 30 \quad (7)$$

式中： $C_{\tau_{tan},ci}$  为转矩系数； $\mu_{\tau_{tor},ci}$  为摩擦系数； $r_{imp,ci}$  为压缩机的叶片半径。

压缩机压缩过程可近似为绝热过程，故其出口温度可用式(8)计算。等熵效率为质量流量、转速和 IGV 开度的三元函数关系式，可采用半经验公式结合实测数据拟合获取，本文选择函数如式(9)<sup>[17]</sup>所示。

$$T_{pl,ci} = \frac{1}{\eta_{is,ci}} T_{in,ci} [(\beta_{ci})^{(k-1)/k} + \eta_{is,ci} - 1] \quad (8)$$

$$\eta_{is,ci} = C_{is1,ci} \dot{m}_{ci}^3 + C_{is2,ci} \dot{m}_{ci}^2 + C_{is3,ci} \dot{m}_{ci} + C_{is4,ci} \frac{\Delta N_{ci}}{N_{ci0}} + C_{is5,ci} \frac{\Delta \alpha_{igv,ci}}{\alpha_{igv,ci0}} + C_{is6,ci} \quad (9)$$

式中： $T_{in,ci}$  和  $T_{pl,ci}$  为压缩机的入口和出口温度； $\eta_{is,ci}$  为等熵效率； $k$  为比热容比； $C_{is1,ci}$ 、 $C_{is2,ci}$ 、 $C_{is3,ci}$ 、 $C_{is4,ci}$ 、 $C_{is5,ci}$ 、 $C_{is6,ci}$  均为等熵效率拟合系数。

本文选用驱动电机输出机械功率表示压缩机耗功，其在数值上等于压缩机的轴功率除以效率系数，并通过一阶惯性环节反映压缩机轴功率到驱动电机输出电功率之间的动态时延。此时单级驱动电机输出机械功率和多级电机总输出功率计算如下：

$$\frac{dP_{ci}}{dt} = \frac{1}{C_{ele}} \left( \frac{\pi N_{ci} \tau_{mot,ci}}{30 \eta_{mot,ci}} - P_{ci} \right) \quad (10)$$

$$P_c = \sum_{i=1}^n P_{ci} \quad (11)$$

式中： $P_{ci}$  和  $P_c$  分别为各级驱动电机的输出功率和多级驱动电机的总输出功率； $n$  为压缩机/驱动电机总级数； $\eta_{mot,ci}$  为压缩机轴功率与驱动电机输出功率间的效率系数； $C_{ele}$  为功率传递过程的惯性时间常数。

### 1.3 多级压缩机耦合状态空间模型

通过各级压缩机和换热器连接处的质量流量、压力、温度相等串联构成储能系统动态模型。其中，第一级压缩机入口处的气体温度和压力等于外界环境温度与压力，最后一级压缩机出口处的流量可通过储气库入口管道内的气体流动过程进行计算，将气体视为理想气体且将管道中气流过程视为等温过程，有：

$$\dot{m}_{\text{pipe}} = C_{f,\text{pipe}} A_{\text{pipe}} \text{sign}(p_{\text{pipe,in}} - p_{\text{pipe,out}}) \cdot \sqrt{\frac{4R_g T_{\text{pipe}} |p_{\text{pipe,in}} - p_{\text{pipe,out}}|}{p_{\text{pipe,in}} + p_{\text{pipe,out}}}} \quad (12)$$

式中： $\dot{m}_{\text{pipe}}$  为管道内的质量流量； $A_{\text{pipe}}$  为管道的横截面积； $p_{\text{pipe,in}}$  和  $p_{\text{pipe,out}}$  分别为管道入口和出口的压力； $C_{f,\text{pipe}}$  为流量系数； $R_g$  为理想气体常数； $T_{\text{pipe}}$  为管道内气体的温度。

同时，各级压缩机间连接的换热器存在压降，此处假设压降为前级压缩机出口压力乘以压降系数，即有：

$$p_{\text{in},c(i+1)} = C_{\text{pd},ci} p_{\text{pl},ci} \quad (13)$$

式中  $C_{\text{pd},ci}$  为两级压缩机间的压降系数。

式(1)–(13)中，决定储能系统消耗功率动态特性的是多级压缩耦合系统的气动-机动部分，可表述为式(14)所示的非线性状态空间模型。

$$\begin{cases} \frac{dp_{\text{pl},c1}}{dt} = \frac{a_{c1}^2}{V_{\text{pl},c1}} (\dot{m}_{c1} - \dot{m}_{c2}) \\ \frac{d\dot{m}_{c1}}{dt} = \frac{A_{c1}}{L_{c1}} (p_{\text{in}} \beta_{c1} - p_{\text{pl},c1}) \\ \frac{dN_{c1}}{dt} = \frac{30}{J_{c1} \pi} [\tau_{\text{mot},c1} - f_{\tau}(\dot{m}_{c1}, N_{c1})] \\ \dots \\ \frac{dp_{\text{pl},cn}}{dt} = \frac{a_{cn}^2}{V_{\text{pl},cn}} (\dot{m}_{cn} - \dot{m}_{\text{pipe}}) \\ \frac{d\dot{m}_{cn}}{dt} = \frac{A_{cn}}{L_{cn}} (C_{\text{pd},c(n-1)} p_{\text{pl},c(n-1)} \beta_{cn} - p_{\text{pl},cn}) \\ \frac{dN_{cn}}{dt} = \frac{30}{J_{cn} \pi} [\tau_{\text{mot},cn} - f_{\tau}(\dot{m}_{cn}, N_{cn})] \end{cases} \quad (14)$$

式中  $f_{\tau}(\cdot)$  表示式(6)所示的转矩计算函数。

将式(14)采用向量表示，如下所示：

$$\frac{dx}{dt} = f(x, u) \quad (15)$$

式中：函数  $f(\cdot)$  为式(14)所示的非线性函数向量； $x$  为状态变量向量； $u$  为控制变量向量。

状态变量为各级压缩机的质量流量、容积室压力和压缩机转速，如式(16)所示。控制变量为各级压缩机的驱动转矩、进口导叶角度变化量，如式(17)所示。

$$\begin{cases} x = [x_{c1} \ \dots \ x_{cn}]^T \\ x_{c1} = [p_{\text{pl},c1} \ \dot{m}_{c1} \ N_{c1}] \\ \dots \\ x_{cn} = [p_{\text{pl},cn} \ \dot{m}_{cn} \ N_{cn}] \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} u = [T_c \ A_{\text{igv}}]^T \\ T_c = [\tau_{\text{mot},c1} \ \dots \ \tau_{\text{mot},cn}] \\ A_{\text{igv}} = [\alpha_{\text{igv},c1} \ \dots \ \alpha_{\text{igv},cn}] \end{cases} \quad (17)$$

## 2 储能系统功率跟踪模型预测控制

### 2.1 储能系统模型预测控制框架

模型预测控制通过预测模型对被控对象的响应进行预测，通过优化算法计算当前时刻最优控制律序列，随后仅保留所求最优的控制律序列启始几个步长输入至执行机构中。在下一个采用周期，利用被控对象真实响应为初始量，重复上述步骤实现滚动优化控制。AA-CAES 系统储能过程的 MPC 控制整体框架如图 3 所示。其中包含以下几个步骤：

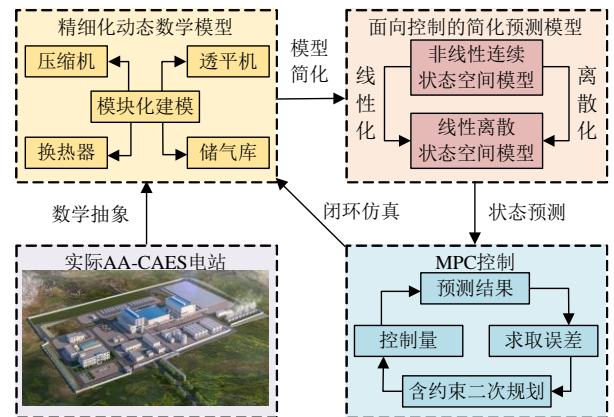


图3 AA-CAES 系统 MPC 控制框架图

Fig. 3 MPC control framework diagram for AA-CAES system

- 1) 针对真实的 AA-CAES 电站，基于模块化思想构建压缩机、换热器等部分的精细化数学模型。
- 2) 对精细化模型进行适当简化，根据控制目标省略部分时间尺度动态过程，获取简化预测模型。
- 3) 在每个 MPC 控制器采样时间内，通过预测模型计算下一时刻的出力与参考功率误差，将其作为目标函数，求解带有安全运行约束的二次规划问题，求出的控制量被用于下一个时间步长。
- 4) 将设计好的 MPC 控制器用于精细动态数学

模型进行闭环仿真验证，基于试验结果不断反馈调整 MPC 控制器参数，直至获得预期的控制效果。

## 2.2 考虑压缩机耦合特性的简化预测模型

为研究系统的秒级暂态响应性能，可进一步根据时间尺度解耦简化模型，做出如下近似处理：

1) 忽略大规模储气库的小时级压升过程，在控制周期内储气压力视为恒定。

2) 忽略换热器分钟级换热动态过程且假设换热充分，各级压缩机入口温度视为恒定且等于额定设计值。经精细模型仿真验证，换热动态过程对控制设计影响较小，可近似忽略。

3) 忽略电机内部的电磁暂态过程。

将各级驱动电机的输出机械功率作为辅助状态变量形成增广的状态空间模型，如下所示(18)：

$$\frac{d\mathbf{x}_p}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{x}_p, \mathbf{u}) \quad (18)$$

$$\begin{cases} \mathbf{x}_p = [\mathbf{x}_{c1} \cdots \mathbf{x}_{cn} \mathbf{P}_c]^T \\ \mathbf{P}_c = [P_{c1} \cdots P_{cn}] \end{cases} \quad (19)$$

增广后的状态空间模型中主要存在 4 个非线性部分，分别为叶轮压力函数式(5)、转矩函数式(6)、出口管道质量流量函数式(12)和驱动电机的电功率式(10)。基于泰勒展开将上述非线性部分在平衡工作点附近局部线性化。泰勒级数如下：

$$f(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}_0) + [\nabla f(\mathbf{x}_0)]^T (\mathbf{x} - \mathbf{x}_0) + o^n \quad (20)$$

式中： $f(\mathbf{x})$ 为被展开的函数； $f(\mathbf{x}_0)$ 为函数在展开点处的取值； $\nabla f(\mathbf{x}_0)$ 为函数在展开点处的梯度； $o^n$ 为高阶项。

当额定工作点同时是系统的平衡点时，有  $f(\mathbf{x}_0)=0$ ，且仅保留一次项时，有：

$$f(\mathbf{x}) = [\nabla f(\mathbf{x}_0)]^T (\mathbf{x} - \mathbf{x}_0) \quad (21)$$

基于上述所展示线性化原理，将非线性系统在额定工况点处利用一阶泰勒展开进行线性化。由于在额定工况时，系统各状态变量保持恒定，即额定工况点也为系统的平衡点。为将线性化后的仿射系统转化为线性化系统，定义状态变量和控制量与平衡点的偏差量如下：

$$\tilde{\mathbf{x}}_p = [\tilde{\mathbf{x}}_{c1} \cdots \tilde{\mathbf{x}}_{cn} \tilde{\mathbf{P}}_c]^T = [\mathbf{x}_{c1} - \mathbf{x}_{c10} \cdots \mathbf{x}_{cn} - \mathbf{x}_{cn0} \mathbf{P}_c - \mathbf{P}_{c0}]^T \quad (22)$$

$$\tilde{\mathbf{u}} = [\tilde{\mathbf{T}}_c \tilde{\mathbf{A}}_{igv}]^T = [\mathbf{T}_c - \mathbf{T}_{c0} \mathbf{A}_{igv} - \mathbf{A}_{igv0}]^T \quad (23)$$

此时，增广状态空间模型可被近似线性化与仿射变换为标准线性状态空间偏差形式，如下：

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}_p = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}}_p + \mathbf{B}\tilde{\mathbf{u}} \quad (24)$$

式中  $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$  为常数矩阵。

模型输出为各级驱动电机消耗的总电功率，因此状态空间的输出方程为：

$$P_c = \mathbf{C}\tilde{\mathbf{x}}_p \quad (25)$$

式中  $\mathbf{C}$  为常数矩阵。

随后采用双线性变换进行离散化，如下：

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{x}}_p(k+1) = \mathbf{H}\tilde{\mathbf{x}}_p(k) + \mathbf{J}\tilde{\mathbf{u}}(k) \\ \tilde{\mathbf{P}}_c(k) = \mathbf{G}\tilde{\mathbf{x}}_p(k) \end{cases} \quad (26)$$

式中  $\mathbf{H}$ 、 $\mathbf{J}$ 、 $\mathbf{G}$  为转化后的常数矩阵。

## 2.3 功率跟踪目标函数与安全运行约束

压缩侧功率跟踪目标为与功率指令偏差最小化，设计功率跟踪目标函数如下：

$$\min J(\tilde{\mathbf{x}}_p, \tilde{\mathbf{u}}) = \sum_{i=1}^N [\tilde{P}_c(i) - \tilde{P}_r(i)]^2 \quad (27)$$

式中： $N$  为 MPC 的预测周期；下标  $r$  为功率指令参考值。

在储能侧功率跟踪的过程中，主要考虑状态量约束和控制量约束。前者包括各级压缩机的功率约束、质量流量约束、出口压力约束、转速约束和出口温度约束，后者包括各级压缩机的驱动转矩和进口导叶角度的调限制制，如下所示：

$$\begin{cases} P_{ci,\min} \leq P_{ci} \leq P_{ci,\max} \\ \dot{m}_{ci,\min} \leq \dot{m}_{ci} \leq \dot{m}_{ci,\max} \\ P_{in,ci,\min} \leq P_{in,ci} \leq P_{in,ci,\max} \\ N_{ci,\min} \leq N_{ci} \leq N_{ci,\max} \\ T_{pl,ci,\min} \leq T_{pl,ci} \leq T_{pl,ci,\max} \\ \tau_{mot,ci,\min} \leq \tau_{mot,ci} \leq \tau_{mot,ci,\max} \\ \alpha_{igv,ci,\min} \leq \alpha_{igv,ci} \leq \alpha_{igv,ci,\max} \end{cases} \quad (28)$$

式中下标  $\max$  和  $\min$  分别为对应状态量和控制量的上下界。

## 3 算例分析

### 3.1 算例介绍

本文以中国内蒙古自治区某在建 AA-CAES 电站的设计参数及设备特性曲线为例，构建动态仿真模型并对所提出控制算法进行分析。为证明所提控制策略的有效性，以文献[8,14]提出的多环 PID 控制策略作为对比算例。PID 解耦控制和 MPC 控制分别代表了控制设计时忽略或考虑多级压缩机间耦合关系的两种思路。通过两种控制策略的对比，能够有效说明压缩机耦合关系对系统控制效果的

影响。PID 控制由跟踪各级额定转速的驱动转矩控制和跟踪分配功率指令的 IGV 控制两类独立回路构成。为控制变量以确保两种控制对比可靠性, 将 MPC 控制的控制目标在式(27)基础上加入转速偏差量作为次要控制目标, 其归一化后的权重系数是功率跟踪控制目标的 0.1 倍。MPC 控制通过求解优化程序, 基于功率指令跟踪及转速跟踪目标协同控制各级 IGV 和驱动转矩。本文算法及仿真均基于 Matlab/Simulink 实现, MPC 采样时间为 1s, 预测和控制周期分别为 15 和 3 步长。算例仿真所涉及的核心参数如表 1 所示, 各级压缩机的特性曲线参数由厂家提供的设备测试曲线拟合获得, 具体值如附录所示。

表 1 算例主要参数表

Table 1 Table of main parameters for calculation examples

参数	取值	参数	取值
C1 额定压比	8.4	C2 额定压比	4.7
C3 额定压比	1.9	C4 额定压比	1.8
C1 额定转速/(r/min)	4600	C2 额定转速/(r/min)	7280
C3 额定转速/(r/min)	12560	C4 额定转速/(r/min)	16350
C1 额定功率/MW	23.79	C2 额定功率/MW	21.34
C3 额定功率/MW	6.6	C4 额定功率/MW	5.9
额定质量流量/(kg/s)	89	额定储气压力/MPa	10
入口管道长度/m	1	转动惯量/(kg m <sup>2</sup> )	0.01
额定等熵效率	0.9	额定入口温度/K	300
管道摩擦系数	0.12	出口管道截面积/m <sup>2</sup>	12.56
C1 容积室体积/m <sup>3</sup>	103	C2 容积室体积/m <sup>3</sup>	80
C3 容积室体积/m <sup>3</sup>	30	C4 容积室体积/m <sup>3</sup>	25
入口管道截面积/m <sup>2</sup>	3.14	比热容比	1.4
C1 额定转矩/(N m)	46913	C2 额定转矩/(N m)	26602
C3 额定转矩/(N m)	4767	C4 额定转矩/(N m)	3305
C1 额定 IGV 角度/(°)	60	C2 额定 IGV 角度/(°)	20
C3 额定 IGV 角度/(°)	20	C4 额定 IGV 角度/(°)	20
轴功率下界/pu	0.65	轴功率上界/pu	1.5
质量流量下界/pu	0.7	质量流量上界/pu	1.5
出口压力下界/pu	0.7	出口压力上界/pu	1.5
转速下界/pu	0.7	转速上界/pu	1.5
出口温度下界/pu	0.7	出口温度上界/pu	1.5
驱动转矩下界/pu	0.8	驱动转矩上界/pu	1.2
IGV 角度下界/pu	0.8	IGV 角度上界/pu	1.05

### 3.2 储能系统开环动态特性分析

对系统开环动态特性分析, 为后续控制设计提供参考。针对所构建模型的有效性进行分析和验证。表 2 为所提模型的稳态仿真结果与真实电站相关参数的对比情况。可知, 模型的各项对比值偏差均低于 1%, 证明了稳态仿真有效性。

表 2 CAES 系统稳态仿真精度表

Table 2 Table of steady-state simulation accuracy for CAES system

名称	标么值/ pu	误差/%	名称	标么值/ pu	误差 /%
C1 压比	0.9992	0.08	C1 转速	0.9995	0.05
C2 压比	0.9994	0.06	C2 转速	1.0006	0.04
C3 压比	0.9995	0.05	C3 转速	0.9999	0.01
C4 压比	1.0004	0.04	C4 转速	1.0002	0.02
C1 流量	1.0005	0.05	C1 功率	0.994	0.6
C2 流量	1.0002	0.02	C2 功率	0.998	0.2
C3 流量	0.9996	0.04	C3 功率	1.003	0.3
C4 流量	1.0004	0.04	C4 功率	0.992	0.8

在动态仿真验证方面, 本文所提模型与文献[8]所提模型同时跟踪目标功率指令进行对比, 如图 4 所示。为统一不同容量的模型, 采用功率指令的标么值(pu)进行计算。参考指令在分别在 100、400、500、800s 时下降 0.1pu、上升 0.1pu、上升 0.1pu、下降 0.1pu。由图 4 可知, 本文所提模型与文献[8]的动态趋势基本保持一致, 均能够在秒级时间尺度内响应功率指令。这验证了本文所提模型在动态仿真过程的有效性。

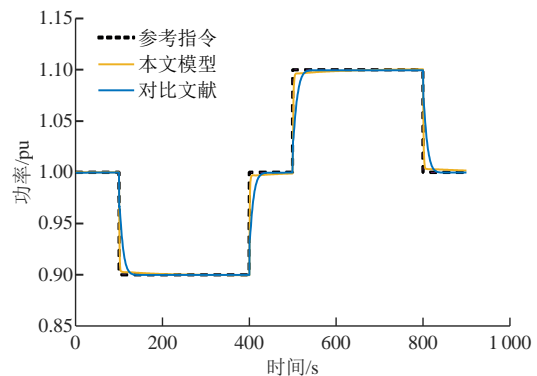


图 4 仿真模型动态响应特性对比图

Fig. 4 Comparison of dynamic response characteristics in simulation models

值得注意的是, 文献[8]跟踪功率指令的速度略慢于本文所提模型, 这是因为文献[8]采用压缩侧的热功率进行跟踪, 与本文采用的轴功率之间相差一个热惯性环节, 因此跟踪过程略慢于本文模型。热功率和轴功率分别反映了系统的热力学特性和气动-机动特性。前者主要用于研究系统稳态性能, 已经被大量使用。后者主要和系统的机电暂态相关, 是研究压缩侧与电网交互的重要指标。因此, 本文后续功率均采用轴功率进行分析, 以服务于电力系统辅助服务的控制系统设计。

基于经过验证的动态模型, 对不同控制器的开

环动态响应特性进行分析。与储能系统调节相关的主要控制器包括驱动转矩和 IGV，因此令各级压缩机的驱动转矩在 100~250s 间和 250~400s 间同步下降 0.05pu 和上升 0.05pu，同时令各级 IGV 在在 600~750s 间和 750~900s 间同步下降 0.05pu 和上升 0.05pu。此时，系统对两类控制器的开环响应特性如图 5 所示。

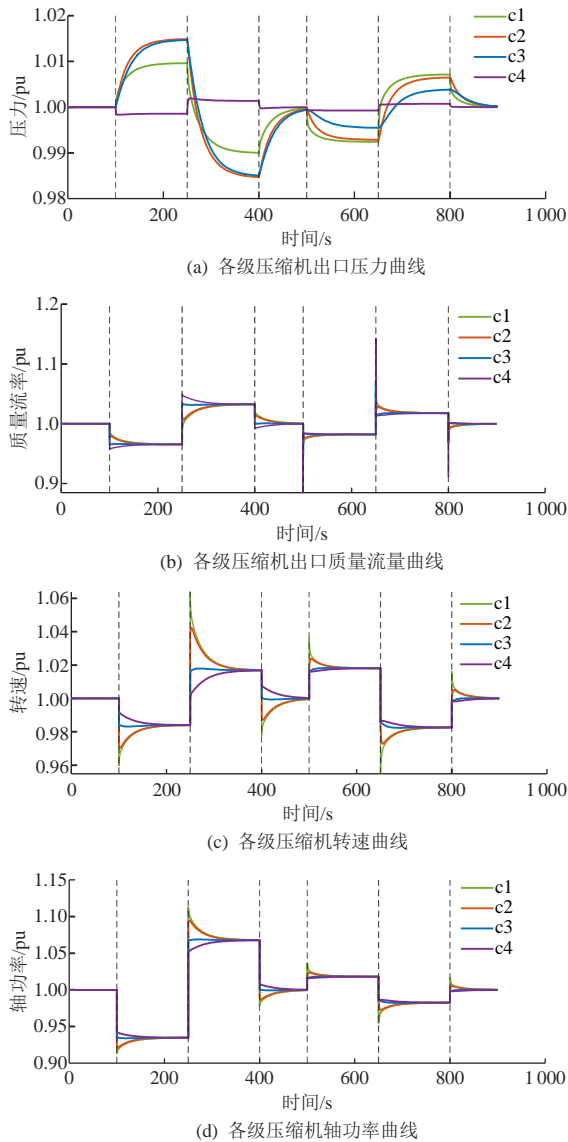


图 5 驱动转矩与 IGV 控制响应特性对比图  
Fig. 5 Comparison of drive torque and IGV control response characteristics

驱动转矩是调节系统功率的重要方式，对系统功率影响显著。多级压缩机总压比由背压决定，因此调节过程各级压缩机在总压比恒定约束下动态分配各级压比。系统内部的质量流率将通过末级压缩机出口压力和储气压力共同决定。当各级驱动转矩产生负向阶跃时，驱动转矩小于压缩机制动转矩导致转速下降，各级压缩机的压升值降低。此时末

级压缩机出口与储气压力差值缩小将导致质量流量逐步下降。由于压缩机始终工作在压比特性曲线右半部分稳定区域内，质量流量降低将导致压升增加，同时质量流量下降也将导致制动转矩升高，因此压缩机转速将会迎来回升。上述过程将不断交互影响，直至制动转矩和驱动转矩相等，达到新的稳态。转矩调节对系统各状态变量影响显著，且由于机械惯性的存在导致调节存在较小的滞后性。

IGV 是另一种重要的调节机构，其调节效果较驱动转矩调节而言较为平缓。IGV 调节同时改变质量流量和压升，这将同步影响压缩机的质量守恒和动量守恒。当 IGV 开度向下调节时，质量流量将下降且出现较大的超调量，同时该级压缩机的压升也将同步下降。此时背压约束将导致系统自发地提高转速以适应 IGV 对压比的负面影响。由图 5(c)可知，各级压缩机转速均不同程度地提升，这导致了轴功率的上升。IGV 调节对系统影响幅度较为缓和，且直接影响系统的气动特性因此调节灵活性较好。

基于建模与上述算例分析可见，各级压缩机之间存在紧密的耦合关系，因此协调各级控制器能够调节全局状态量。当依次调节各级压缩机的 IGV 角度时，系统的轴功率动态变化如图 6 所示。从 100s 开始，每隔 200s 逐步将第 1~4 级压缩机的 IGV 角度上调 0.1pu。由图 6 可知，即使单级压缩机的 IGV 保持不变，通过其他级 IGV 调节仍然能够影响到该级的各状态变量，以进一步扩宽调节范围。在相同的 IGV 动作幅度下，通过多级协同能够让首级压缩机的轴功率由 0.995pu 下降到 0.965pu，其调节范围由 0.005 增加到 0.035pu。因此，充分利用各级压缩机耦合特性可有效提升调节灵活性。

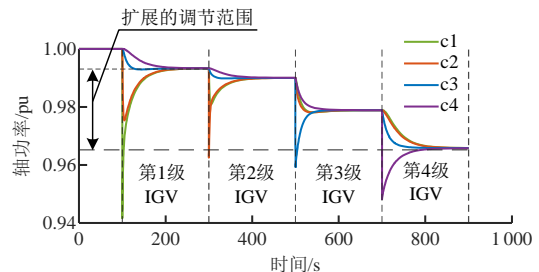


图 6 各级 IGV 叠加动作动态响应图  
Fig. 6 Dynamic response of multi-stage IGV superposition

### 3.3 储能系统闭环控制效果对比分析

本节对比 MPC 和多回路 PID 两种不同控制效果。其中，多回路 PID 将各控制变量解耦控制，而 MPC 则考虑了多控制量和状态量间的耦合关系。设置两种不同的场景以研究不同约束下控制算法的

表现。场景 1 为紧约束，IGV 调节范围为 80%~105%，这也是电站的实际设计调节范围。场景 2 为松约束，将 IGV 调节范围扩大至 50%~150%。两种场景下驱动转矩的约束均相同，为 80%~120%。两种方案的跟踪性能表现如图 7 所示。其中，功率参考信号在 100~400s 中为 0.9pu，在 500~800s 中为 1.1pu。

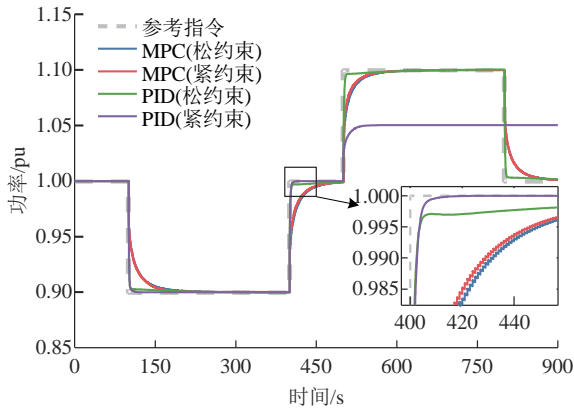


图 7 MPC 与 PID 功率跟踪控制效果对比图

Fig. 7 Comparison diagram of power tracking control effects between MPC and PID

由图 7 可见，跟踪功率过程中，在 PID 控制在场景 1 紧约束下的表现不及场景 2 松约束。松约束下 PID 控制能够让系统在 5s 内快速达到新的稳态，随后无稳态误差跟踪下降和上升功率信号。然而，在更加接近实际工程应用的紧约束下，PID 跟踪下降功率信号过程中出现了明显的振荡，且受限于控制器调节范围导致无法跟踪上升功率信号。MPC 控制在两种场景下的效果比较接近。在宽约束下，MPC 控制下的系统需 50s 到达新的稳态。在紧约束下，MPC 控制能够无稳态跟踪上升和下降指令，在较大和较小功率指令跟踪时控制效果优于 PID 控制。

为进一步分析紧约束下两种控制策略的差异，图 8 对比了两种控制策略下各控制器的动作情况。

由图 8 可见，PID 控制采用多个独立的控制回路解耦控制，这导致某个控制器到达约束边界无法进一步调节时，其他控制器无法协调以分担控制任务。当收到下降功率指令时，降低轴功率可通过降低转速或驱动转矩实现，此时 IGV 同时向下调节以降低压比，减小质量流量。质量流量的下降将引发制动转矩下降进而引起转速控制 PID 环动作，使得驱动转矩下降。此时第 2 级压缩机的 IGV 触及约束下界而无法动作导致功率出现了振荡。跟踪上升功率时，所有压缩机的 IGV 均触及调节上界无法提升压比，此时质量流量和制动转矩保持恒定。由于转

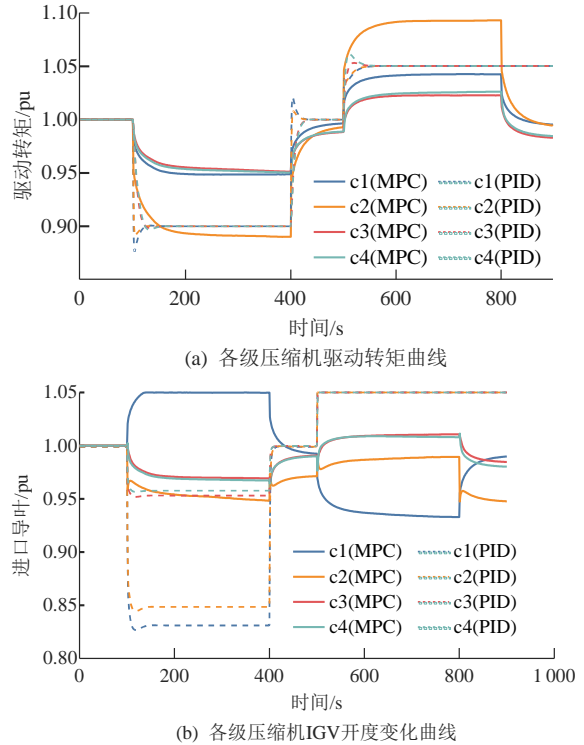


图 8 MPC 与 PID 控制器动作对比曲线图

Fig. 8 Comparison curves of MPC and PID controller actions

速 PID 调节回路仅跟踪转速，故此时驱动转矩停止调节，系统无法进一步提高轴功率。对比同一时刻的 MPC 控制，由于其驱动转矩和 IGV 均由控制器统一计算求出，因此可通过将驱动转矩提升以降低 IGV 提升的幅度，进而满足功率跟踪的需求。同时由于 MPC 控制对各控制机构的变化幅度做了限制，因而各控制器的变化率较 PID 控制更加平稳。

### 3.4 储能系统二次调频控制分析

为更加全面地对比实际工程约束下，两种控制策略应对电网辅助服务的情况。基于算例电站所在地蒙西电网对二次调频指标相关规定，分别研究两种控制策略在自动发电控制(automatic generation control, AGC)指令时的情况。蒙西电网的调频性能指标包括反映调节速率的  $K_1$  指标、调节精度的  $K_2$  指标和响应时间的  $K_3$  指标，各指标的具体计算如下：

$$K_1 = \frac{P_2 - P_1}{(t_2 - t_1)v_{N1}} \quad (29)$$

$$K_2 = 2 - \frac{\int_{t_2}^{t_3} |P(t) - P_{AGC}| dt}{(t_3 - t_2)v_{N2}} \quad (30)$$

$$K_3 = 2 - \frac{t_1 - t_0}{v_{N3}} \quad (31)$$

式中： $t_0$ 、 $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$  分别为收到 AGC 指令的时间、

向着 AGC 指令方向可靠跨出原始功率死区的时间、第一次进入目标功率调节死区的时间和本次 AGC 指令结束的时间； $P_1$  和  $P_2$  分别为对应  $t_1$  和  $t_2$  时刻的功率； $P_{AGC}$  为 AGC 参考指令跟踪值； $v_{N1}$ 、 $v_{N2}$ 、 $v_{N3}$  分别为标准调节速度、调节允许的偏差量和标准响应时间，本文分别取额定功率的 5%、额定功率的 1% 和 20s。

若无法跟踪功率指令，则将对应周期的  $K_1$  置 0；若  $K_2$  和  $K_3$  的取值小于 0.1，则取 0.1。

本节 AGC 指令的下发周期为 5 min，连续下发 1h。此时两种控制策略响应 AGC 指令的动态波形如图 9 所示。

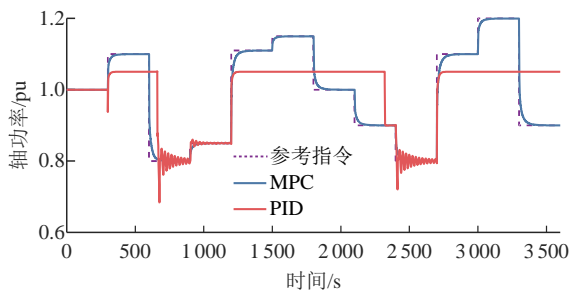


图 9 MPC 与 PID 控制 AGC 响应曲线图  
Fig. 9 Response curves of AGC controlled by MPC and PID

由图 9 可知，在 1h 有共计 12 次 AGC 指令，范围从 0.8~1.2pu。MPC 控制能够以零超调及零稳态误差跟踪所有 AGC 指令，而 PID 在跟踪过程中受限于控制器约束，无法对部分上升功率指令进行响应，且在下降功率指令时出现了衰减振荡。此过程两种控制二次调频性能指标如表 3 所示。

表 3 CAES 系统二次调频性能指标表  
Table 3 CAES system secondary frequency regulation performance index table

指令/pu	$K_1$		$K_2$		$K_3$	
	MPC	PID	MPC	PID	MPC	PID
1	0	0	0.1	0.1	0.1	0.1
1.1	1.151	0	1.788	0.1	1.983	1.995
0.8	2.912	6.474	1.629	0.1	1.983	2
0.85	0.816	35.681	1.845	1.819	1.983	2
1.11	2.383	0	1.818	0.1	1.983	1.991
1.15	0.567	0	1.769	0.1	1.983	0.1
1	1.631	0	1.886	0.1	1.983	2
0.9	1.053	21.449	1.761	1.989	1.983	0.1
0.8	0.757	19.789	1.565	0.271	1.983	2
1.1	2.768	0	1.774	0.1	1.983	1.996
1.2	1.076	0	1.656	0.1	1.983	0.1
0.9	2.622	0	1.733	0.1	1.983	2
平均值	1.478	6.95	1.611	0.415	1.826	1.365

由表 3 可知，PID 在反映调节速率的  $K_1$  指标方面具有较大的优势，其平均值约是 MPC 的 4.7 倍。而 MPC 则在反映调节精度的  $K_2$  指标方面呈现出较大的优势，其平均值约是 PID 的 3.9 倍。在反映响应时间的  $K_3$  指标方面，MPC 略优于 PID，前者约是后者的 1.3 倍。经定量分析可见，MPC 控制较 PID 控制而言，能够有效提升功率跟踪的精度。

除上述性能指标外，影响二次调频能力的还包括系统调节范围。基于多次仿真测试，本算例中 PID 控制的有效调节范围为 0.79~1.05pu，调节范围为额定功率的 26%。MPC 控制的有效调节范围为 0.7~1.33pu，调节范围为额定功率的 63%。可见 MPC 控制的调节范围约为 PID 的 2.4 倍。将上述两种控制策略的指标比例关系绘制为雷达图，如图 10 所示。可知，MPC 控制凭借其在调节精度方面的突出优势能够更好地支撑电网的二次调频需求。

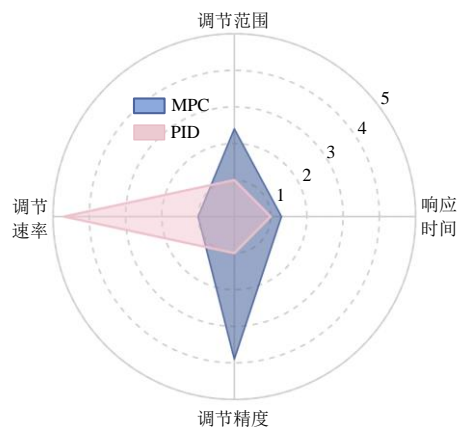


图 10 MPC 与 PID 二次调频指标对比图  
Fig. 10 Comparison of secondary frequency regulation indicators between MPC and PID

#### 4 结论

本文构建了多级压缩耦合动态模型，设计了考虑安全约束的 MPC 功率跟踪方法。主要结论如下：

1) AA-CAES 储能系统各级压缩机之间的耦合关系将影响各控制的动态响应特性。多控制器协调可扩展系统的调节范围。以 IGV 为例，多级协调控制较单级控制可将调节范围由 0.005pu 扩大到 0.035pu。因此，计及各级压缩机之间的耦合关系以设计控制器能够有效提升系统调节灵活性。

2) 本文所提的 MPC 控制在较窄的安全运行约束下能够显著提高系统调节的灵活性。当运行约束较紧时，MPC 可利用多级压缩机之间的耦合关系，通过多控制器协同以实现与宽松约束限制下类似的无稳态误差控制效果，在紧约束场景下功率指令

跟踪方面体现出优于多回路解耦PID控制的效果。

3) 以算例所处的蒙西电网二次调频相关规定为背景, MPC在调节精度方面明显优于PID控制。此外, MPC在响应时间和调节范围方面也优于PID控制。因此, 考虑了多级压缩机耦合关系的MPC控制较传统的多回路解耦PID控制具备更好的二次调频能力。

## 参考文献

- [1] 梅生伟, 李瑞, 陈来军, 等. 先进绝热压缩空气储能技术研究进展及展望[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(10): 2893-2907.  
MEI Shengwei, LI Rui, CHEN Laijun, et al. An overview and outlook on advanced adiabatic compressed air energy storage technique[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(10): 2893-2907(in Chinese).
- [2] 陈来军, 梅生伟, 王斌, 等. 火电耦合压缩空气储能技术研究进展及展望[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(18): 7264-7275.  
CHEN Laijun, MEI Shengwei, WANG Bin, et al. An overview and outlook on thermal power unit coupled with compressed air energy storage[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(18): 7264-7275(in Chinese).
- [3] BAI Jiayu, WEI Wei, CHEN Laijun, et al. Robust online operation of power systems with advanced adiabatic compressed air energy storage and renewable generation [J]. Journal of Energy Storage, 2022, 50: 104207.
- [4] 李佳佳, 李兴朔, 周国文, 等. 基于火-储联合循环的冷热电三联供系统多运行模式热力性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(9): 3598-3609.  
LI Jiajia, LI Xingshuo, ZHOU Guowen, et al. Thermodynamics analysis under different operation modes of trigenerative system based on CFPP-CAES combined cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(9): 3598-3609(in Chinese).
- [5] ARABKOOHSAR A, RAHRABI H R, ALSAGRI A S, et al. Impact of Off-design operation on the effectiveness of a low-temperature compressed air energy storage system[J]. Energy, 2020, 197: 117176.
- [6] 白珈于, 薛小代, 陈来军, 等. 先进绝热压缩空气储能热电联供模式下的运行可行域分析[J]. 电力自动化设备, 2019, 39(8): 79-85, 112.  
BAI Jiayu, XUE Xiaodai, CHEN Laijun, et al. Operation feasible region analysis of advanced adiabatic compressed air energy storage under thermal-electric co-generation mode[J]. Electric Power Automation Equipment, 2019, 39(8): 79-85, 112(in Chinese).
- [7] 徐卫君, 张伟, 胡宇涛, 等. 先进绝热压缩空气储能多能流优化调度模型[J]. 电工技术学报, 2022, 37(23): 5944-5955.  
XU Weijun, ZHANG Wei, HU Yutao, et al. Multi energy flow optimal scheduling model of advanced adiabatic compressed air energy storage[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2022, 37(23): 5944-5955(in Chinese).
- [8] CALERO I, CANIZARES C A, BHATTACHARYA K. Compressed air energy storage system modeling for power system studies[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2019, 34(5): 3359-3371.
- [9] CALERO I, CANIZARES C A, BHATTACHARYA K. Implementation of transient stability model of compressed air energy storage systems[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2020, 35(6): 4734-4744.
- [10] HE Wei, WANG Jihong, DING Yulong. New radial turbine dynamic modelling in a low-temperature adiabatic compressed air energy storage system discharging process [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 153: 144-156.
- [11] MUCCI S, BISCHI A, BRIOLA S, et al. Small-scale adiabatic compressed air energy storage: control strategy analysis via dynamic modelling[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 243: 114358.
- [12] 李盼, 杨晨, 陈雯, 等. 压缩空气储能系统动态特性及其调节系统[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(7): 2295-2305.  
LI Pan, YANG Chen, CHEN Wen, et al. Dynamic characteristics of compressed air energy storage system and the regulation system[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(7): 2295-2305(in Chinese).
- [13] LI Pan, YANG Chen, SUN Li, et al. Dynamic characteristics and operation strategy of the discharge process in compressed air energy storage systems for applications in power systems[J]. International Journal of Energy Research, 2020, 44(8): 6363-6382.
- [14] GUO Huan, XU Yujie, ZHANG Xuehui, et al. Dynamic characteristics and control of supercritical compressed air energy storage systems[J]. Applied Energy, 2021, 283: 116294.
- [15] MAZLOUM Y, SAYAH H, NEMER M. Dynamic modeling and simulation of an isobaric adiabatic compressed air energy storage(IA-CAES) system [J]. Journal of Energy Storage, 2017, 11: 178-190.
- [16] CHEN Wei, BAI Jianshu, WANG Guohua, et al. First and second law analysis and operational mode optimization of the compression process for an advanced adiabatic compressed air energy storage based on the established comprehensive dynamic model[J]. Energy, 2023, 263: 125882.
- [17] BAI Jiayu, LIU Feng, XUE Xiaodai, et al. Modelling and

- control of advanced adiabatic compressed air energy storage under power tracking mode considering off-design generating conditions[J]. *Energy*, 2021, 218: 119525.
- [18] LUO Xing, DOONER M, HE Wei, et al. Feasibility study of a simulation software tool development for dynamic modelling and transient control of adiabatic compressed air energy storage with its electrical power system applications[J]. *Applied Energy*, 2018, 228: 1198-1219.
- [19] 陈辉, 李文, 盛勇, 等. CAES 释能过程多工况动态仿真及效率分析[J]. *动力工程学报*, 2023, 43(7): 869-876, 892.
- CHEN Hui, LI Wen, SHENG Yong, et al. Dynamic simulation and efficiency analysis of CAES energy release process under multiple operating conditions [J]. *Journal of Power Engineering*, 2023, 43(7): 869-876, 892(in Chinese).
- [20] HUANG Jingjian, XU Yujie, GUO Huan, et al. Dynamic performance and control scheme of variable-speed compressed air energy storage[J]. *Applied Energy*, 2022, 325: 119338.
- [21] WANG Yi, QIN Guoliang, JIA Cheng, et al. Control strategy for the dynamic shutdown of the charging process of an advanced adiabatic compressed air energy storage [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 86: 111176.
- [22] 李瑞, 陈来军, 梅生伟, 等. 先进绝热压缩空气储能变工况运行特性建模及风储协同分析[J]. *电力系统自动化*, 2019, 43(11): 25-33.
- LI Rui, CHEN Laijun, MEI Shengwei, et al. Modelling the off-design operation characteristics of advanced adiabatic compressed air energy storage and cooperative analysis of hybrid wind power and energy storage system[J]. *Automation of Electric Power Systems*, 2019, 43(11): 25-33(in Chinese).
- [23] GREITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors — part I: theoretical compression system model[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1976, 98(2): 190-198.
- [24] FINK D A, CUMPSTY N A, GREITZER E M. Surge dynamics in a free-spool centrifugal compressor system [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1992, 114(2): 321-332.
- [25] WILLEMS F P T. Modeling and bounded feedback stabilization of centrifugal compressor surge[D]. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2000.
- 附录  
<http://ntps.epri.sgcc.com.cn/djgxcb/CN/10.13334/j.0258-8013.pcsee.250056>



陈思源

在线出版日期: 2025-11-06。

收稿日期: 2025-01-13。

作者简介:

陈思源(1998), 男, 博士研究生, 主要研究方向为压缩空气储能技术, chensy22@mails.tsinghua.edu.cn;

\*通信作者: 陈来军(1984), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为新能源发电与大规模储能技术, chenlaijun@tsinghua.edu.cn。

(责任编辑 胡琳琳)