

管线压缩机组负荷分配控制方案的仿真与实现

杨明成¹,程宝清¹,张汝峰¹,任昱宁²

(1. 南京科远智慧集团股份有限公司, 江苏 南京 210000; 2. 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:为了解决某空气压缩管线项目新建4台离心机组并联运行的问题,提出通过设立统一的防喘裕度(DEV)进行负荷分配的控制方案。各机组根据从负荷中心站接收的负荷控制量与自身的负荷平衡量进行加权计算,经过解耦输出到转速计算模块和防喘阀,在满足出口汇管压力的基础上,实现对各台机组性能的平衡调节。采用准非线性化建模方法,结合机理建模和经验公式,通过SimuBuilder平台搭建模型,模拟机组热工过程。经过仿真测试和项目工程实现表明:设计方案下出口汇管压力控制平稳,各机组同时分担管线流量波动,并使喘振风险和能耗保持在最小状态。

关键词:负荷分配;防喘振控制;并联运行;离心压缩机

中图分类号:TH452 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.01.023

[引用本文格式]杨明成,程宝清,张汝峰,等. 管线压缩机组负荷分配控制方案的仿真与实现[J]. 热能动力工程,2023,38(1):191-201. YANG Ming-cheng, CHEN Bao-qing, ZHANG Ru-feng, et al. Load sharing method for controlling pipeline compressor units[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1):191-201.

Load Sharing Method for Controlling Pipeline Compressor Units

YANG Ming-cheng¹, CHEN Bao-qing¹, ZHANG Ru-feng¹, REN Yu-ning²

(1. Nanjing Sciyou Wisdom Technology Group Co., Ltd., Nanjing, China, Post Code:210000;
2. Key Laboratory of Energy Heat Conversion and Its Process Measurement and Control, Ministry of Education, Southeast University, Nanjing, China, Post Code:210096)

Abstract: In order to solve the issues of parallel operation of four newly-built centrifugal compressors in air compression pipeline, the scheme of load sharing and control by setting up a unified anti-surge margin (DEV) is proposed. Each unit performs a weighted calculation based on the load control amount received from the load center station and its own load balance amount, and outputs it to the speed computing module and anti-surge valve through decoupling, so as to realize the balance control of each unit's load on the basis of satisfying the outlet manifold pressure. The quasi nonlinear modeling method is adopted, combined with mechanism modeling and empirical formula, and the model is built through SimuBuilder platform to simulate the thermal process of the unit. The simulation test and project engineering realization show that under the design scheme, the pressure of the outlet manifold is controlled to be stable, and each unit simultaneously shares the fluctuation of the pipeline flow and keeps the surge risk and energy consumption at a minimum state.

Key words: load-sharing, anti-surge control, parallel operation, centrifugal compressor

引 言

压缩空气是仅次于电力的第二大动力能源。近年来,随着产业集中化发展和国家对节能减排政策的推行力度不断加大,在大型工业集中区里建设空气压气站,向工业园区里的各家工厂集中供应压缩空气已经成为一种普遍的共识。该模式丰富了传统热电公司的供能模式,在热电联产的基础上,发展成为热、电、气联产和多能联供的新能源模式。

由于离心式压缩机具有出量大、结构简单等优点,自 20 世纪 70 年代中期以来,越来越多的压气站采用离心式压缩机组并联连接作为其核心工艺流程^[1]。以此建设的压气站一般含有多台并联运行的机组,压缩机组的驱动设备可根据情况选择汽轮机、燃气轮机或电动机。

管线压缩机多机组并联运行的自动化程度较低,往往依赖于站场运行人员现场操作,给机组的实际运行带来了风险,因此将并联压缩机组进行统一负荷分配控制尤其重要。此前开发的负荷分配控制方法主要包括基本负荷分配和等流量负荷分配。

基本负荷分配方案,是将运行机组分为基本负荷机组和调节机组。根据压气站负荷的变化规律将 1 台或多台机组完全加载至无回流运行,使机组工作点远离喘振控制线,并固定机组负荷,将其作为基本负荷机组^[2];压气站负荷变化时通过调节机组的负荷变化来满足站场的供气要求。该方案虽然可以满足站场负荷要求,但由于调节机组独自承担了整个管网的扰动,容易经常在靠近喘振线的工况下运行,增加了机组喘振的风险能耗^[3]。

等流量负荷分配方案,是通过控制并联运行机组的流量相等以实现负荷分配的目的。该方案仅要求各机组的出口流量相同,但由于各机组型号差异导致其性能曲线不同,往往较低流量的机组会首先触发防喘振的控制响应,造成该机组进入到回流状态^[4-5]。此外,各机组还需在出口管路上安装流量计装置,导致机组出口压力的永久损失,增加了不必要的能耗。

针对某压气站的 4 台离心压缩机组并联运行的项目需求,提出以等喘振裕度(DEV)作为负荷分配的控制方案,控制系统采用南京科远 NT6000 系列

一体化平台,实现了压气站负荷控制,压缩机组并联控制,压缩机一键启停、防喘、保护及辅助系统控制等功能。

1 项目概况

1.1 项目简介

某热电公司集中供压缩空气项目,为亚太地区最大印染集散地滨海工业区及其周边 56 家印染企业提供压缩空气。该项目可有效替代工业区域内现有的分散小空压机,提升用能水平,降低工业园区内企业生产成本,年节约标煤近 2 万 t。

项目首期建设 4 台由汽轮机拖动的离心式空气压缩机组,为了保证供气稳定,额外配套 2 台电动离心式空气压缩机作为备用。压缩机组参数具体如表 1 所示。

表 1 压缩机组参数
Tab. 1 Compressor unit parameters

参数	数值
数量/台	4
排气压力/MPa	0.9
进口流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	104 941
轴功率/kW	8 546
工作转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	7 000

该压气站工艺流程如图 1 所示,主要为空气过滤分离、压缩机组增压、干燥机除水后输送至出口汇管中,最终通过输气管线送往下游用户使用。

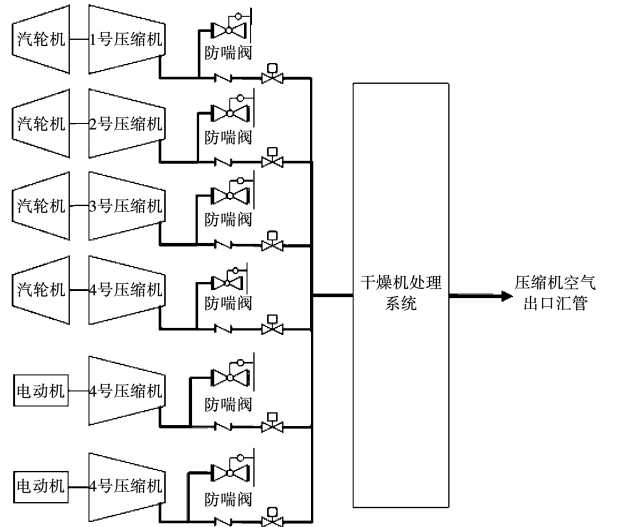


图 1 压气站工艺流程图
Fig. 1 Process flow diagram of compressor station

1.2 负荷分配控制系统构成

负荷分配控制系统采用分布式架构,主要由负

荷中心站、单台机组控制系统、操作员站及工程师站等组成,如图 2 所示。

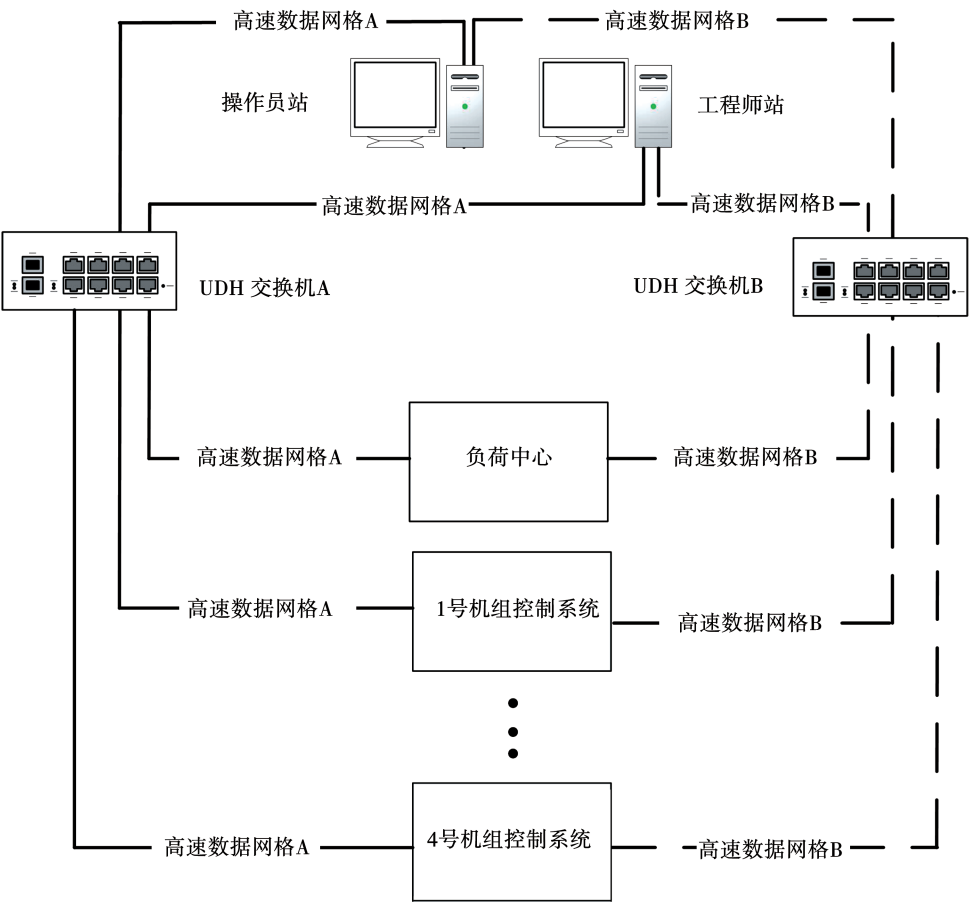


图 2 机组和负荷中心网络流程图

Fig.2 Flow diagram of unit and load center network

单台机组控制系统主要由工艺系统、汽轮机调速系统、压缩机防喘系统、独立超速系统、旋转机械检测(TSI)系统及紧急停机(ETS)系统组成。

除 TSI 系统外,整个系统软硬件均采用南京科远 NT6000 智能分散控制系统平台,该平台将各传统的子系统整合到一起;整个系统如电源、网络、控制器和 IO 模块采用完全双冗余架构,具有标准的通讯接口,支持各类现场总线通讯,其控制回路响应周期可以达到 20 ms。

2 负荷分配原理

2.1 等裕度控制原理

压缩机组运行时因防喘保护动作产生回流,这种回流导致机组的效率急剧下降、能耗急剧上升。

因此,对于并联运行机组来说,增加其安全运行范围比维持压缩机的工作点在最高多变效率上更重要^[6]。基于上述分析,提出将并联运行的机组工作点自动控制在与喘振控制线(Surge control line, SCL)等距离的位置实现负荷分配,该距离由防喘裕度(Deviation of the operating point from the SCL, DEV)来表示。参数 DEV 是无量纲参数,由统一的防喘振控制算法计算得出其值为 0~1 之间的数值,这使得并联管网中的各机组有了共同的控制基准^[7]。

$$DEV = 1 - S_{op} - S_{scl}$$

(1)

式中:DEV—工作点与防喘控制线之间的相对裕度;
 S_{op} —工作点在防喘坐标系中的相对位置; S_{scl} —防喘坐标系的控制裕度。

该方案是并联压缩机组负荷分配的最佳方案,即通过设置共同的控制基准,将并联运行的机组工作点控制在与喘振控制线等距离的位置上,使压缩机在运行中保持最小回流量^[4-5]。只有在各台机组都达到喘振控制线时回流阀才会打开,避免了不必要的回流,使得管网效率最大化;当管网压力波动时,并联的各台机组都能够吸收工艺扰动,使得各机组动能平稳调节,减小机组喘振风险^[8-12]。

当各压缩机组的机型、制造厂、功率大小和新旧程度不同时,根据压缩机组特性的不同,各机组需要对自身的裕度 DEV 进行修正,以保证并联管网中各机组的负荷相等,裕度修正值为:

$$DEV' = \beta_1 * DEV$$

(2)

式中: β_1 —裕度修正系数,用于补偿压缩机不同的工作特性。

并联管网中各机组的转速、流量均不同,通过裕度修正系数 β_1 来修正各机组的裕度 DEV,并将计算出来的修正值 DEV' 发送给负荷中心,从而实现各机组的负荷平衡。图 3 所示为等裕度分配方案中杭州中能汽轮动力有限公司两台不同机组出厂说明书相关数据得出的工作特性曲线。

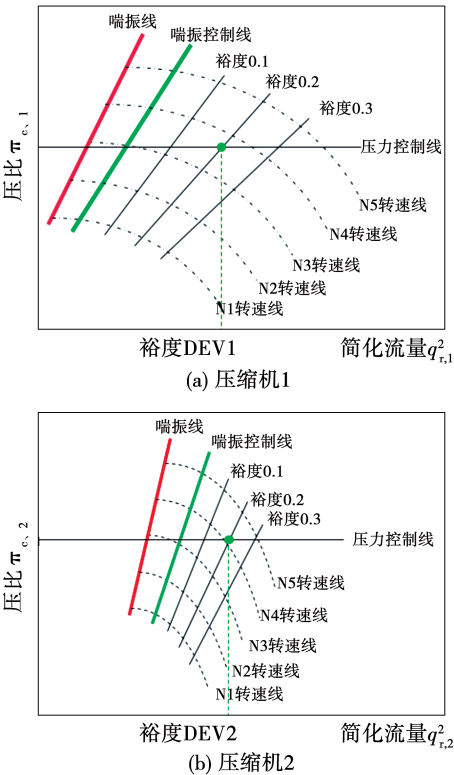


图 3 等裕度分配方案机组工作特性曲线
Fig. 3 Unit operating characteristic curve of equal margin distribution scheme

图 3 中的压比和简化流量平方通过以下公式计算:

$$q_r^2 = \frac{\Delta p_{os}}{p_s}$$

(3)

$$\pi_c = \frac{p_d}{p_s}$$

(4)

式中: q_r^2 —入口简化流量平方; π_c —压缩比; Δp_{os} —压缩机入口流量差压,kPa; p_s —压缩机组入口压力,kPa; p_d —压缩机组出口压力,kPa。

2.2 负荷分配方案

负荷分配由负荷控制和负荷平衡两部分组成。负荷控制指通过调节各台压缩机组的总负荷,使其满足站场进、出口压力及流量的设置要求;负荷平衡指在满足站场出口压力和流量的基础上,根据各台机组的能力进行平衡分配。这两部分控制进行叠加,将并联运行的机组工作点自动控制在与喘振控制线(SCL)等距离的位置上^[13-14]。图 4 所示为负荷分配系统的主要组成。

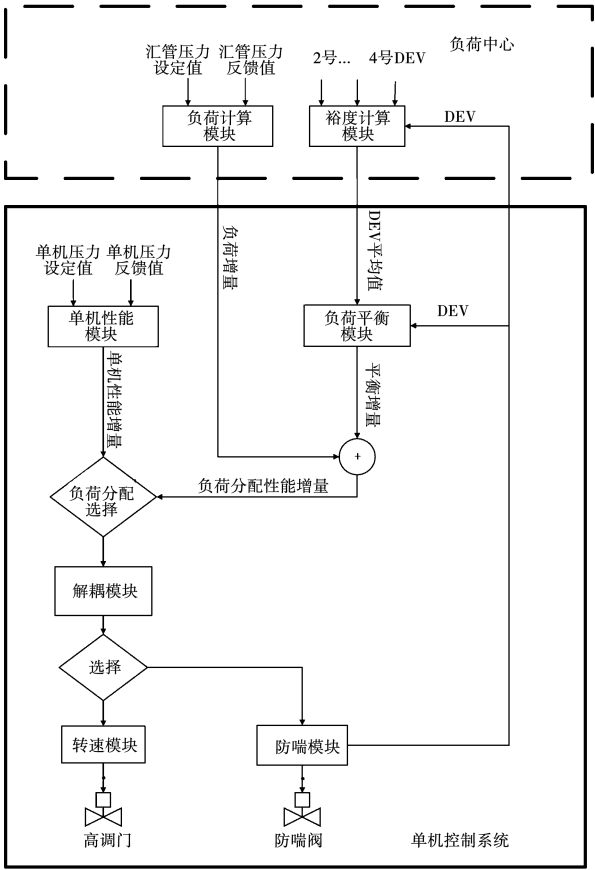


图 4 负荷分配控制器算法原理
Fig. 4 Algorithmic principles for load distribution system

每台机组设有负荷分配切换开关,用于机组单机性能控制与负荷分配功能的切换。当机组投入性能控制后默认处于单机性能状态,此时机组以压缩机出口压力为变量自动调节性能;当切换至负荷分配模式后,机组接收来自负荷中心的负荷增量和平均裕度 DEV_{AVG}' ,并且将自身的修正裕度 DEV' 发送给负荷中心,从而实现负荷分配控制。

2.2.1 负荷控制

负荷控制功能是由负荷中心实现的,负荷中心由裕度计算模块和负荷计算模块组成。

负荷计算模块根据出口汇管的压力测量值和给定的设定值,通过其自身的加权计算得出负荷控制量。负荷控制量发送给各台机组的解耦模块用以调整机组的性能,从而调节出口汇管的压力以满足运行需求。负荷控制量计算公式为:

$$I_P = I_{set1} \cdot f(p) \tag{5}$$

式中: I_P —负荷控制量,无量纲; I_{set1} —负荷控制量设定值,无量纲; $f(p)$ —出口汇管压力的函数,无量纲,主要由出口汇管压力及其他预先设定的参数组成。

由于机组间存在负荷不平衡,在调节出口汇管压力的同时,每台压缩机控制系统中的防喘模块负责计算各压缩机的工作点修正裕度 DEV' ;当机组投入负荷分配后,负荷中心自动接收该机组的修正裕度 DEV' 并将所有投入负荷分配机组的修正裕度 DEV' 进行统一平均计算,然后将计算值 DEV_{AVG}' 发送给每台压缩机的解耦模块。

2.2.2 负荷平衡

负荷平衡功能是由每台机组配套的单元控制系统实现的,其包含了转速调节模块、喘振控制模块、负荷平衡模块和解耦模块。

各机组根据接收到的来自负荷中心的 DEV_{AVG}' 和自身的 DEV' 进行计算,从而得出负荷平衡量。负荷平衡量计算公式为:

$$I_{DEV'} = I_{set2} \cdot f(DEV') \tag{6}$$

式中: $I_{DEV'}$ —负荷平衡量,无量纲; I_{set2} —负荷平衡量设定值,无量纲; $f(DEV')$ —裕度 DEV' 的函数,无量纲,主要是由机组自身的修正裕度 DEV' 、负荷中心

发送的裕度 DEV_{AVG}' 及其他预先设定的参数组成。

每台机组将计算出的负荷平衡量发送给解耦模块,解耦模块根据接收的负荷控制量和负荷平衡量进行加权叠加计算,输出至机组的转速模块和防喘振模块。在满足出口汇管压力的基础上,最终实现各机组在负荷分配过程中安全裕度占比相同,保证各机组的负载程度相同。

3 负荷分配的仿真

通过仿真测试平台模拟处于并联状态下的压缩机运行工况,离心压缩机动态机理模型和工艺管网模型会真实反映由于用户侧用气量变化导致出口汇管压力变化的情况^[9]。根据负荷分配控制原理,观察处于并联运行的各压缩机的转速和防喘振阀动作情况,同时也对本文提出的负荷分配控制逻辑进行验证。

3.1 仿真建模

建立 4 台并联运行的离心压缩机动态机理模型,压缩机由汽轮机驱动,其额定工况下转速均为 9 065 r/min。模型中每台压缩机出口均分为两个支路,一路经过管道和防喘阀排至大气,另一路通过逆止阀和管道进入储气罐。储气罐出口只有 1 路,出口设有流量阀,用于调节用户侧的用气量。机组的系统结构如图 5 所示。

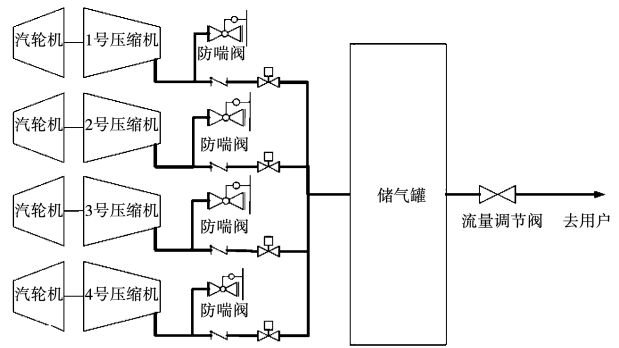


图 5 管线压缩机组系统结构图
Fig.5 System structure diagram of pipeline compressor unit

每台压缩机的管路设计、部件结构和阀门特性基本一致,但特性曲线略有差别。4 台压缩机的喘振点、工作点和阻塞点参数如表 2 所示。

表 2 4 台压缩机特性曲线参数

Tab.2 Characteristic curve parameters of
4 compressors

参数	1 号	2 号	3 号	4 号
喘振点流量/kg·s ⁻¹	13.67	13.67	13.67	13.67
喘振点压比	11.47	11.47	11.47	11.47
额定流量/kg·s ⁻¹	18	20	22	24
额定压比	10.153	10.153	10.153	10.153
阻塞流量/kg·s ⁻¹	24	25	28	30
阻塞压比	8.04	7.64	7.04	6.64

3.1.1 仿真建模平台及建模方法

采用某商用仿真建模平台建模,平台由仿真建模引擎(SimuEngine)和图形化建模平台(SimuBuilder)构成。其中 SimuEngine 是实时数据管理系统,对模型各参数进行实时存储和管理,可将模型数据以表格或历史曲线的形式记录,并实现运行、停止、冻结、解冻、保存和回退工况等功能。此外,SimuEngine 还负责平台与控制系统的通讯,提供 API 接口,支持 OPC 和 Modbus 通讯协议,提供 Modbus Master 和 Modbus Slave 接口程序。本文采用 OPC 2.0 通讯接口实现模型与控制器的数据通讯。

SimuBuilder 为图像化建模工具,在 SimuEngine 的支撑下运行。其采用模块化建模思想,根据工质的热物理性质方程和三大守恒定律,再结合机理和运行经验公式将热工过程中的各种部件封装成子模块。平台采用准非线性化建模方法,极大提高了大变动工况下模型的精度^[15]。一般线性化模型建立在某个稳态工况点上,用于研究较小程度偏离设计工况的情况,但面对工况变动较大的情况该模型无法保证精度。近年来热工过程的建模大多是考虑容积惯性、转动惯性和热惯性的非线性热力学模型。

各模型子模块分为静态模块和动态模块两大类。压缩机和透平等部件,其内部工质流动及温度压力等参数变化速率很快,建模时可认为是这些部件内部是瞬变过程,即无体积的静态模块。其特点是部件输入参数发生改变时,输出参数是在一个采样周期瞬间变化的。内部建模通常采用数学计算公

式或经验公式,工况变化较大时,计算公式内的常系数也会发生相应改变。对于大容积、换热和转动等模块,工质在部件内的参数变化时间不能被忽略,因此需要建立动态模型。其特点是输入参数发生改变时,输出参数需要经过一定惯性或复杂的动态过程才能到达稳定值。

3.1.2 管线压缩机组模型

系统中每台压缩机受 1 台汽轮机同轴驱动,汽轮机本体的模型为静态模块,输入参数为主蒸汽流量、压力和温度等物性参数及转速,输出参数为汽轮机轴功率,排汽参数在本次建模中没有用到,暂时不作考虑。汽轮机本体的静态模型为:

$$P_{qj} = f_{aj}(n_{qj}, Q_{TV}, p, T)$$
 (7)

式中: P_{qj} —汽轮机输出轴功率,kW; f_{aj} —根据汽轮机运行原理及透平特性曲线拟合的计算函数,kW; n_{qj} —汽轮机转速,r/min; Q_{TV} —主蒸汽流量,kg/s; p —主蒸汽压力,MPa; T —主蒸汽温度,K。

汽轮机轴功率输出给转子模块,转子模块接收汽轮机轴功率和压缩机耗功,结合转动惯量计算当前转速。转子模块为动态模型,动态数学方程为:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{1}{J\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n_{qj}}(P_{aj} - P_c)$$
 (8)

式中: P_{qj} —汽轮机输出轴功率,kW; P_c —压缩机耗功,kW; J —转动惯量,建模时视为常系数。

汽轮机前设有高调门,调门一般可认为是 1 个静态阻力计算模块,模型形式为:

$$Q_{qv} = C(\lambda) \sqrt{\rho(p_{in} - p_{out})}$$
 (9)

式中: Q_{qv} —通过阀门的工质流量,kg/s; $C(\lambda)$ —阀门的流量系数,与 λ 开度有关; ρ —工质密度,kg/m³; p_{in}, p_{out} —工质进、出口压力,MPa。

压缩机内工质流速及参数变化速度很快,与汽轮机一样,建模时同样可处理为静态模型,其形式为:

$$P_c = f_c(n_c, \pi_c, IGV)$$
 (10)

式中: f_c —根据压缩机特性曲线拟合的计算函数; n_c —压缩机转速,r/min; π_c —压比,无量纲; IGV —压缩机进口可变导叶开度,%。

储气罐和管道模块的建模方法类似,用容积方

程来体现工质充、放的动态过程,具体表现为压力和流量的动态关系,其数学模型可通过质量守恒和理想气体状态方程推导:

$$\frac{dp_a}{dt} \times \frac{V_a}{mRT_a} = D_1 + D_2 + D_3 + D_4 - D_{out} \quad (11)$$

式中: p_a —储气罐内部压力,MPa; V_a —储气罐有效容积, m^3 ; R —理想气体常数; T_a —储气罐内工质温度,K; m —气体多变指数,文中空气取 1.4; D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 —4 台压缩机的出口空气流量,kg/s; D_{out} —储气罐出口供给用户的空气流量,kg/s。

3.2 仿真测试

仿真测试开始前机组均处于停机状态,仿真测试包括压缩机加载、出口汇管压力改变及压缩机卸载条件下负荷分配控制的全过程。

3.2.1 加载过程

管网中机组的加载过程主要指管网在已有机组运行的前提下其他机组并入管网的工艺过程。首先测试加载过程下负荷分配控制情况,模拟下游用气量为两台机组正常运行时候的输气量,设定汇管流量调节阀开度为 45%,负荷中心出口汇管压力设定为 0.60 MPa。

图 6 为阶段 1 过程:启动 1 号机组。1 号机组经过自动暖机达到最小转速、防喘阀自动投入、加载并入管网阶段后投入负荷分配,

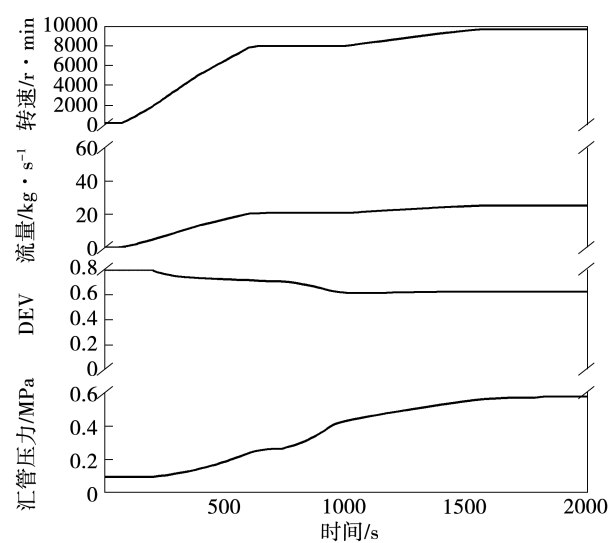


图 6 1 号机组加载过程
Fig. 6 No. 1 unit loading process

由于模拟下游用气量为正常两台机组供气量,在负荷分配控制作用下 1 号机组转速不断提升最终达到最大转速,出口汇管压力最终达到 0.59 MPa。

图 7 为阶段 2 过程:单台机组不能满足供气要求,启动 2 号机组,2 号机组并入管网后投入负荷分配。

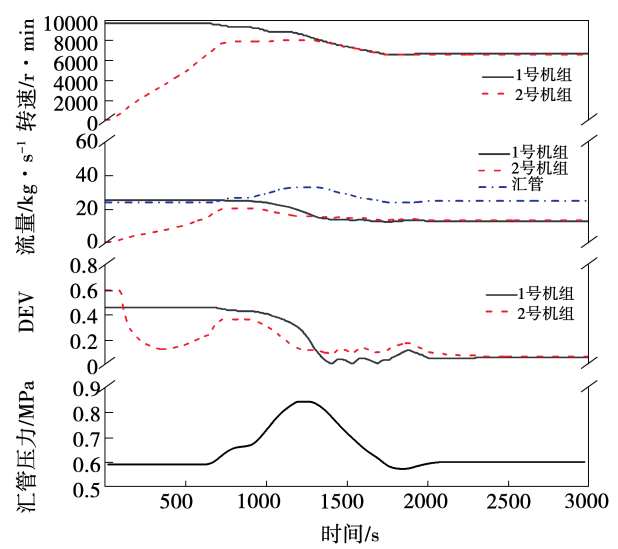


图 7 2 号机组加载过程
Fig. 7 No. 2 unit loading process

在负荷分配作用下 2 号机组不断提升转速,最终出口汇管压力设定值与实际值相等。由于系统的惯性,最终出口汇管压力大于设置值,在负荷控制和负荷平衡的作用下 1 号机组不断降低转速,2 号机组也随即开始降低转速,最终管网达到动态平衡。此时,出口汇管压力稳定在 0.60 MPa,1 号和 2 号机组 DEV 相等。

3.2.2 负荷控制过程

负荷控制过程的初始状态为上述阶段 2 过程后各机组最终稳定状态,当下游用气量及出口汇管压力值变化时,模拟负荷分配算法对各机组的控制过程。

图 8 为阶段 3 过程:设定汇管流量调节阀开度为 68%,负荷中心出口汇管压力设定值为 0.78 MPa。

此时,由于出口汇管压力低于设定值,在负荷分配的作用下,两台机组转速同时升高,管网的动态平

衡被打破;当出口汇管压力满足要求后,由于各机组的特性差异,此时两台机组 DEV 并不相同。在负荷平衡功能作用下 2 号机组降低转速,最终两台机组 DEV 相等,出口汇管压力达到 0.78 MPa。

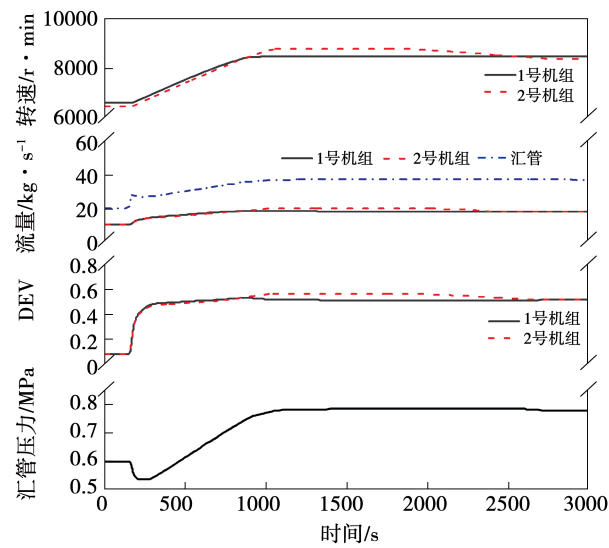


图 8 两台机组运行下负荷变化过程

Fig. 8 Load change process under operation of two units

图 9 为阶段 4 过程:保持下游用气量不变,启动 3 号机组,3 号机组并入管网后投入负荷分配。

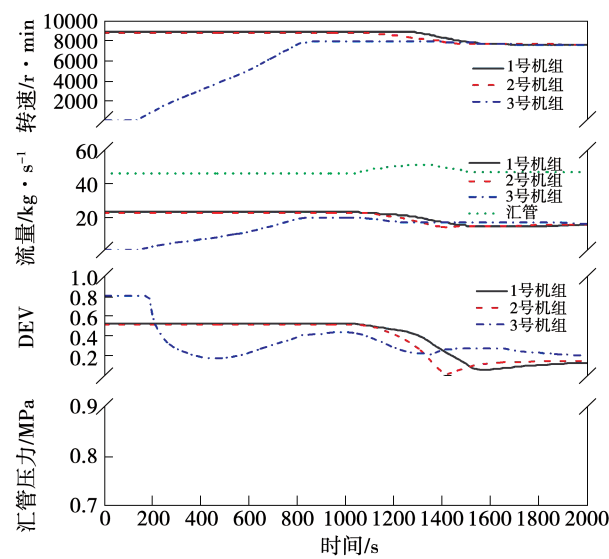


图 9 3 号机组加载过程

Fig. 9 No. 3 unit loading process

在负荷分配作用下 3 号机组转速不断提升,最终出口汇管压力设定值与实际值相等;由于系统的惯性,最终出口汇管压力大于设置值,1 号和 2 号机

组在负荷控制和负荷平衡的作用下转速不断降低,最终管网达到动态平衡。此时,出口汇管压力稳定在 0.78 MPa,3 台机组 DEV 相等。

图 10 为阶段 5 过程:模拟下游用气量及出口汇管压力设定值变化情况下负荷分配对各机组的控制过程;设定汇管流量调节阀开度为 80%,负荷中心出口汇管压力设定为 0.92 MPa。

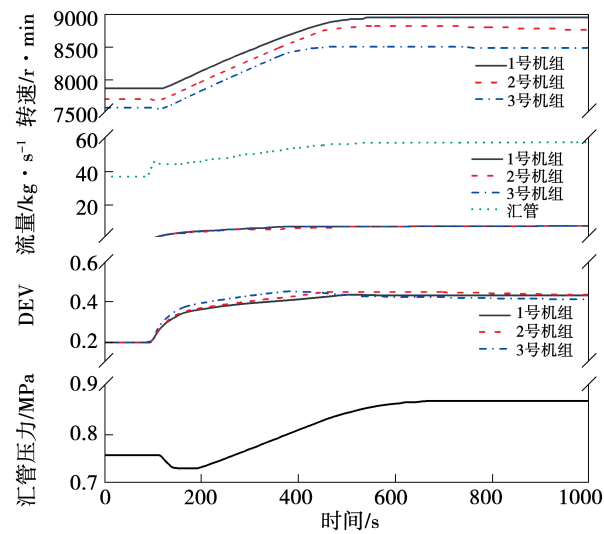


图 10 3 台机组运行下负荷变化过程

Fig. 10 Load change process under operation of three units

此时由于出口汇管压力低于设定值,在负荷分配的作用下,3 台机组同时升高转速,管网的动态平衡被打破;在负荷控制和负荷平衡的作用下最终各机组 DEV 相等,出口汇管压力达到 0.92 MPa,管网重新达到平衡。

3.2.3 卸载过程

管网中机组的卸载过程主要指管网在已有机组运行的前提下其他机组退出管网的工艺过程。设定下游用气量为 3 台机组正常运行时候的输气量且保持不变,设定汇管流量调节阀开度为 65%,负荷中心出口汇管压力为 0.77 MPa。

图 11 为阶段 6 过程:将 1 号机组切除负荷分配控制并卸载,其防喘阀慢慢打开,转速逐渐降低到最低。

在此过程中 2 号和 3 号机组转速在负荷分配的作用下不断提高,最终负荷达到平衡状态。此时,2

号和 3 号机组 DEV 相等,出口汇管压力最终达到 0.76 MPa,管网实现动态平衡。

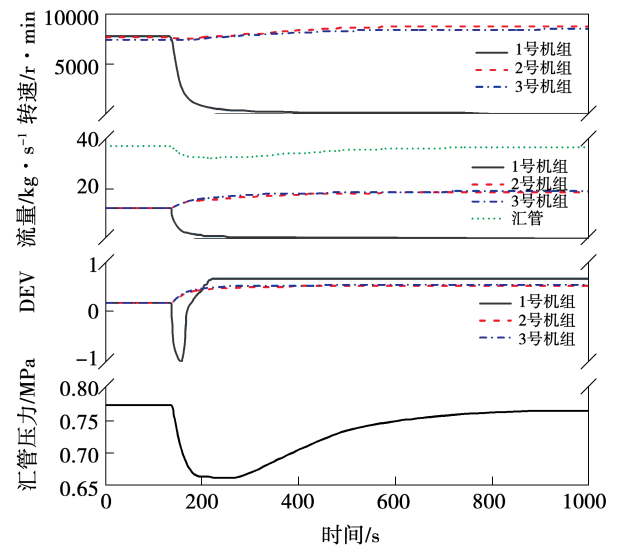


图 11 1 号机组卸载过程
Fig. 11 No. 1 unit unloading process

4 负荷分配测试验证

该项目于 2019 年 11 月开工建设,2021 年 9 月首台汽拖空压机正式对外供气,2022 年 3 月完成 4 台汽拖压缩机负荷分配功能测试;

测试开始前受到生产需求和工艺的限制,压气站出口汇管压力需维持在 0.7~0.8 MPa 之间,4 台机组均处于并入管网正常运行状态,各机组处于转速手动控制、防喘阀自动控制模式;测试过程按照机组依次投入负荷分配功能的顺序进行。

4.1 两台机组测试

阶段 1 过程:将 1 号和 2 号机组投入负荷分配,降低出口汇管压力设定值;在负荷分配算法的作用下 1 号和 2 号机组同时降低转速,在此过程中还受到负荷平衡算法的影响,最终机组实现平衡。

阶段 2 过程:提高出口汇管压力设定值,1 号和 2 号机组在负荷分配的作用下同时升高转速,在此过程中受到负荷平衡算法的影响,最终机组实现平衡。两台机组参数如表 3 所示。

上述测试表明,当管网负荷变化的时候,负荷分配算法能够根据管网负荷压力调整各机组的负荷,

最终实现机组与管网的动态平衡。

表 3 两台机组参数

Tab. 3 Parameters of two units

阶段	机组	转速/ r · min ⁻¹	DEV	汇管压力设 定值/MPa	汇管实际 压力/MPa
初始	1 号	8 708	0.138	0.743	0.743
	2 号	8 707	0.117	0.743	0.743
1	1 号	8 587	0.118	0.720	0.722
	2 号	8 678	0.101	0.720	0.722
2	1 号	8 755	0.116	0.760	0.760
	2 号	8 830	0.138	0.760	0.760

4.2 3 台机组测试

阶段 3 过程:将 3 号机组投入负荷分配,出口汇管压力设定值不变;由于管网动态平衡被打破,各机组在负荷控制的作用下最终实现与管网的动态平衡。

阶段 4 过程:降低出口汇管压力设定值,在负荷分配的作用下 3 台机组同时降低转速,在此过程中受到负荷平衡的影响,最终实现机组平衡。

阶段 5 过程:提高出口汇管压力设定值,3 台机组在负荷分配的作用下同时升高转速,在此过程中受到负荷平衡的影响,最终实现机组平衡。3 台机组参数如表 4 所示。

表 4 3 台机组参数

Tab. 4 Parameters of three units

阶段	机组	转速/ r · min ⁻¹	DEV	汇管设定 值/MPa	汇管实际 压力/MPa
初始	1 号	8 755	0.089	0.760	0.760
	2 号	8 837	0.127	0.760	0.760
	3 号	8 702	0.118	0.760	0.760
3	1 号	8 763	0.123	0.760	0.760
	2 号	8 844	0.128	0.760	0.760
	3 号	8 731	0.106	0.760	0.760
4	1 号	8 620	0.077	0.720	0.720
	2 号	8 712	0.106	0.720	0.720
	3 号	8 617	0.104	0.720	0.720
5	1 号	8 820	0.130	0.770	0.770
	2 号	8 931	0.144	0.770	0.770
	3 号	8 813	0.128	0.770	0.770

上述测试表明,当管网需求不变的情况下,新并入管网的机组会打破原有管网的动态平衡,各机组在负荷分配的作用下最终重新达到机组与管网的动态平衡。

4.3 4 台机组测试

阶段 6 过程:将 4 号机组投入负荷分配,出口汇管压力设定值不变;由于管网动态平衡被打破,各机组在负荷控制的作用下最终实现与管网的动态平衡。

阶段 7 过程:降低出口汇管压力设定值,4 台机组在负荷分配的作用下同时降低转速,在此过程中受到负荷平衡的影响,最终寮现机组平衡。

阶段 8 过程:提高出口汇管压力设定值,4 台机组在负荷分配的作用下同时升高转速,在此过程中受到负荷平衡的影响,最终机组实现平衡。4 台机组参数如表 5 所示。

表 5 4 台机组参数
Tab.5 Parameters of four units

阶段	机组	转速/ $r \cdot \min^{-1}$	DEV	汇管设定 值/MPa	汇管实际 压力/MPa
初始	1 号	8 820	0.130	0.770	0.770
	2 号	8 931	0.144	0.770	0.770
	3 号	8 813	0.128	0.770	0.770
	4 号	8 705	0.116	0.770	0.770
6	1 号	8 828	0.111	0.770	0.770
	2 号	8 932	0.121	0.770	0.770
	3 号	8 817	0.128	0.770	0.770
	4 号	8 715	0.121	0.770	0.770
7	1 号	8 611	0.104	0.720	0.721
	2 号	8 703	0.097	0.720	0.721
	3 号	8 611	0.088	0.720	0.721
	4 号	8 523	0.096	0.720	0.721
8	1 号	8 858	0.100	0.780	0.780
	2 号	8 930	0.131	0.780	0.780
	3 号	8 809	0.119	0.780	0.780
	4 号	8 735	0.115	0.780	0.780

上述测试表明,当管网需求流量减少时,各机组在负荷分配控制下调整性能,使工作点同时靠近喘振线,当需求量进一步降低时,所有机组回流阀才会

同时打开。

4.4 管网扰动测试

由于下游用气量存在周期性变化,白天用气量出现高峰,凌晨将会出现用气量低谷,因此根据下游用气量的变化,测试管网扰动时负荷分配控制调节过程显得尤为必要。

用气高峰期:将 4 台机组投入负荷分配控制并且长期运行,由于白天下游用气量需求变大,导致出口汇管压力持续降低,各机组在负荷分配的控制下提高转速以维持站场的供气需求,最终,机组与管网重新达到动态平衡。管网扰动参数如表 6 所示。

表 6 管网扰动参数
Tab.6 Pipe network disturbance parameters

阶段	机组	转速/ $r \cdot \min^{-1}$	DEV	汇管设定 值/MPa	汇管实际 压力/MPa
初始	1 号	8 850	0.101	0.780	0.787
	2 号	8 947	0.107	0.780	0.787
	3 号	8 782	0.101	0.780	0.787
	4 号	8 720	0.093	0.780	0.787
用气 高峰期	1 号	8925	0.104	0.780	0.778
	2 号	9009	0.132	0.780	0.778
	3 号	8890	0.134	0.780	0.778
	4 号	8805	0.127	0.780	0.778

5 结 论

(1) 负荷分配以控制出口汇管压力为主要目标,当现有机组不能满足管网负荷需求时,负荷分配将控制所有机组自动升至满负荷状态。

(2) 多机组运行的情况下,负荷分配在满足负荷控制的基础上,协调各机组保持修正后相等的裕度 DEV'以实现负荷平衡。

(3) 当管网出现压力波动时,投入负荷分配的各机组同时分担、吸收管网流量扰动,减少各机组喘振风险和站场的总能耗。

(4) 当管网需求流量减少时,负荷分配算法控制各机组调整性能,使工作点同时靠近喘振线;各机组工作点均达到喘振控制线后回流阀同时打开,保证了机组效率最大化,避免各机组的不同特性导致

防喘阀提早打开而造成回流能源浪费的现象。

管线压缩机的核心控制为负荷分配控制,不合理的控制会造成能量的浪费,也容易造成机组切机/加载时的停机^[15]。本文提出的负荷分配控制方案控制出口汇管压力平稳,极大地提高了管线压缩机的自动化水平,对今后我国管线压缩机组联合控制运行有一定的指导意义,具有在同类项目中推广的价值。

参考文献:

- [1] 陈泓辛. 中卫贵阳联络线天然气输送三机组并联动态负荷分配研究[D]. 沈阳:东北大学,2016.
- CHEN Hong-xin. Study on dynamic load distribution of three parallel natural gas transmission units in Zhongwei Guiyang tie line [D]. Shenyang:Northeastern University,2016.
- [2] 曹开华,邢 通. 压气站压缩机组负荷分配方案分析与实现[J]. 仪器仪表用户,2019,26(5):44-47.
- CAO Kai-hua,XING Tong. Analysis and realization of load distribution scheme for compressor units in compressor stations[J]. Instrument User,2019,26(5):44-47.
- [3] KURZ R,LUBOMIRSKY M,BRUN K. Gas compressor station economic optimization[J]. International Journal of Rotating Machinery,2012;1-9.
- [4] MIRSKY S,JACOBSON W,TISCOMIA D,et al. Development and design of antisurge and performance control systems for centrifugal compressors[C]//Middle East Turbomachinery Symposia. 2015 Proceedings. Turbomachinery Laboratory,Texas A & M Engineering Experiment Station,2015.
- [5] JACOBSON W,STAROSELSKY S,ZAGHLOUL M,et al. Compressor loadsharing control and surge detection techniques[C]//Proceedings of the 45th Turbomachinery Symposium. Turbomachinery Laboratories,Texas A & M Engineering Experiment Station,2016.
- [6] STAROSELSKY N,LADIN L. More effective control for centrifugal gas compressors operating in parallel[C]// ASME International Gas Turbine Conference & Exhibit,1986.
- [7] BATSON B W. Invariant coordinate systems for compressor control [C]//ASME International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition,1996.
- [8] 张 鹏. 管道压缩机的负荷分配控制[J]. 风机技术,2014(Z1):102-105.
- ZHANG Peng. Load distribution control of pipeline compressor [J]. Fan Technology,2014(Z1):102-105.
- [9] 钱 迪,郑 会,张 沛,等. 天然气压缩机仿真测试平台的设计[J]. 风机技术,2018,60(1):71-76.
- QIAN Di,ZHENG Hui,ZHANG Pei,et al. Design of a simulation test platform for natural gas compressors [J]. Fan Technology,2018,60(1):71-76.
- [10] 杨亚钊,李雪峰,孙海哲,等. 并联压缩机组节能改造技术及应用[J]. 风机技术,2015(1):65-68.
- YANG Ya-zhao,LI Xue-feng,SUN Hai-zhe,et al. Energy-saving transformation technology and application of parallel compressor units [J]. Fan Technology,2015(1):65-68.
- [11] 马 亮,张 磊,许铁岩,等. 首台国产天然气长输管线压缩机组负荷分配控制系统研究[J]. 热能动力工程,2021,36(3):130-137.
- MA Liang,ZHANG Lei,XU Tie-yan,et al Research on load distribution control system of the first domestic long-distance natural gas pipeline compressor unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(3):130-137.
- [12] 翁 刚,李志峰,钟相奎. 两台不同功率裂解气压缩机并联控制系统研究[J]. 石油和化工设备,2009,12(3):27-28.
- WENG Gang,LI Zhi-feng,ZHONG Xiang-kui. Research on parallel control system of two cracking gas compressors with different power[J]. Petroleum and Chemical Equipment,2009,12(3):27-28.
- [13] 崔艳星,杨立萍,马永祥,等. 西三线压缩机组负荷分配控制方案[J]. 油气储运,2015,34(5):538-543.
- CUI Yan-xing,YANG Li-ping,MA Yong-xiang,et al. Load distribution control scheme for compressor units in the third west line [J]. Oil and Gas Storage and Transportation,2015,34(5):538-543.
- [14] 余 冬,王 宁,张 菲,等. 盖州压气站防喘振控制与负荷分配[J]. 油气储运,2019,38(11):1277-1315.
- YU Dong,WANG Ning,ZHANG Fei,et al. Anti-surge control and load distribution of Gaizhou compressor station[J]. Oil and Gas Storage and Transportation,2019,38(11):1277-1315.
- [15] 马 凯,王华强,张保平,等. 天然气管线压缩机组加载/卸载及负荷分配控制研究[J]. 工业仪表与自动化装置,2018(6):1959-1964.
- MA Kai,WANG Hua-qiang,ZHANG Bao-ping,et al. Research on loading/unloading and load distribution control of natural gas pipeline compressor units[J]. Industrial Instrumentation & Automation,2018(6):1959-1964.