

F 级改进型燃机电厂压缩空气系统设计优化

吕小兰, 郑赞

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: 依托 F 级改进型联合循环工程对重型燃机运行工况进行分析, 根据燃机对压缩空气的特殊要求, 详细研究空气压缩机及其储气罐的选型方法, 计算结果表明采用 4 台 25 Nm³/min 容量的空压机和 4 套 30 m³ 储气罐在满足机组安全运行的前提下, 使静态投资成本最低。此外, 通过对压缩空气系统的设计优化, 改进了厂用服务压缩空气系统, 使其储气罐在紧急事故工况下能为仪用压缩空气系统服务, 更能保障机组的安全运行。通过本工程计算实例, 为将来同类工程的压缩空气系统优化计算提供借鉴作用。

关键词: 联合循环; 压缩空气; 空压机; 储气罐

中图分类号: TM621

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2015)S1-0015-04

Design Optimization of the Compressed Air System in F Advanced Class Combined Cycle Power Plant

LÜ Xiaolan, ZHENG Yun

(China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: By the analysis on F advanced class combined cycle power plant operation conditions, sizing calculation method of air compressor and air receiver is investigated as per gas turbine special requirements. The calculated results show that 4 air compressors with capacity of 25 Nm³/min and 4 receivers with capacity of 30 m³ can make units running in safe condition and meet the minimum static investment requirement. The optimization design of the compressed air system has improved plant service air system to enable the air receiver to be served for the instrument air system during emergency condition. With the engineering practice in this project, it will provide reference to future similar engineering calculation for compressed air system.

Key words: combined cycle; compressed air; air compressor; air receiver

联合循环发电技术因其高效清洁越来越受到国内外电力行业及政府的重视和发展^[1], 目前国内正在大力发展大容量高效的燃气热电联产发电技术^[2-3]。

压缩空气系统作为机组保障设备安全及仪表控制的系统, 是向所有用气操作的设备提供压缩空气以及提供检修用气。根据燃机的运行特点以及对压缩空气的特殊要求, 对压缩空气系统设计需要更加重点保护燃机设备, 并在保障机组安全运行的基础上, 对压缩空气系统设备设计优化, 从而降低设备静态投资和运行成本^[4]。

本文依托广东某 2×460 MW 燃气热电联产机组的运行工况, 对全厂压缩空气系统的设备选型计算进行分析, 并对整个系统设计进行优化改进。

1 压缩空气系统介绍和联锁控制要求

压缩空气系统包括仪用压缩空气和厂用服务压缩空气, 以满足机组在各种运行工况中的下列需要^[5-6]:

1) 仪表空气系统为所有控制装置(启动阀门或其它装置执行机构、设备安全运行冷却器等)提供清洁、无油、无水的压缩空气, 同时可为水处理、消防系统以及天然气增压站制氮系统提供仪表空气。对比常规燃煤电厂, 联合循环工程的气动控制装置除仪表、气动阀门外, 还包括燃机振动拾取冷却系统、自清式进气过滤器吹扫系统、透平冷却仪

收稿日期: 2015-10-30

作者简介: 吕小兰(1975), 女, 汉族, 山西天镇人, 高级工程师, 硕士, 主要从事电力工程设计和管理工作(e-mail)lvxiaolan@gedi.com.cn。

用空气系统和喷嘴吹扫仪用空气系统。本工程根据天然气供气边界条件不设置天然气增压站,因此本文不对增压站制氮机压缩空气系统进行阐述。

2)厂用空气系统为机械设备、气动工具和气动扳手等提供工作压缩空气,也为设备和管道在检修时的吹扫提供压缩空气,并可为炉膛电视摄像头冷却提供备用气源等。

在《大中型火力发电厂设计规范》^[7]中规定每个供气单元的仪表与控制用空压机运行台数为每台机组1台,单台容量应能满足每台机组仪表与控制用气动设备的最大连续用气量。每个供气单元设置1台检修备用和1台运行备用的空压机,同时应兼作检修用空压机。

根据规程要求,全厂共设置一个供气单元,包括2台运行用空压机,1台检修备用空压机和1台运行备用空压机,即共4台规格型号相同的空压机和4套与空压机对应的压缩空气处理装置。仪用压缩空气和厂用压缩空气分别经储气罐稳压后供向各机组。

按照全厂各压缩空气用户要求,仪用或设备控制的压缩空气系统最高允许工作压力为0.8 MPa(g),最低允许工作压力为0.5 MPa(g)。空压机的排气压力取系统最高工作压力与压缩空气后处理设备及其管道阻力之和,本工程取0.9 MPa(g)。储气罐的压力根据系统压力变化,即0.5~0.8 MPa(g)。

空压机开启和关闭,以及系统阀门逻辑控制的压缩空气系统压力整定值如表1所示:

表1 空气压缩机及系统阀门联锁控制的压缩空气系统压力整定值

Table 1 Air Pressure Set-point Value Of Interlock Between the Air Compressor And System Valve

项目	空压机启动	空压机停车	备注
#1 空压机	0/0.7 MPa(g)	0.8 MPa(g)	机组启动前压缩空气系统先投用
#2 空压机	0.67 MPa(g)	0.78 MPa(g)	
#3 空压机	0.63 MPa(g)	0.76 MPa(g)	
#4 空压机	0.59 MPa(g)	0.74 MPa(g)	
厂用空气关断阀关闭	0.56 MPa(g)		需手动控制开阀
压缩空气系统停用	0.52 MPa(g)		机组正常停机,空压机不停车

注:空压机的启动和关闭还关联冷却水压力温度、空压机排气温度和润滑油系统等信号,本文仅针对压缩空气系统压力分析,暂不考虑上述因素影响。

2 压缩空气系统设备优化选型

2.1 空气压缩机容量优化选型

根据《火力发电厂油气管道规程》^[8]中规定,仪用计算耗气量等于设备阀门仪用空气最大耗气量乘以损耗系数k1。设备阀门最大仪用耗气量是全厂所有仪表与控制用气动设备在同一时间段内的最大连续耗气,因此简单地统计叠加所有耗气用户使用量是不准确的,并且也增加了空压机的裕量。统计耗气量时必须根据各用户的使用工况和使用性质,计算任何工况下同一时间下的最大连续耗气量。本工程根据各设备厂提供的耗气量清单及运行说明,统计了全厂仪用压缩空气耗量,详见表2所示。

从表2中可知,在机组启动和机组运行期间最大耗气量为12.51 Nm³/min,机组停机和检修维护期间最大耗气量为16.7 Nm³/min。燃机停机工况中的透平冷却空气14 Nm³/min为间歇用气,停机初期约停气1 h、供气1 h,停机后期约停气4 h、供气4 h,由此可见,联合循环工程在停机工况下的压缩空气耗气量比正常运行时更大。若采用机组停机工况或者检修维护工况对空压机选型,则不能很好地反映机组正常运行时的耗气情况,更增加了空压机的选型容量,运行时并不经济,因此这两种工况突然的耗气增加可以通过以下几种方式解决:(1)开启备用空压机;(2)使用运行空压机的余量补充;(3)使用检修空压机的裕量补充。为了优化空压机的容量,减少设备初投资,因此本工程的设计理念为:以机组运行工况作为设计最大耗气量,机组停机用或检修用耗气量作为校核,校核工况考虑两台空压机满足一台机组运行一台机组检修工况,或者三台空压机满足两台机组同时停机检修的工况。

本工程选择无热再生干燥机,根据空压机厂家提供的样本参数,其损耗气量取空压机出力的14%,则空压机的设计计算过程和结果详见表3所示。

根据规程要求,本工程两台机组共设置了4台空压机,从以上计算过程可知,设计工况和校核工况2对单台空压机选型均为25 Nm³/min,只有对于校核工况1,单台空压机容量需要选择30 Nm³/min,通过对各空压机供货商调研,空压机在30 Nm³/min时电机容量约为200 kW,需要使用6 kV

表 2 单台机组仪用压缩空气统计表

Table 2 Statistical Table Of Instrument Compressed Air for One

Nm³/min

用户	机组启动	机组运行	机组停机用	机组检修或设备复位用	使用性质	用户	机组启动	机组运行	机组停机用	机组检修或设备复位用	使用性质
燃机天然气量热计用仪用空气	0.05	0.05			连续	蒸汽轮机及凝汽器减温水控制阀	0.01	0.01	0.01		阀门动作时
燃机控制阀用仪用空气	1.00	1.00	0.80		阀门动作时	旁路阀及旁路减温水系统控制阀	0.12	0.12	0.12		阀门动作时
燃机振动拾取冷却仪用空气	2.00	2.00			连续	真空泵气动蝶阀	0.00	0.00			阀门动作时
自清式进气过滤器仪用空气		6.00			间歇	其余汽水系统控制阀(工业水、凝结水、辅汽和启动锅炉)	4.00	1.00			阀门动作时
用于发电机吹扫仪用空气				1.70	连续	用于消防预防作用系统维护仪用空气				5.00	间歇
透平冷却仪用空气			14.00		间歇	锅炉补给水处理系统正常平均用水工艺用气用气量	1.00	0.50			间歇
喷嘴吹扫仪用空气				10.00	连续	制氢系统正常平均用烟气连续监测系统	2.00	1.00			间歇
蒸汽轮机仪表	0.20	0.20			连续	制氢系统正常平均用烟气连续监测系统	1.00	0.50			间歇
蒸汽轮机冷却单元			1.40		间歇	烟气连续监测系统	0.03	0.03			连续
蒸汽轮机本体系统及疏水控制阀	0.42	0.07	0.07		阀门动作时	汇总	11.87	12.51	16.41	16.70	
蒸汽轮机轴封系统控制阀	0.04	0.04	0.02		阀门动作时						

注: 表中的压缩空气量均为折算到相同压力下标准状态的容积流量。

表 3 空气压缩机容量选型过程和结果

Table 3 Process And Result Of Air Compressor Capacity Type Selection

	符号	单位	公式或说明	设计工况	校核工况 1	校核工况 2
总仪用气量	Q_c	Nm ³ /min	$Q_c = \sum Q_i$	12.51	29.21	33.40
系统总用气量	Q	Nm ³ /min	$Q = k_1 * Q_c; (k_1 = 1.5)$	18.77	43.82	50.10
再生干燥机损耗系数	r	%		14	14	14
再生干燥机损耗用气量	Q_s'	Nm ³ /min	$Q_s' = Q_k' * r / (1 - r) r = 7%$	3.06	7.13	8.16
空压机选型气量	Q_w	Nm ³ /min	$Q_w = (Q + Q_s') * 1.1$	24.01	56.04	64.08
运行空压机数量	n	-		1	2	3
单台空压机容量	Q_{wn}	Nm ³ /min	$Q_{wn} = Q_w / n$	24.01	28.02	21.36
选择标准容量		Nm ³ /min		25	30	25

注: 1) k_1 取 1.5, 考虑包括管道泄漏损失 20%, 设备摩擦剂老化损失 20% 及设备用气统计误差 10% 等因素; 2) 设计工况为单台机组运行工况选型; 校核工况 1 为两台空压机满足一台机组运行和一台机组检修工况, 即总耗气量为 $(12.51 + 16.7) \text{Nm}^3/\text{min}$; 校核工况 2 为三台空压机满足两台机组同时停机检修的工况, 即总耗气量为 $(16.7 * 2) \text{Nm}^3/\text{min}$ 。

等级的中压供电电压, 而 25 Nm³/min 时电机容量约为 185 kW, 可以选择 380 V 等级的低压供电系统, 因此选择 25 Nm³/min 容量的空压机较为经济合理。对于校核工况 1 的情况, 可以考虑开启三台空压机实现或者开启两台空压机时错峰用气。

此外, 本工程厂用服务空气用户包括燃机、蒸

汽轮机和检修车间等, 总耗气量为 5 Nm³/min, 远小于仪用气耗气量计算, 因此空压机的出力根据上述仪用气计算结果选型。

2.2 储气罐优化选型

储气罐包括空压机出口中间缓冲罐、仪用空气储气罐和厂用服务空气储气罐。储气罐主要有以下

作用：进一步把空气中的水分分离出来，作为一个缓冲容器，可以防止在用气或供气方面的突然变化而引起的冲击或压力波动，以保证供气压力的稳定。在空压机全部事故停运时(如厂用电故障)可以为机组安全停机提供必要的气源，其容积应能维持不小于5 min的耗气量。

根据联锁控制，当空压机停运时，厂用服务气支路应切除，此时供气单元的所有储气罐都可以作为机组仪用空气安全停机用。储气罐容积计算公式^[9]如下：

$$V = \frac{P_a K T}{P_2 - P_1} \quad (1)$$

式中： T 为储气罐内压力从 P_2 降到 P_1 所需时间，按照规程取5 min； V 为储气罐的实际容积， m^3 ； P_2 为空气储气罐初设压力，MPa(g)，取系统正常运行压力0.8 MPa(g)； P_1 为机组系统要求的仪表最低压力要求，MPa(g)，取0.5 MPa(g)； P_a 为海拔高度的大气压力，绝对大气压，取0.1 MPa； K 为空压机进口条件下空气的实际耗气量， m^3/min 。

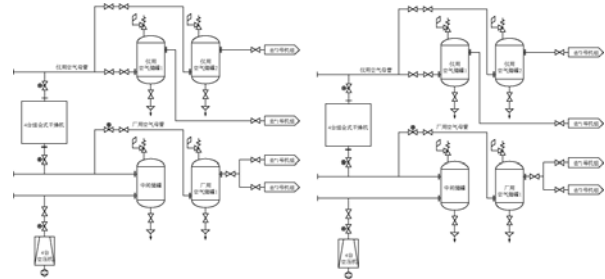
其中，计算储气罐的耗气量 K 时采用表3中校核工况2即两台机组停机检修工况的系统总用气量 Q ，即 $50.1 Nm^3/min$ ，转换为实际空压机进口条件下总用气量为 $58.36 m^3/min$ 。根据上述公式，最终计算储气罐总容积为 $84.6 m^3$ ，若采用3个储气罐来保证两台机组安全停机，则每个储气罐约 $28.2 m^3$ ，根据制造厂产品样本取标准规格 $30 m^3$ 。

从以上计算分析可知，每台机组可设1台仪用空气储气罐，全厂共设置1台厂用空气储气罐，即可满足机组的稳压和安全停机的要求，此外空压机出口的中间放水用缓冲罐的储气容积还可作为仪用空气储气罐的余量。为了美观设置，4台空气储气罐均取 $30 m^3$ 。为了保护仪用空气用户，每个仪用空气储气罐布置在主厂房机组旁，而中间储气罐和厂用空气储气罐集中布置在供气单元中。

3 压缩空气系统设计优化

根据压缩空气系统的控制逻辑，当仪用压缩空气系统压力低于0.56 MPa时，关闭厂用压缩空气，隔离厂用压缩空气系统泄漏点并恢复仪用空气系统压力，这个操作是避免全厂停机的最后一道屏障，为了减少厂用服务空气用户泄漏对机组的影响，因

此厂用压缩空气系统母管或者每台机组的分母管设置带执行机构关断阀做联锁控制是必须的，而阀门的设置位置也有两种方案：方案一设置在厂用压缩空气储气罐入口，方案二设置在每台机组厂用压缩空气分母管，其系统流程如图1所示。



(a) 方案一电动关断阀前置 (b) 方案二电动关断阀后置

图1 压缩空气储气罐及其阀门设置方案对比

Fig. 1 Air Receiver and Valves Proposal Comparison

方案一的优点在于当关断阀联锁关闭时，厂用压缩空气用户仍可以继续利用储罐的空气来维持一定的使用时间，但是这个优点对于用户来说并不是必要的。方案二的优点则可以使厂用压缩空气用户关停后，使其储罐里的空气继续为仪用空气系统服务，在空压机运行下，加快仪用空气系统压力恢复时间，保证机组的正常运行。此外根据前述分析，为了优化压缩空气储气罐大小和数量，停机时仪用空气也采用厂用压缩空气储气罐的存储空气，则厂用压缩空气储气罐前的空气管道必须取消止回阀，同时在仪用空气储气罐前设置止回阀，用以保证所用空气在紧急事故时都为仪用系统服务，其系统流程如图1方案二所示。

4 结论

本文根据燃气蒸汽联合循环工程对燃机压缩空气使用的要求，详细分析了机组压缩空气各运行工况，从而优化空气压缩机和压缩空气储气罐容量，最终选择4台 $25 Nm^3/min$ 容量的空压机和4套 $30 m^3$ 储气罐。此外，对压缩空气系统进行了优化改进，在厂用压缩空气储气罐后每台机组的空气分母管设置联锁控制关断阀，并取消厂用压缩空气储气罐前止回阀，同时将止回阀设置在仪用空气储气罐入口。这些优化不仅可以减少工程静态初投资，同时也为减少厂用电、保障机组正常运行及避免事故停机提供帮助。

(上转第14页 Continued on Page 14)

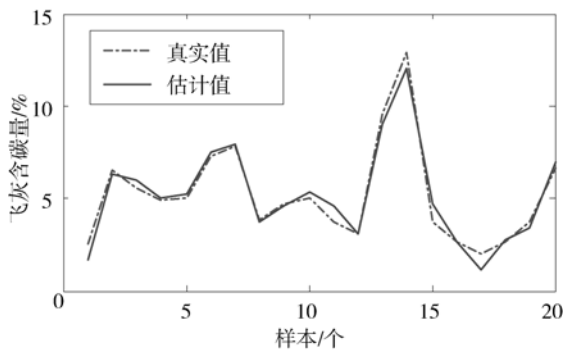


图4 多模型软仪表检验结果

Fig. 4 Multi-model Soft Instrument Test Results

为对比验证模型精度,分别用 LS-SVM 和 BP 神经网络算法对相同的训练和检验数据集建立静态软测量模型,与本文提出的多模型方法进行精度对比,结果如表 1 所示。

表 1 模型检验对比结果

Table 1 Model Test Comparison Results

模型	多模型方法		BP 网络	LS-SVM
	模型训练	模型检验	模型检验	模型检验
RMSE	0.102 4	0.112 6	0.165 8	0.136 4
MAXE +	0.857 2	0.962 3	1.125 4	0.981 6
MAXE -	-0.890 2	-0.907 2	-1.223 6	-1.089 1

由以上试验结果可知,三种软测量模型输出的 RMSE 均很小,说明三种模型均获得了正确的输入-输出对应关系,但是对比三种模型的精度性能,本文提出的多模型动态软测量模型的预测精度明显优于另外两种静态模型。

4 结论

本文提出一种基于 SVM 变权数融合的多模型

通用软测量建模方法。该建模方法采用多模型思想提高模型的精度和鲁棒性;运用时间序列数据作为模型输入,各个子模型能够估计过去工况对当前输出的影响,具有较明确的物理意义;采用 ε -SVM 实现多子模型的变权值融合,能有效实现各子模型输出间的非线性融合,更好的适应了工况变化要求和系统的动态特性。

以火电厂燃煤锅炉飞灰含碳量为研究对象,采用历史站数据进行动态仿真,建立飞灰含碳量软测量模型,分别与基于 BP 神经网络和 LS-SVM 的静态软测量模型进行精度对比,结果说明应用本文提出的多模型软测量模型具有更高精度,可以准确、有效的对火电厂飞灰含碳量进行估计。

参考文献:

- [1] 李海青,等.软测量技术原理及应用[M].北京:化学工业出版社,2000.
- [2] 王春林,周昊,等.基于支持向量机的大型电厂锅炉飞灰含碳量建模[J].中国电机工程学报,2005,25(20):72-76.
- [3] BATES J M, GRANGER C W J. The Combination of Forecasts [J]. Operations Research Quarterly, 1969(20): 319-323.
- [4] 吕伟杰,刘鲁源.多模型小波网络非线性动态系统辨识[J].信息与控制,2003,32(3):272-276.
- [5] 赵江,张贵伟,齐欢.发酵过程的多模型融合建模算法[J].信息与控制,2005,34(2):172-176,183.
- [6] 罗健旭,邵惠鹤.应用多神经网络建立动态软测量模型[J].化工学报,2003,52(12):1770-1773.
- [7] 袁平,毛治忠,王福利.基于多支持向量机的软测量模型[J].系统仿真学报,2006,18(6):1458-1461.
- [8] CHERKASSKE V, MA Y. Practical Selection of SVM Parameters and Noise Estimation for SVM Regression [J]. Neural Networks, 2004, 17(1): 113-126.

(责任编辑 张春文)

(下接第 18 页 Continued from Page 18)

参考文献:

- [1] 赵春,王培红.燃气蒸汽联合循环热经济学分析评价指标研究[J].中国电机工程学报,2013,33(23):44-50.
- [2] 乐园园,葛园贤.燃气蒸汽联合循环发电厂的几个环保问题[J].电力科技与环保,2013,29(5):1-3.
- [3] 赵敏.燃气蒸汽联合循环机组的技术发展概况及其主要设计原则[J].电力建设,2001(22):14-17.
- [4] 顾华年,危奇等.燃气轮机压缩空气模块的国产化研制与系

统优化[J].发电设备,2011,25(3):15-21.

- [5] 谭振云.火力发电厂压缩空气系统设计优化及比较[J].广西电力,2009(5):100-103.
- [6] GB 50029—2003,压缩空气站设计规范[S].
- [7] GB 50660—2011,大中型火力发电厂设计规范[S].
- [8] DL/T 5204—2005,火力发电厂油气管道规程[S].
- [9] EBASCO 电站设计导则[S].

(责任编辑 张春文)