

抽凝供热机组运行优化及改造

宗绪东

(华电国际技术服务中心, 济南 250014)

摘 要:国内采用抽凝供热方式的机组占采暖机组比例最大,因设计、改造、运行调节等原因,出现一系列影响机组安全性和经济性的问题。结合实例,从安全监控、保护配置、供热调节等方面分析供热过程中的典型问题及原因,制订综合优化方案,既能保证供热机组运行安全,又能降低供汽节流损失。

关键词:抽凝供热机组;供汽调节;逆止阀;节流损失;安全性;经济性

中图分类号:TM 621.3 **文献标志码:**B **文章编号:**1674-1951(2018)09-0021-04

0 引言

节能减排是我国经济实现可持续发展的基本国策,对于发电行业,热电联产是实现国家节能减排的一项重要措施^[1]。采暖供热主要有抽凝、吸收式热泵、高背压 3 种方式,抽凝供热因系统简单、投资少,在国内应用最广泛。抽凝供热机组可分为两类:一类是设计抽汽供热机组;另一类为纯凝改造供热机组。抽汽供热机组设计参数、系统配置比较合理,问题相对较少;纯凝改造机组由于设计参数、改造方案不合理等原因,存在问题较多。实际运行中,存在供汽部件(电动阀、快关阀、调节阀、逆止阀)及保护配置、运行调节不当等问题,不仅对汽轮机本体、供热带来安全风险,而且导致机组能耗升高。

为提高抽凝供热机组安全、经济运行水平,本文在对 80 多台供热机组调研和诊断的基础上,对供热系统设计、运行、改造中的问题进行了系统的分析和研究,旨在形成一套安全、经济的优化改造方案。

1 抽凝机组安全风险及优化

1.1 中压缸末级叶片断裂

采用中压缸排汽打孔抽汽的供热机组,易发生中压缸末级叶片断裂事故。

1.1.1 案例分析

2013 年 2 月 15 日,河南某公司 330 W 机组运行中 #3 轴承振动大而导致跳闸,盘车时中压缸有明显异音。解体发现中压缸末级叶片断裂,影响了供热安全。

1.1.2 原因分析

(1)供热季机组长时间处于低负荷(55% 额定负荷)工况运行,由于采暖抽汽量大,运行人员未及

时节流低压缸进汽调节阀,导致中压缸末级叶片前、后压差过大,叶片应力增加,长期运行导致疲劳、断裂。

(2)中压缸末级叶片的安全性缺乏有效监控手段。中压缸末级排汽压力有测点,但末级进汽压力无测点,因此运行中无法监视末级叶片前、后压差。以上海汽轮机厂 CC330 机组为例,其热力特性书规定:机组采暖供热时,中压缸排汽压力不低于 0.4 MPa(绝对压力,下同)。但在供热季,由于机组负荷较低,中压缸排汽压力大部分时间均低于 0.4 MPa,运行人员没有参考依据。

1.1.3 优化方案

在机组分散控制系统(DCS)微机中增加三段抽汽与中压缸排汽实际压差监视曲线,如图 1 所示。正常运行中,通过调节机组负荷、低压缸进汽调节阀,控制三段抽汽与中压缸排汽压差不超过最大供热抽汽工况设计值,保证中压缸末级叶片的安全性。

按上述方案整改后,该公司运行中未再出现中压缸末级叶片断裂事故。

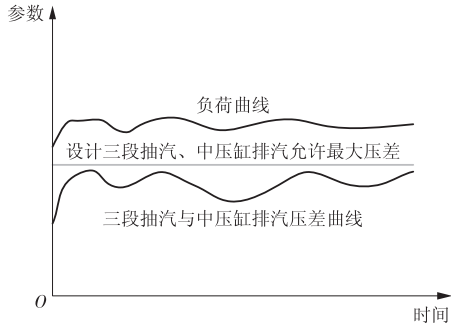


图 1 三段抽汽与中压缸排汽压差监控曲线

1.2 供汽母管倒汽导致机组跳闸

两台抽凝机组共用供汽母管,单台机组在事故情况下必须可靠隔离。如果系统安全配置存在问题,机组跳闸后,母管倒汽会造成汽轮机飞车事故。

1.2.1 案例分析

某热电厂 #4, #5 机组抽汽经母管供热网首站, 其中 #4 机组容量为 25 MW, #5 机组容量为 50 MW, 供热系统如图 2 所示。2015 年 1 月 12 日, 值班人员启动磨煤机时, 断路器短路导致 #4 机组跳闸, 厂用电消失, 汽轮机严重超速, 转子与隔板等发生摩擦, 末级叶片断裂后击穿汽缸飞出, 励磁机损坏, 汽轮机报废。

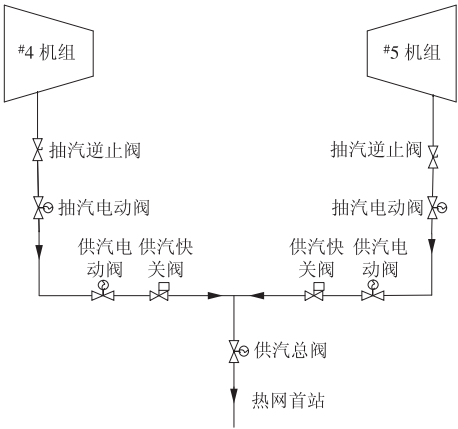


图 2 #4, #5 机组供汽系统

1.2.2 原因分析

(1) #4 机组厂用电消失, 凝结水泵跳闸, 抽汽逆止阀无法关闭; 供汽快关阀保护电源由该机组厂用电系统供, 失电后供汽快关阀无法关闭, 母管蒸汽倒入 #4 机组, 造成汽轮机超速。

(2) #4 机组对外供汽管道未设置逆止阀。

1.2.3 优化方案

(1) 将 #4, #5 机组抽汽快关阀电源由本机 400 V 母线改为保安段供。

(2) 在 #4, #5 机组供汽母管上加装翻板式逆止阀, 可以彻底避免母管倒汽, 如图 3 所示。

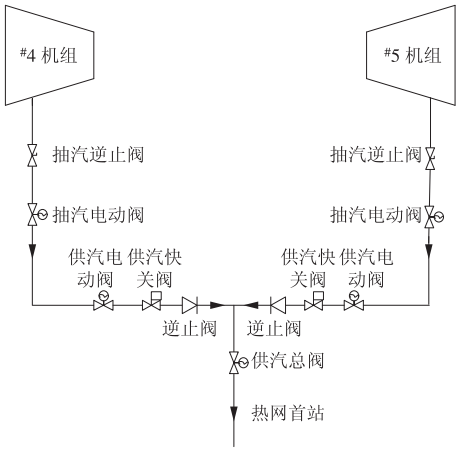


图 3 #4, #5 机组优化供汽系统

采取上述措施后该问题得到了彻底解决, 该公司未再发生类似事故。

1.3 供热机组并列投入导致机组低真空度保护动作跳闸

两台抽凝机组供热网首站, 一台机组已经投入供热运行, 当一台机组并入热网时, 因系统配置、操作不当等, 会造成另一台机组低真空度保护动作跳闸, 影响供热安全。

1.3.1 案例分析

某电厂 #1, #2 机组容量为 330 MW, 采用中压缸排汽打孔抽汽经母管供热网两台加热器, 供热系统如图 4 所示。2016 年 12 月 28 日, 因 #1 机组供热网 A, B 加热器温度较低, 值长令 #2 机组投热网, 投入过程中, #1 机组凝汽器真空度迅速下降, 机组跳闸。

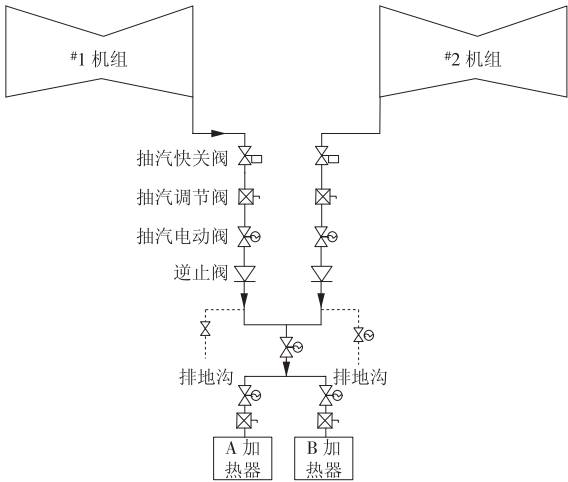


图 4 #1, #2 机组供汽系统

1.3.2 原因分析

(1) 为节省投资, #1, #2 机组供汽母管设计不合理, 存在安全隐患 (很多单位存在此问题)。

(2) #2 机组运行人员投入供热速度过快, 未对本机供热管道进行充分疏水、排空气, 且供汽压力高, 造成大量汽气混合物倒入 #1 机组低压缸, 凝汽器真空度降至保护动作值。

(3) #1, #2 机组供汽逆止阀为抗燃油 (EH) 控制, 接受机组跳闸信号强制关闭, 在发生母管倒汽时无法关闭。

1.3.3 优化方案

(1) 现有条件下, 并列投入供热时应严格控制两台机组中压缸排汽压力一致, 并进行充分疏水、排空气。

(2) 供热季结束后, 在两台机组逆止阀前加装能够测量正、反向流量的电磁流量计, 并将信号接入逆止阀 EH 油控制回路, 运行中当检测到蒸汽反向流动时, 卸掉 EH 油压, 关闭逆止阀。

(3) 在进行供热改造或设计时, 应使两台机组能够单独供热网加热器, 加装联络阀以彻底解决母管倒汽问题, 如图 5 所示。

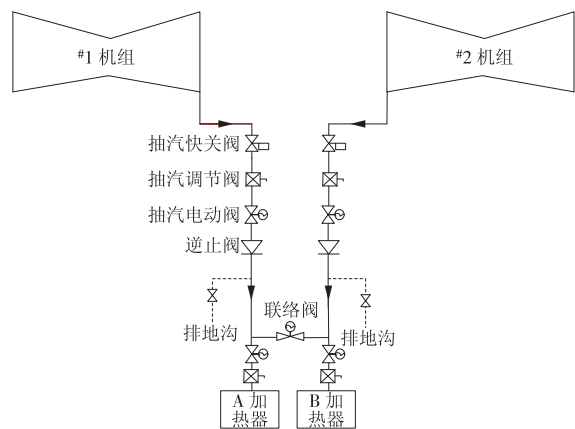


图 5 #1, #2 机组优化供汽系统

2 抽凝机组供热调节对经济性的影响及优化

2.1 存在的问题

纯凝改造供热机组的中压缸排汽压力较高,额定负荷下为 0.80 ~ 1.00 MPa。冬季对外供水温度一般为 90 ~ 110 ℃,热网加热器进汽压力为 0.17 MPa,能满足最高供水温度。由于供汽压力过高,低压缸进汽调节阀、供热调节阀、加热器进汽调节阀节流,导致机组经济性降低。以某 660 MW 超临界抽凝改供热机组为例,运行参数如图 6 所示。

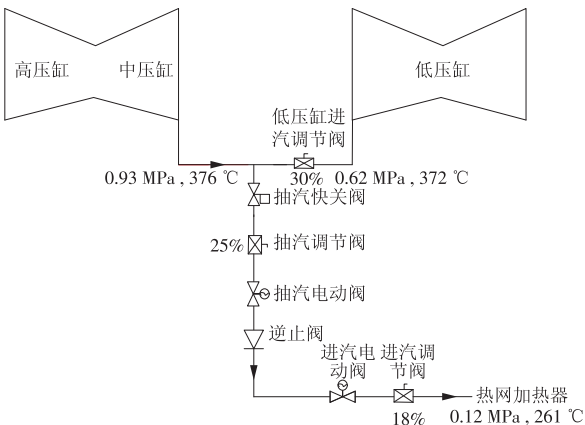


图 6 某 660 MW 超临界机组供汽参数

设计抽凝供热机组额定负荷下中压缸排汽压力为 0.40 ~ 0.50 MPa,由于运行调整方面的原因,低压缸进汽调节阀、供热调节阀、热网加热器调节阀节流,导致机组经济性降低。以某 330 MW 亚临界抽凝供热机组为例,运行参数如图 7 所示。

2.2 蒸汽节流影响机组经济性机理

总能系统是指基于能的梯级利用原理将各种热力过程集成于一个系统,来同时满足每个热力过程需求的能量系统。基于“温度对口、梯级利用”原理集成的热力系统则称为热工领域的总能系统^[2]。因采暖抽汽压力与热网加热器压力存在较大偏差,违背了“温度对口、梯级利用”原理。

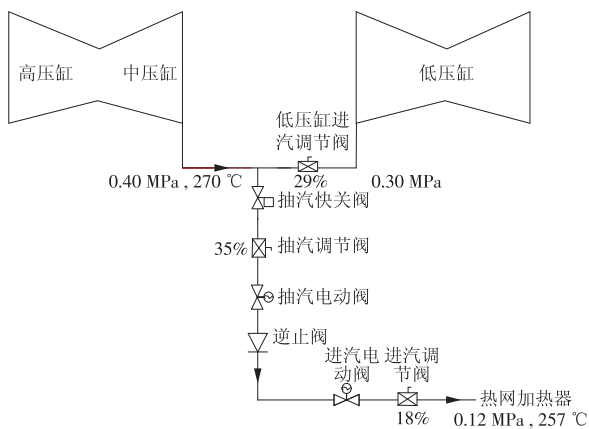


图 7 某 330 MW 机组供汽参数

蒸汽节流为等焓熵增过程,节流后蒸汽压力和温度均降低,比焓-比熵($h-s$)图如图 8 所示。图中: p_1 为节流前蒸汽压力; t_1 为节流前蒸汽温度; p_1' 为节流后蒸汽压力; t_1' 为节流后蒸汽温度; Δh_t 为未节流理想比焓降; $\Delta h_t'$ 为节流后理想比焓降; δh_{mac} 为因蒸汽节流造成的理想比焓降损失, $\delta h_{mac} = \Delta h_t - \Delta h_t'$ ^[3]。

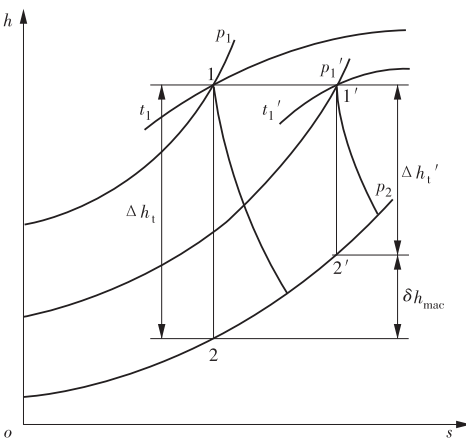


图 8 蒸汽节流 $h-s$ 图

2.3 优化方案

(1) 运行中进行优化调整试验,逐渐开大各加热器进汽调节阀,调整低压缸进汽调节阀开度,在保证中压缸末级叶片前后压差不超限的前提下,控制加热器出口水温正常。利用停机机会,热工增加自动控制逻辑,以三段抽汽与中压缸排汽压差、加热器出水温度为跟踪目标,自动调节各机组低压缸进汽调节阀、热网加热器进汽调节阀。

(2) 利用机组检修机会,进行中压缸排汽供汽背压机发电改造。中压缸排汽抽汽出口加装背压机、发电机,发电并入厂用电系统,排汽引入热网加热器,改造方案如图 9 所示。供暖期供热负荷相对较大时,抽汽参数稳定,蒸汽在背压机中做功后排入热网加热器,可以更为合理地满足供热要求,从而避免了高品位能量的浪费。但在供热初期和末期,供

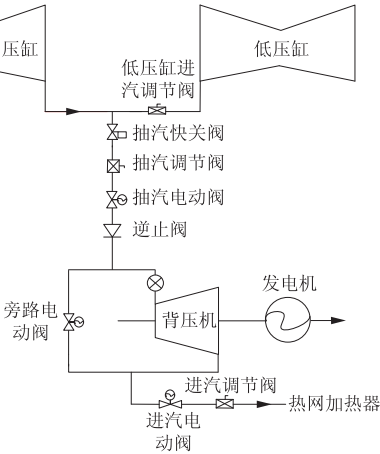


图 9 中压缸排汽抽汽拖动背压机发电改造系统

热负荷较低,此时抽汽压力会随着热负荷的变化而进行相应调整,不利于背压机的安全运行,供热抽汽通过旁路直接进入热网加热器,即传统的抽汽供热方式^[4]。

以上述 330,660 MW 机组供热参数为例,按改造后背压机稳定运行 90 d 计算,每个供热季增加效益分别为 790 万元,1 600 万元,计算数据见表 1。

表 1 330,660 MW 机组进行背压机改造后效益分析

参数	单位	330 MW	660 MW
		机组	机组
中压缸排汽压力	MPa	0.40	0.93
中压缸排汽温度	℃	270	376
背压机排汽压力	MPa	0.15	0.15
背压机排汽温度	℃	206	249.8
背压机进汽流量	t/h	300	300
背压机效率	%	55	55
机械效率	%	98	98
发电机效率	%	99	99
供热每小时发电量	kW·h	9 650	19 570
背压机运行时间	d	90	90
上网电价	元/(kW·h)	0.38	0.38
供热季发电量	kW·h	2 084	4 227
供热季增加效益	万元	790	1 600

(上接第 20 页)接接触,氢侧回油管是油、气混合物,在发电机内气体压力偏小造成氢侧回油压差过低的情况下,由于密封油流量波动、系统运行方式发生改变等因素,在回油管入口和水平管段的小空间内极易产生气阻现象。本文通过 QFR480 发电机进油两个案例分析引起氢侧回油不畅的原因,根据管道产生气阻位置不同而采取不同的处理方法,并提出防范措施,希望同类型机组在进行密封油系统投运和发电机气体置换时能有所参照。

参考文献:

[1] 王志强. 发电机单流环密封油系统常见问题分析及处理

3 结论

本文针对抽凝供热机组运行中存在的典型问题进行剖析,通过理论分析探讨提高机组安全性、经济性的有效方法,力图为机组设计、优化改造提供参考,主要结论如下。

(1)抽凝供热机组中压缸末级叶片的安全性应引起足够的重视,运行中应监控三段抽汽与中压缸排汽压差不超过最大设计值。

(2)母管制供热机组要充分考虑蒸汽倒流带来的安全风险,应对保护电源、逻辑、逆止阀、管道等进行合理配置。

(3)供热蒸汽节流导致做功能力降低,是影响抽凝供热经济性的关键。在机组设计阶段应做好参数匹配,已投产机组要对低压缸进汽调节阀等进行优化调节,对于抽汽、供汽参数严重不匹配的要进行背压机改造。

参考文献:

[1] 胡玉清,马先才. 我国热电联产领域现状及发展方向[J]. 黑龙江电力,2008,30(1):79-80.
[2] 林汝谋,金红光,蔡睿贤. 燃气轮机总能系统及其能的梯级利用原理[J]. 燃气轮机技术,2008,21(1):1-12.
[3] 宗绪东,孙奉仲. 配汽机构对汽轮机组经济性的影响及优化研究[J]. 汽轮机技术,2015,57(6):475-476.
[4] 戈志华,杨佳霖,何坚忍,等. 大型纯凝汽轮机供热改造节能研究[J]. 中国电机工程学报,2012,32(17):25-30.

(本文责编:刘芳)

作者简介:

宗绪东(1972—),男,山东龙口人,高级工程师,工学硕士,从事火电厂节能降耗技术研究工作(E-mail:35266623@qq.com)。

[J]. 河北电力技术,2014,33(1):31-33.

[2] 穆肖静. 发电机密封油系统油击故障原因分析及对策[J]. 华电技术,2012,34(1):6-9.

[3] 张文辉,张士强,孙辉. 密封油液压波动原因分析及处理[J]. 华电技术,2010,32(2):57-59.

(本文责编:白银雷)

作者简介:

杨旭涛(1971—),男,江苏常州人,工程师,从事燃气-蒸汽联合循环电站生产运行管理方面的工作(E-mail:mark0230@126.com)。