

汽轮机疏水系统优化节能改造

万跃,晏海能

(江苏淮阴发电有限责任公司,江苏淮安 223002)

摘要:随着煤炭价格的上涨,火力发电企业对节能工作越来越重视,汽轮机疏水系统阀门较多,阀门前后压差较大,机组启停时疏水冲刷易造成阀门泄漏,汽轮机疏水系统内漏是较为普遍的现象。通过分析每一道疏水阀门的作用,取消多余的疏水管道;将压力等级相同的疏水管道合并成一路,以有效减小泄流量,文中通过330 MW汽轮机疏水系统优化的实例,论述了疏水系统优化对经济性的影响,可供同类型电厂参考。

关键词:汽轮机;疏水系统;优化

中图分类号:TK264.9

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2014)06-0079-03

江苏淮阴发电有限公司3号汽轮机为哈汽C300/N330-16.7/538/538产品,型式为亚临界一次中间再热、单轴、高中压合缸、双缸双排汽、抽汽凝汽式汽轮机。3号汽轮发电机组于2008年4月15日投产,适逢煤炭价格快速上涨,发电的燃料成本已超出上网电价,因此江苏淮阴发电有限公司加大了节能降耗的措施。加强燃料管理,积极争取计划煤,加强入厂煤的采、制、化管理,减少煤碳损耗;积极发展供热,对300 MW机组,每供10 t/h汽,煤耗能降低约1 g/(kW·h)以上。3号机从设计时就选用供热机组,在四抽压力偏低不能满足用户要求时,积极增加蒸汽流量,经减温减压后供热,以提高供热量。深入挖潜,节能降耗,提高机组的运行经济性^[1]。

1 疏水系统

1.1 疏水系统阀门内漏的原因

汽轮机缸体上及蒸汽管道上配备有疏水管道及气动阀门,按疏水管道内的压力等将疏水管道分别连接到高压、次高压、中压和低压疏水集管,各疏水集管经疏水扩容器与凝汽器相连。在机组启、停过程中,气动阀门打开,以及时排放汽轮机及管道内蒸汽凝结成的水,确保机组安全运行,机组正常运行期间,气动阀门关闭。由于在启、停过程中,疏水气动阀门的密封面一直被汽、水混合物冲刷,使阀门密封面受损,同时在正常运行过程中,疏水气动阀门承受着极大的差压,如汽机主蒸汽管道上的疏水气动阀门,差压达16.8 MPa左右(阀前蒸汽压力可达16.7 MPa,阀后与真空状态的凝汽器相连),因而气动阀门稍有不严,蒸汽就会泄漏。

3号机投产之初就发现汽轮机一些疏水系统存在内漏现象。据统计,3号汽轮机各疏水集管温度都较高,内漏严重的温度高达356℃。通过疏水系统内漏的蒸汽不经汽轮机做功,而且直接排入凝汽器,增加了凝

汽器的热负荷,降低了机组运行的经济性。经试验,机组纯凝状况下供电煤耗达345 g/(kW·h)左右。因此解决这些阀门的内漏非常必要。

1.2 疏水系统优化的指导原则

(1) 疏水系统设置的目的是及时排走系统内部的积水,提高机组安全性,因此疏水系统优化不得影响机组的安全性。

(2) 在充分考虑安全的前提下,部分疏水能取消的则取消。

(3) 将压力等级相同的两路或两路以上的疏水合并成一路,共用一只气动阀门,此时即使气动阀门仍然内漏,但与两路相比,漏量可明显减少,达到了提高经济性的目的。

(4) 在疏水气动阀门前加装手动阀。为防止在运行过程中,气动阀门内漏严重,可关闭手动阀,减少漏汽量,提高经济性。

1.3 疏水优化主要项目

(1) 疏水管道合并,在母管上增加了疏水电动阀和手动阀。主要有一抽、二抽及三抽、四抽至除氧器及小机五抽、六抽电逆止阀后疏水与电动阀前疏水合并成一路,排本体疏水扩容器,疏水电动阀前加装手动阀门。

(2) 取消多余的疏水阀及管道系统。主要有1号、2号、3号高加危急疏水管、5号、6号、7号、8号低加危急疏水管上的所有排地沟放水阀。6号低加至7号低加疏水管上的放空气阀及排地沟放水阀。7号低加至8号低加疏水管上的放空气阀及排地沟放水阀。

(3) 将轴封溢流气动阀前增加一路排汽管到8号低,将轴封溢流汽引到8号低加,以进一步提高经济。

2 优化效果

疏水系统优化后,汽轮机疏水系统的内漏现象有明显好转,各疏水集管的温度均不超过80℃。因无法

测得疏水阀门泄漏量,也就不能按泄漏量直接计算其对机组经济性的影响。因此利用比较疏水系统优化前后的汽耗和热耗来进行比较。

优化前、优化后的部分参数如表1、表2所示。通过比较,可发现优化后机组的经济性有明显提高。

2.1 汽耗比较

虽然汽耗比较不能作为定量计算的依据,但定性比较则简洁明了,适合生产现场进行初步的比较。为了简单地对疏水系统优化的效果进行比较,可以计算优化前后的汽耗率进行比较。比较时选取表1、表2中的平均值。

优化前的汽耗率:

$$1\ 033.15/299.91 = 3.445\ \text{kg/kW}$$

优化后的汽耗率:

$$921.33/275.66 = 3.342\ \text{kg/kW}$$

汽耗率下降了:

$$3.445 - 3.342 = 0.103\ \text{kg/kW}$$

优化后汽机的效率提高:

$$0.103/3.445 = 2.99\%$$

扣除真空对汽耗的影响。小修后因循环水温度下降,排汽温度下降了 $3.17\text{ }^{\circ}\text{C}$,排汽温度 $37.21\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对应的排汽压力为 $6.35\ \text{kPa}$, $34.04\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对应的排汽压力为 $5.33\ \text{kPa}$,按哈汽厂提供的修正曲线,可将机组效率提高 1% 。因此扣除真空对汽耗的影响,疏水系统优化可使汽轮机的效率提高值为 $2.99\% - 1\% = 1.99\%$

由上可见,虽然优化后四抽供热及热再供热的流量上升了 $4.75\ \text{t/h}$,但汽轮机汽耗明显降低,机组的经济性有了明显的提高。

2.2 热耗比较

2.2.1 计算及修正方法

以实测省煤器入口主给水流量为依据,再计入减温水、不明泄漏量等辅助流量,求得主蒸汽流量、再热蒸汽流量等。

轴封各段漏汽流量、高压门杆各段漏汽流量以设计值为基础,按照试验主蒸汽流量和设计主蒸汽流量的比例进行折算。

1号高加热平衡:

$$G_{gs} \cdot (h_{cs1} - h_{cs1}) = G_{jq1} \cdot (h_{jq1} - h_{ss1}) \quad (1)$$

2号高加热平衡:

$$G_{gs} \cdot (h_{cs2} - h_{js2}) = G_{jq2} \cdot (h_{jq2} - h_{ss2}) + G_{jq1} \cdot (h_{ss1} - h_{ss2}) \quad (2)$$

3号高加热平衡:

$$G_{gs} \cdot (h_{cs3} - h_{js3}) = G_{jq3} \cdot (h_{jq3} - h_{ss3}) + (G_{jq1} + G_{jq2}) \cdot (h_{ss2} - h_{ss3}) \quad (3)$$

除氧器热平衡:

$$G_{cs4} \cdot h_{cs4} = G_{jq4} \cdot h_{jq4} + G_{ns} \cdot h_{js4} + (G_{jq1} + G_{jq2} + G_{jq3}) \cdot h_{ss} + G_{cd} \cdot h_{cs4} - G_{fq} \cdot h_{fq} \quad (4)$$

除氧器流量平衡:

$$G_{cs4} = G_{jq1} + G_{jq2} + G_{jq3} + G_{jq4} + G_{ns} + G_{cd1} - G_{fq} \quad (5)$$

给水流量:

$$G_{gs} = G_{cs4} - G_{gl} - G_{zj} + G_{bm} \quad (6)$$

式(1—6)中: G_{gs} 为通过高压加热器的给水流量, t/h ; G_{jq} 为加热器进汽流量, t/h ; G_{js} , G_{cs} 为加热器进、出口水流量, t/h ; h_{js} , h_{cs} 为加热器进、出口水焓, kJ/kg ; h_{jq} , h_{ss} 为加热器进汽、疏水焓, kJ/kg ;下标中1,2,3,4分别为

表1 疏水系统优化前参数

工况	发电量 /MW	主汽流量 / $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	过热汽温 / $^{\circ}\text{C}$	过热汽压 /MPa	再热汽温 / $^{\circ}\text{C}$	再热汽压 /MPa	四抽供热流量 / $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	再热喷水量 1/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	再热喷水量 2/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	排汽温度 / $^{\circ}\text{C}$	真空 /kPa	热再供热量 / $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$
1	299.54	1 049.53	534.38	16.82	531.63	3.23	17.9	0.65	6.71	37.37	-96.2	45.13
2	297.22	1 025.33	538.27	16.68	537.04	3.2	16.3	2.52	10.93	36.98	-96.2	45.52
3	300.68	1 031.26	540.82	16.84	538.01	3.22	16.49	4.46	9.75	37.09	-96.1	45.64
4	298.57	1 017.43	541.49	16.71	540.57	3.19	16.81	5.31	11.76	37.02	-96.1	41.97
5	298.86	1 029.48	540.67	16.8	536.26	3.2	16.53	2.51	8.19	37.19	-96.2	43.49
6	304.61	1 045.91	538.56	16.87	534.5	3.27	17.41	7.11	12.57	37.61	-96.1	41.69
平均值	299.91	1 033.15	539.0	16.78	536.3	3.21	16.90	3.76	9.98	37.21	-96.1	43.91

表2 疏水系统优化后参数

工况	发电量 /MW	主汽流量 / $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	过热汽温 / $^{\circ}\text{C}$	过热汽压 /MPa	再热汽温 / $^{\circ}\text{C}$	再热汽压 /MPa	四抽供热流量 / $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	再热喷水量 1/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	再热喷水量 2/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	排汽温度 / $^{\circ}\text{C}$	真空 /kPa	热再供热量 / $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$
1	269.52	900.68	540.81	16.21	537	2.9	18.12	2.61	10.44	34.33	-96.7	46.37
2	269.3	898.65	540.92	16.12	536.01	2.9	19.12	1.68	9.76	33.77	-96.5	43.93
3	267.97	899.18	540.42	16.35	536.38	2.89	18.84	2.39	11.25	33.65	-96.6	48.33
4	282.64	944.75	540.32	16.58	537.15	3.04	20.89	3.98	12.96	34.2	-96.6	47.98
5	288.87	963.39	539.53	16.85	536.78	3.09	19.21	5.08	9.68	34.26	-96.6	44.99
平均值	275.66	921.33	540.4	16.422	536.66	2.964	19.236	3.148	10.818	34.042	-96.6	46.32

1~3号高加及除氧器; G_{cd} 为除氧器水位变化当量流量, t/h, 水位下降为正; G_{fq} 为除氧器放汽量, t/h; h_{fq} 为除氧器放汽量的焓值, kJ/kg; G_{gj} , G_{zj} 为过热减温水及再热减温水流量, t/h; G_{bm} 为漏入给水泵的密封水量, t/h。

式(1—6)中有 G_{gs} , G_{jp1} , G_{jp2} , G_{jp3} , G_{jp4} , G_{cs4} 共6个未知数, 可以联立求解得到给水流量与各加热器进汽流量。

主蒸汽流量:

$$G_{zq} = G_{gs} + G_{gj} + G_{qbd} - G_{lm} - G_{bm} \quad (7)$$

式(7)中: G_{zq} 为主蒸汽流量, t/h; G_{qbd} 为汽包水位变化当量流量, t/h, 水位下降为正; G_{lm} 为锅炉侧明漏量, t/h; G_{bm} 为系统不明漏量计入锅炉的部分, t/h。

冷再流量:

$$G_{lz} = G_{zq} - G_{jq1} - G_{jq2} - G_B - G_E - G_N - G_M - G_L - G_{A2} \quad (8)$$

式(8)中: G_{lz} 为高压缸排汽流量, t/h; G_{A2} 为高压门杆一档漏汽至再热管道流量, t/h; G_B 为高压门杆二档漏汽流量, t/h; G_E 为高压缸轴封漏入中压缸流量, t/h; G_N , G_M 为高压缸后轴封及平衡盘漏汽量, t/h。

再热蒸汽流量:

$$G_{zr} = G_{lz} + G_{zj} + G_{A2} \quad (9)$$

式(9)中: G_{zr} 为热再热蒸汽流量, t/h。

热耗率:

$$H_R = (G_{zq} \cdot h_{zq} + G_{zr} \cdot h_{zr} - G_{lz} \cdot h_{lz} - G_{A2} \cdot (h_{zr} - h_{zq}) - G_{gs} \cdot h_{gs} - G_{gj} \cdot h_{gj} - G_{zj} \cdot h_{zj}) / P \quad (10)$$

式(10)中: H_R 为热耗率, kJ/(kW·h); h_x 为对应各流量的焓值, kJ/kg; P 为发电机功率, MW。

2.2.2 计算结果

以优化前工况6热耗计算为例, 经过计算, 热耗为8 623.8 kJ/(kW·h)。疏水系统优化后, 以优化后工况2热耗计算为例, 经过计算, 热耗为8 394.2 kJ/(kW·h)。

疏水系统优化后, 汽机效率提高(8 623.8-8 394.2)/8 623.8=2.66%。

如前所述, 真空对热耗的影响, 按哈汽厂提供的修正曲线, 可将机组效率提高1%。因此3号机疏水系统优化使机组的效率提高了2.66%-1%=1.66%。按检修前机组的供电煤耗332.4 g/(kW·h)计算, 疏水系统优化使机组的供电煤耗下降值为332.4×1.66%=5.5 g/(kW·h)。按330 MW机组年发电20亿kW·h电计算, 可节标煤1.1万t, 按标煤价1150元计算, 全年节约1265万元。

2.2.3 环境效益

由上所述, 该项目年节约标煤1.1万t, 按全年平均原煤热值19 254 kJ/kg、平均收到基硫份0.8%计算, 全年可减排SO₂为1.1×7000/4600×0.8%×64/32×10 000=267 t, 环境效益显著^[2,3]。

3 结束语

汽轮机疏水系统内漏是运行中普遍存在的现象, 由于疏水阀前后差压较大, 对阀门冲刷较严重, 而且现代大型机组启停费用较高, 难以因疏水阀门内漏而立即停机检修, 因而造成疏水系统内漏现象比较普遍, 通过疏水系统优化可显著减少漏量, 以达到节能的效果。

参考文献:

- [1] ASMEPTC6—2004, 汽轮机热力性能考核试验规程[S].
- [2] 刘凯. 汽轮机性能试验不确定度分析方法的探讨[J]. 江苏电机工程, 2007, 26(4): 1-5.
- [3] 钱宇峰. 某600 MW机组低压加热器疏水不畅原因分析及处理[J]. 江苏电机工程, 2012, 31(1): 72-74.

作者简介:

万跃(1958), 男, 江苏淮安人, 从事电力生产管理工作;
晏海能(1973), 男, 江苏淮安人, 高级工程师, 从事火力发电技术管理工作。

Energy Saving Transformation of Draining System of Steam Turbines

WAN Yue, YAN Haineng

(Jiangsu Huaiyin Power Generation Co. Ltd., Huaian 223002, China)

Abstract: With the increasing coal price, in coal-fired power plants, more and more attention is currently put on energy saving. Due to the high pressure difference across the valves of draining system, leakage accidents induced by high-speed flushing during the shut-down and restart processes were frequently encountered. Through analyzing the function of each valve, solution measures, such as removing redundant valves and merging pipes transporting waters with similar pressures into one single pipe, were adopted to reduce leakage. Taking the draining system of one 330 MW steam turbine as an example, the influence of draining system on economy was analyzed. The results can provide valuable reference for other similar power units.

Key words: steam turbine; draining system; optimization