

900MW级“二拖一”燃气-蒸汽联合循环 供热机组甩负荷试验实例

康瑞庭,刘国华,唐浩源,张刚

(华电电力科学研究院有限公司,呼和浩特 010051)

摘要:发电机组甩负荷试验的意义在于测定控制系统在发电机组突然甩电负荷时的动态特性。检查主机和各配套设备对甩负荷的适应能力及相互动作的时间关系。为改善机组动态品质,分析设备性能提供数据。本次机组甩负荷试验解决了燃气轮机在甩50%负荷转速超限和蒸汽轮机甩100%负荷2瓦振动大的问题。为以后同类机组进行甩负荷试验提供了经验。

关键词:燃气-蒸汽联合循环;甩负荷;转速超限;振动大

中图分类号:TK478

文献标志码:B

文章编号:1009-2889(2019)03-0046-05

天津华电南疆热电有限公司燃气-蒸汽联合循环发电机组为一套900MW级“二拖一”燃气-蒸汽联合循环供热发电机组。全厂配置为:2台PG9371FB型燃气轮机、2台燃气轮发电机、2台余热锅炉、1台汽轮机和1台汽轮发电机。

汽轮机型号为LNCB320/155-13.02/0.500/565/565型,为三压、再热、双缸、向下排汽、燃气-蒸汽联合循环用凝汽式汽轮机。

1 试验目的

甩负荷试验是在发电机并网带负荷情况下,突然拉掉发电机主断路器,使发电机与电力系统解列,观察机组的转速与调速系统各主要部件在过渡过程中的动作情况,从而判断调速系统的动态稳定性的试验。

燃气轮机-汽轮机调节系统能够符合设计及运行要求,即在额定工况下发电机开关开路机组甩去额定负荷之后,机组调节系统动态过程应能迅速稳定,机组的最高转速不超过额定转速的110%,并能有效地控制空负荷3000 r/min运行,通过测取机组甩负荷后的转速动态过渡过程特性曲线及各参数之间的动作关系曲线,检查机组调节系统和转速控制系统的品质。

2 试验前准备

2.1 旁路逻辑保护确认

2.1.1 高压旁路阀

1) 快开:无快关条件且锅炉主蒸汽压力 > 13.8 MPa 且无故障。

2) 快关:高压旁路减温水压力 < 1 MPa,延时 2 s 且无故障;高压旁路后蒸汽温度 > 385 °C 且无故障;中压旁路快关条件。

3) 超驰开至 70%:汽轮机跳闸 6 s 脉冲且锅炉主汽压 > 7 MPa 且无故障;汽轮机发电机解列 6 s 脉冲且#1 锅炉主汽压 > 7 MPa 且无故障。

2.1.2 中压旁路阀

1) 快开:无快关条件且锅炉再热蒸汽压力 > 2.87 MPa 且无故障;#1 高压旁路蒸汽控制阀快开。

2) 快关:凝汽器液位 > 1 650 mm 且无故障;凝汽器压力 > -60 kPa 且无故障,测量值为表压力;#1 中压旁路蒸汽减温水压力 < 1 MPa,延时 2 s 且无故障;#1 中压旁路凝气温度 > 180 °C 且无故障。

3) 超驰开:汽轮机跳闸 6 s 脉冲且#2 锅炉再热汽压 > 1.4 MPa 且无故障;阀门开至 50%;汽轮机发电机解列 6 s 脉冲且#2 锅炉再热汽压 > 1.4 MPa 且无故障;阀门开至 50%。

2.1.3 低压旁路阀

- 1) 快开:无快关条件且锅炉低压蒸汽压力 > 0.65 MPa 且无故障。
- 2) 快关:凝汽器液位 > 1 650 mm 且无故障;凝汽器压力 > -60 kPa 且无故障,2 s 脉冲,测量值为表压力;低压旁路蒸汽减温水压力 < 1 MPa 且无故障;低压旁路凝汽温度 > 140 ℃ 且无故障。

3) 超驰开:无快关条件且汽轮机跳闸 6 s 脉冲且锅炉低压主汽压力 > 0.4 MPa 且无故障;阀门开至 70%;无快关条件且汽轮机发电机解列 6 s 脉冲且锅炉低压主汽压力 > 0.4 MPa 且无故障;阀门开至 70%。

2.2 阀门关闭时间测试

高、中压调节汽阀和高、中压主汽阀油动机的总关闭时间 t 为关闭过程中的延迟时间 t_1 和关闭时间 t_2 之和。

表 1 阀门关闭时间测试

阀门名称	延迟时间/ ms	关闭时间/ ms	总关闭 时间/ms	标准/ms
主汽阀左	67.2	189.0	256.2	<300
主汽阀右	80.7	193.2	273.9	<300
高压调阀 1	50.7	294.4	345.1	<400
高压调阀 2	53.2	295.9	349.1	<400
中压主汽阀左	99.7	88.5	188.2	<300
中压主汽阀右	89.5	126.0	215.5	<300
中压调阀 1	40.7	173.7	214.4	<400
中压调阀 2	40.5	140.2	180.7	<400

2.3 调节系统动态特性

汽轮机调节系统动态特性影响调节系统性能和稳定性。动态稳定性、动态超调量和过渡时间是衡量汽轮机调节系统动态品质的基本指标。机组投入运行前,必须进行甩负荷试验,目的是测量调节系统的超调量,因为过大的超调量将引起转子的严重超速,危及汽轮机的安全。甩 50% 负荷时,超调量 φ 不应超过 5%。超调量的计算为:

$$\varphi = \frac{n_{\max} - n_0}{n_0} \times 100\%$$

3 甩负荷试验

在试验前闭锁高、中、低压旁路快关条件,闭锁高、中、低压汽包水位低联跳燃气轮机和汽轮机保护,闭锁 3 号汽轮发电机故障联跳汽轮机保护。机组退出 CCS。

3.1 甩 50% 负荷

2018 年 12 月 15 日和 16 日分别对 1 号燃气轮机和 2 号燃气轮机及 3 号汽轮机进行 50% 甩负荷试验。1 号燃气轮机负荷 167.5 MW,2 号燃气轮机负荷 167.5 MW,3 号汽轮机 150.8 MW。1 号燃气轮机转速最大飞升值为 3 167 r/min,稳定转速为 3 000 r/min;2 号燃气轮机转速最大飞升为 3 168 r/min,稳定转速为 3 001 r/min。3 号汽轮机最大飞升值为 3 078 r/min,稳定转速为 3 000 r/min。

1 号燃气轮机超调量 $\varphi = \frac{3\,167 - 3\,000}{3\,000} \times 100\% =$

5.56% > 5%

2 号燃气轮机超调量 $\varphi = \frac{3\,168 - 3\,001}{3\,001} \times 100\% =$

5.56% > 5%

3 号汽轮机超调量 $\varphi = \frac{3\,078 - 3\,000}{3\,000} \times 100\% =$

2.6% < 5%

通过计算,1、2 号燃气轮机超调量超限,不具备甩 100% 负荷的条件。3 号汽轮机具备甩 100% 负荷条件。

3.2 燃气轮机超调量超限检查

燃气轮机突然甩负荷后,由于燃料行程基准 FSR 限制值不合理导致燃气轮机在甩 50% 负荷时出现超调量超限。

燃料行程基准(FSR)是燃气轮机控制过程中燃料量值的总出口,在出口处增加小选作用(FSRMIN),根据燃气轮机运行的不同阶段,其 FSR 的值来自不同控制系统的输入。FSR 值的来源主要包括启动控制系统、转速控制系统、温度控制系统、加速控制系统、停机控制系统、手动控制系统。在燃气轮机突然甩负荷后,抑制超速的主要是加速控制系统。

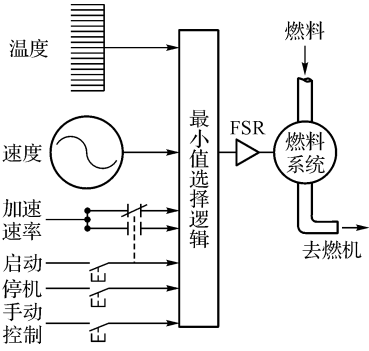


图 1 燃料行程控制原理图

加速控制系统将转子实际转速信号 TNH 对时间求导,计算出转子角加速度 TNHA,若角加速度实测值超过了给定值 TNHAR,则减小加速控制 FSR 值 FSRACC,以减小角加速度,直到该值不大于给定值为止。若角加速度值小于给定值,则不断增大 FSRACC,迫使加速控制系统自动退出控制,角加速度为正值时就是转速增加的动态过程,加速控制系统仅限制转速增加的动态过程的加速度,对稳态(静态)不起作用,对减速过程也不起作用。所以加速控制系统其实质是角加速度限制系统(FSKMIND6X FSR Corner 6-Shutdown Aux Curve)。在燃气轮机突然甩去负荷后的过渡过程中,初期转速上升较少,FSRN 下降也较少,但此时加速度却很大,使得 FSRACC 下降很小,所以此时角加速度限制系统的介入,能够快速降低 FSR,减小转子动态超速。同时角加速度限制系统的介入能够限制燃气轮机启动过程中的加速率,以减小热部件的热冲击。

参考第一次甩 50% 负荷时燃气轮机转速超调量,结合机组启动的加速率,综合考虑,决定将 1、2 号燃气轮机 FSR 阀 FSKMIND6X 系数从 21.7% 修改为 21%。

参数修改后,再一次甩 50% 负荷,1 号燃气轮机转速最大飞升值为 3 126 r/min,稳定转速为 3 000 r/min;2 号燃气轮机转速最大飞升值为 3 127 r/min,稳定转速为 3 000 r/min。

$$1 \text{ 号燃气轮机超调量 } \varphi = \frac{3\,126 - 3\,000}{3\,000} \times 100\% =$$

4.2% < 5%

$$2 \text{ 号燃气轮机超调量 } \varphi = \frac{3\,127 - 3\,000}{3\,000} \times 100\% =$$

4.23% < 5%

通过计算,1 号燃气轮机、2 号燃气轮机、3 号汽轮机均具备甩 100% 负荷。

3.3 甩 100% 负荷

2019 年 2 月 25 日机组整体甩负荷,1 号燃气轮机负荷 315.8 MW,2 号燃气轮机负荷 321.9 MW,3 号汽轮机 305.1 MW;超速保护定值为 3 300 r/min。机组甩负荷后 1 号燃气轮机最大转速 3 257 r/min,稳定转速 3 001 r/min;2 号燃气轮机最大转速 3 258 r/min,稳定转速 3 001 r/min;3 号汽轮机最大转速 3 167 r/min,稳定转速 3 000 r/min。均未触发超速保护。

机组甩负荷后,高、中压调节汽门快速关闭,机

组转速由最高转速向下降低的时候,汽轮机高压主蒸汽压力由 12.25 MPa 最高升至 13.28 MPa;汽轮机高压主蒸汽温度由 557.3 °C 最高升到 558.6 °C;汽轮机中压主蒸汽压力由 2.542 MPa 最高升至 3.542 MPa;汽轮机中压主蒸汽温度由 561.1 °C 最高升到 563.7 °C;汽轮机低压主蒸汽压力由 0.454 MPa 最高升至 0.549 MPa;汽轮机低压主蒸汽温度由 296.4 °C 最高升到 297.1 °C;各安全门均未动作。各主、辅机工作状况良好,运行调整快速得当,主汽温度、再热蒸汽温度没有大幅下降。

4 存在问题及处理

3 号汽轮发电机组 100% 甩负荷试验时,联轴器、SSS 离合器短轴及离合器受到冲击时,联轴器联接螺栓及中间垫片止口同时失去定位作用,造成联轴器发生相对位移,产生转子不平衡,造成晃度增大、轴系振动超标。经过对连接对轮螺栓的紧固和轴系增加配重等一系列处理措施的实施,3 号汽轮机各轴瓦振动正常,无超标现象,机组运行稳定。

4.1 汽轮机振动超标现象

2019 年 2 月 25 日,机组 100% 甩负荷试验前,1 号燃气轮机负荷 315.4 MW,2 号燃气轮机负荷 314.3 MW,3 号汽轮机负荷 292.2 MW,“二拖一”总负荷 921.9 MW,3 号汽轮机各轴轴振正常,均在报警值 125 μm 以下,最大轴振 103.9 μm,位于 2 瓦 Y 方向。

2 月 25 日 21:20,经市调批准,开始进行机组 100% 甩负荷试验。21:21:39,1 号发电机解列,21:21:44,2 号发电机解列,21:21:51,3 号发电机解列,3 号汽轮机最高转速 3 165 r/min,定速 3 000 r/min 时,1X 轴振 156.7 μm,1Y 轴振 131.9 μm,2X 轴振 220 μm,2Y 轴振 286 μm,3X 轴振 208 μm,3Y 轴振 215 μm,3 号汽轮机跳闸停机。之后在 2 月 26 日 02:30、2 月 26 日 17:34、2 月 27 日 18:18、2 月 28 日 17:34 对 3 号汽轮机冲车 4 次,1Y、2X、2Y、3X、3Y 轴振在 126 μm ~ 286 μm 之间,振动值均在报警值以上。

4.2 汽轮机振动超标现象处理过程

2019 年 3 月 8 日,汽轮机缸温降至 180 °C 后,在闷缸状态下,每间隔 30 min 盘车 180°,拆除 2 号轴承箱上盖,实测高压转子与 SSS 离合器联轴器最大晃度为 0.30 mm(安装时的原始数据 0.01 mm),联轴器 24 条联结螺栓伸长量经测量有 6 条螺栓伸

长量不足安装标准,最大偏差 0.18 mm,高压转子偏心最大为 30 μm 。鉴于上述实际情况,以及安装时的联轴器螺栓、中间轴销孔和高中压转子销孔的基础数据,决定拆卸联轴器螺栓并重新紧固。螺栓紧固时,联轴器连接螺栓伸长量在原设计基础上增加 20%,增加后伸长量为 0.47 ~ 0.50 mm,拧紧力矩为 3 936 N·m。按照上述技术数据对联轴器进行了拆卸和复装,并恢复轴承箱,复装后实测发电机和高中压转子联轴器的转子对轮最大晃度为 0.02 mm,中间轴和高中压转子联轴器的高中压转子对轮最大晃度为 0.03 mm、短轴对轮最大晃度为 0.04 mm、对轮垫片最大晃度为 0.04 mm,高压转子偏心 58 ~ 63 μm 。

3月14日汽轮机再次冲转2次,2号轴振最大 180 μm ,停机,盘车投入。

3月15日~3月21日在闷缸状态下,分别在汽轮机中压转子2号轴瓦处的平衡盘同一相位、1号轴瓦处的平衡盘同一相位、2号轴瓦处的联轴器联接螺栓紧固螺帽上、在SSS离合器短轴的配重槽内加装配重块。再次进行3号汽轮机冲车,轴系最大振动 $3X = 138 \mu\text{m}$ 。

3月25日,1号燃气轮机发电机组进行进项试验,3号汽轮发电机组带负荷后轴系振动稳定,最大振幅稳定在 $2Y = 112 \mu\text{m}$ 。

2019年4月28日,168小时试运结束时, $1X = 78 \mu\text{m}$ 、 $1Y = 69 \mu\text{m}$ 、 $2X = 48 \mu\text{m}$ 、 $2Y = 30 \mu\text{m}$ 、 $3X = 109 \mu\text{m}$ 、 $3Y = 69 \mu\text{m}$ 、 $4X = 48 \mu\text{m}$ 、 $4Y = 44 \mu\text{m}$ 、 $5X = 64 \mu\text{m}$ 、 $5Y = 67 \mu\text{m}$ 、 $6X = 89 \mu\text{m}$ 、 $6Y = 83 \mu\text{m}$ 、 $7X = 26 \mu\text{m}$ 、 $7Y = 15 \mu\text{m}$ 、 $8X = 38 \mu\text{m}$ 、 $8Y = 12 \mu\text{m}$,轴系振动皆在报警值以下。机组运行稳定。

4.3 汽轮机振动超标现象总结

3号汽轮发电机组100%甩负荷试验时,联轴器、SSS离合器短轴及离合器受到冲击时,联轴器联接螺栓及中间垫片止口同时失去定位作用,造成联轴器发生相对位移,产生转子不平衡,造成晃度增大、轴系振动超标。汽轮机厂家同意对其不合格联接螺栓和相关配件进行择机更换。

联轴器联接螺栓孔径过大失去定位作用。2017年11月份,现场安装时发现高压转子与SSS离合器短轴联轴器联接螺栓孔错口最大 0.2 mm,造成现场穿装螺栓无法进行,汽轮机厂派人到现场用 $D = 59 \text{ mm}$ 的铰刀扩孔处理,扩孔后的中间轴联轴器销轴孔径为 $D = 59.05 \sim 59.1 \text{ mm}$,高中压转子联轴器

销孔为 $D = 59.05 \sim 59.1 \text{ mm}$ 。同时安装单位在绞刀扩孔前,依据设备厂家提供的《汽轮机安装说明书》及安装图纸先行进行联轴器联接螺栓的二次加工,加工后的连接螺栓直径为 $D = 58.93 \sim 58.94 \text{ mm}$,致使中间轴和高中压转子的联轴器销孔孔径与连接螺栓直径的差值超标,铰孔后的差值为 0.11 ~ 0.16 mm,而设计值为 0.04 ~ 0.06 mm;同时继续使用二次加工后的螺栓;另外联轴器螺栓安装时紧力增加 5%。为补偿联轴器联接螺栓与螺栓孔间隙增大造成限位功能的缺失,联轴器螺栓安装时紧力增加 5%,以增加联轴器端面摩擦力,提升联轴器不产生相对位移工况下传递力矩的能力,但实际情况是增加 5% 的螺栓紧力,无法抵御在非正常工况下联轴器需要承受的力矩,在甩 100% 负荷试验时,联轴器所传递的力矩大于联轴器端面摩擦力,造成高压转子与SSS离合器短轴联轴器产生径向位移,使联轴器晃度达到 0.28 mm,汽轮机转子中心发生变化,新的轴系不平衡产生,使汽轮机2号轴承轴振增加,波及1号、3号轴承轴振也随之增加。

高压转子与SSS离合器短轴联轴器中间垫片止口失去定位作用。通过查阅试运数据,3号汽轮机甩 50% 负荷试验前轴系振动为优,试验后轴系振动数据恶化,超出合格标准;3号汽轮机进行 100% 甩负荷试验后,振动严重超标。通过对比分析,机组甩 50% 负荷试验时,高压转子与SSS离合器短轴联轴器受到的冲击力小于机组甩 100% 负荷试验时的冲击力,高压转子与SSS离合器短轴联轴器、中间垫片产生的相对位移小于机组甩 100% 负荷试验时的相对位移,从而也说明在汽轮发电机组非正常工况时,轴系受到冲击时,振动的恶化程度随冲击力的变化而变化,即在恒定螺栓紧固力的工况下,冲击力越大,轴系中心产生的变化也越大。在高压转子与SSS离合器短轴联轴器的中间垫片失去限位的情况下,通过增加联接螺栓紧力,进而增大端面摩擦力是无法平衡突变工况下力矩的陡增。

联轴器中间垫片孔径过大失去定位作用。因高压转子与SSS离合器短轴联轴器中间垫片存在较大 (0.75 mm) 偏心,随后进行了返厂扩孔二次处理,致使中间垫片同时失去联轴器螺栓定位作用,造成在 100% 甩负荷试验时发生位移,进而产生转子不平衡。

5 结语

通过对天津华电南疆热电有限公司燃气-蒸汽联合循环发电机组进行 50% 甩负荷试验,发现了 1 号燃气轮机、2 号燃气轮机角加速度限制系统限制值设置不合理,通过修改该定值,使得 1 号燃气轮机、2 号燃气轮机在 100% 甩负荷后转速能够快速回落到 3 000 r/min,不发生超速保护动作,保持全速空载运行。3 号汽轮机在 100% 甩负荷后,发现了 2 瓦振动严重超标现象,在处理过程中发现联轴器螺栓不合格等重大隐患。通过本次机组甩负荷试验,为整个机组在今后的安全稳定奠定了良好的基础。同时在本次机组甩负荷过程中,调节系统动态特性良好,超速保护不动作,动态过程迅速平稳。

参考文献:

[1] 房德明. 汽轮机调节控制系统导则;DL/T711-1999[S]. 北京:中国电力出版社,2000.

[2] 阚伟民. 超超临界 1000MW 机组甩负荷试验研究[J]. 发电技术论坛. 热力发电,2011,40(5):73-76.

[3] 刘俊峰. 燃气-蒸汽联合循环“二拖一”机组甩负荷试验探讨[J]. 燃气轮机技术,2015,28(3):49-52.

[4] 房德明. 再热式汽轮机甩负荷转速最大飞升值的简便计算方法[J]. 河南电力,2005,(2):38-42.

[5] 田丰,顾红柏,江学荣,等. 火力发电建设工程机组甩负荷试验导则;DLT 1270-2013[S]. 北京:中国电力出版社,2014.

[6] 杨惠新. 燃气轮机控制系统 MARK VI 介绍[J]. 华东电力,2004,32(8):58-60.

[7] 曾进,任庆生,翁史烈,等. 燃气轮机最优控制研究. 热能动力工程[J]. 2000,15(6):662-665.

[8] 高玮,朱亚清,庞志强,等. 燃气轮机控制的方式与实现[J]. 广东电力. 2008,21(3):16-19.

[8] 王顺,智同生,施建强. 基于差分进化算法的燃气轮机转速模糊 PID 复合控制[J]. 热能动力工程,2017,32(10):40-44.

[9] 陈昊洋,吕剑虹. 燃气轮机协调优化控制系统研究[J]. 工业控制计算机,2017,30(10):1-3.

[10] 陈钢. Mark VI 燃气轮机控制系统及其应用[J]. 电站系统工程,2005,21(5):50-56.

Load Rejection Test Example of
900MW Multi-Shafts Gas-Steam Combined Cycle Heating Unit

Kang Ruiting, Liu Guohua, Tang Haoyuan, Zhang Gang
(Huadian Electric Power Research Institute Co., Ltd., Hohhot 010051, China)

Abstract: The significance of load rejection is to measure the dynamic characteristics of the control system during the unexpected load rejection of generator set, and to inspect the adaptability of main engines and auxiliary equipments as well as the temporal relationship between mutual actions. It is necessary to analyze the performance of equipments to improve the dynamic quality of generator unit. The load rejection testing solves the problems of overspeeding in the gas turbine 50% load rejection and the high vibration of #2 bearing in the steam turbine 100% load rejection, and provides experience for load rejection testing of similar units in the future.

Key words: gas-steam combined cycle; load rejection; speed overrun; high vibration