

进气冷却对燃机联合循环的性能影响分析

林燕, 杨道宏

(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: [目的]为了提高联合循环电厂运行灵活性, 保证较好的机组运行经济性, 避免燃气轮机在低效运行区, 对燃机的进气冷却系统进行分析研究。[方法]基于GT-Pro/GT-Master软件, 通过对采用进气冷却系统前后的燃机联合循环机组进行热平衡模拟计算, 对机组的性能变化以及影响因素进行研究、对机组效率进行敏感性分析。[结果]分析结果表明: 进气冷却系统可以大幅提高燃机的出力 and 效率; 采用进气冷却系统后联合循环机组的出力增加, 但效率略有下降。[结论]因此, 对于联合循环机组, 若电网允许机组多发电, 则可以考虑设置进气冷却系统; 若机组全年总出力固定, 且年利用小时数并不饱满, 则不宜设置进气冷却系统。

关键词: 联合循环; 进气冷却; 燃机出力; 燃机效率; 联合循环机组出力

中图分类号: TM611; TK472

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2019)03-0064-06

Effect of Inlet Air Cooling on Performance of Gas Turbine Combined Cycle

LIN Yan, YANG Daohong

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

Abstract: [Introduction] In order to improve the operational flexibility of the gas turbine combined cycle unit, ensure better economic performance of the unit, and avoid the gas turbine working in the inefficient operation area, this paper analyzes and studies the inlet air cooling system of the gas turbine. [Method] The performance change and its influencing factors and the efficiency sensitivity analysis of gas turbine combined cycle unit were studied according to the thermal balance simulation results of considering inlet air cooling or not, based on the GT-Pro/GT-Master software platform. [Result] The analysis results show that the output and efficiency of the gas turbine are greatly improved after using the inlet cooling system, and the output of the combined cycle unit is also increased while the efficiency is slightly reduced. [Conclusion] Therefore, for the combined cycle unit, if the unit is supposed to generate more power, the inlet air cooling system should be used; if the total annual output of the unit is fixed and the annual utilization hours are relatively small, the inlet air cooling system should not be used.

Key words: combined cycle; inlet air cooling; gas turbine output; gas turbine efficiency; combined cycle unit output

目前联合循环电厂由于电负荷调度需求和年发电设备利用小时数的降低, 导致燃气轮机进入了低效运行负荷范围, 为了满足宽负荷高效调峰, 有必要根据燃气轮机特性通过调节燃气和空气系统, 从而对燃气循环和蒸汽循环进行优化, 使机组宽负荷运行时平均发电热效率较高, 避免燃气轮机在低效

运行区, 提高电厂运行灵活性的同时保证较好的机组运行经济性。

燃气轮机是一种容积式动力机械, 其输出功率与进气的质量流量密切相关。进气温度升高, 空气密度下降, 质量流量减小, 燃气轮机输出功率降低, 燃气轮机的相对效率也下降^[1-5], 空气的进气温度对燃气循环出力和效率影响较大。对于联合循环机组, 若电网电力供应紧张, 则可以考虑设置进气冷却系统多发电; 若电网电力供应有富余, 年利用小时数并不饱满, 则不宜设置进气冷却系统。

1 燃机进气冷却技术介绍

燃机进气冷却的原理是通过冷却燃气轮机压气机入口空气温度, 来提高燃机出力, 同时还可以提高燃机效率。燃机进气冷却技术概括起来可以分为两大类: 蒸发式冷却和制冷式冷却^[6-7]。

蒸发冷却是通过向进气口喷入雾化水, 利用水的蒸发吸热来降低空气温度, 这种方式适用于空气湿度小的情况, 降温后温度不会低于空气的湿球温度, 因此其降温幅度是有限的。蒸发冷却方式系统较简单, 投资省, 但受大气湿度的限制, 冷却效率较低, 且需要消耗除盐水。通常这种冷却方式比较适用于干燥炎热地区。

制冷冷却是在进气道内设置换热面, 通过冷媒质与空气的冷热交换来降低空气温度, 这类制冷方式的降温幅度大, 但应注意冷却后进气温度不能低于 $4.4 \sim 5.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 否则压气机进口可能结冰而无法运行; 同时需要设置冷凝水滤除装置, 用于除去进气冷却过程中的凝结水, 防止其进入压气机。这类制冷需要设置制冷循环, 包括压缩机或者吸收式制冷机、冷剂循环系统、冷却水系统等, 系统较复杂, 而且增加了燃机进气阻力。

国内目前有少数电厂安装了进气蒸发冷却装置, 但基本很少投用, 因此本文主要分析采用制冷冷却方式。

2 进气冷却系统设计

进气冷却系统流程图如图 1 所示。流程为: 系统投运时(如夏季高温天气), 低温热水或者蒸汽通过溴化锂制冷机产生冷水(制冷产生的排热由冷却塔冷却水带走), 冷水通过表面式空冷器, 从而降低燃机进气温度, 增加燃机出力。低温热水利用余热锅炉尾部烟气的废热, 因此可提高锅炉的换热效率, 但是烟气的排气温度需考虑烟气酸露点而不能太低, 因此能产生的低温热水流量有限; 当需制造的制冷量较大时, 可采用从汽轮机低压缸抽取蒸汽进行制冷。

3 进气冷却对燃机联合循环性能的影响

进气冷却对燃机联合循环的影响比较复杂, 一方面采用进气冷却后燃机出力及燃机热效率可获得提高; 另一方面, 随着进气温度的降低, 燃机排气

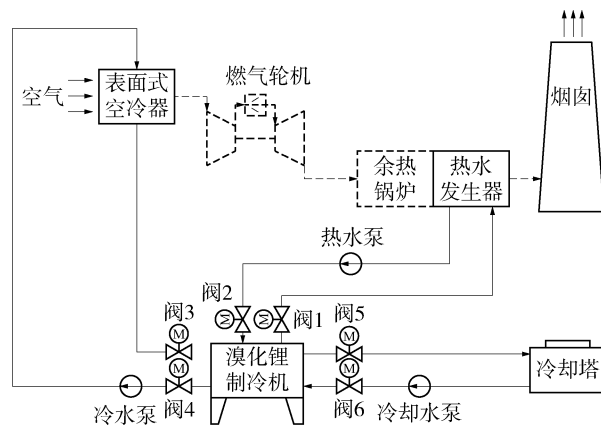


图 1 进气冷却系统流程示意图

Fig. 1 Inlet air cooling system flow diagram

温度下降, 排气流量则增大, 从而使余热锅炉换热面内主蒸汽流量增大, 同时主蒸汽温度也有所降低, 因此采用进气冷却后汽轮机的出力和效率却不一定能得到提升。

本文采用 GT-Pro/GT-Master 软件对 9F 改进型机组进行热平衡模拟计算, 探讨比较进气冷却对联合循环性能的影响。

进气冷却装置的设计条件按:

- 1) 燃机进气阻力按增加 250 Pa 考虑。
- 2) 制冷设备考虑采用汽轮机的低压缸抽取蒸汽制冷。

3.1 采用进气冷却前后性能数据

以哈动力/GE 9FB.05 机型为例, 某项目在性能保证工况 ($22.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 1.0089 bar(a) 、79% 相对湿度)、夏季 $P=10\%$ 高温 ($31.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 0.9993 bar(a) 、74% 相对湿度)、极端气温 ($38.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 1.0012 bar(a) 、82% 相对湿度) 下进气冷却至 $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 前后性能参数对比如表 1 所示。

3.2 性能数据对比分析

对上述计算结果分析如下:

- 1) 进气冷却对燃机简单循环的影响

采用进气冷却对燃机出力和毛效率有显著提升, 且环境温度越高, 效果越明显。

- 2) 进气冷却对汽机出力的影响

从 $22.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 进气冷却至 $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 汽机出力增加 367 kW , 而从 $31.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷却至 $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 汽机出力则减小了 6.554 MW , 汽机出力波动较小, 从 $38.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷却至 $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 汽机出力则降低了 15.333 MW , 说明进气冷却对汽机出力影响相对较小, 且汽机出

表1 采用进气冷却前后燃机性能参数对比表

Tab. 1 Comparison table of gas turbine performance parameters before and after inlet air cooling

工况	22.4℃无进气冷却	22.4℃冷却至15℃	31.2℃无进气冷却	31.2℃冷却至15℃	38.5℃无进气冷却	38.5℃冷却至15℃
大气温度/℃	22.4	22.4	31.2	31.2	38.5	38.5
环境湿球温度/℃	19.8	19.8	27.23	27.23	35.47	35.47
进气冷却降温至/℃	—	15	—	15	—	15
燃机出力/kW	274 917	290 341	251 126	288 151	230 968	288 268
	基准	15 425	基准	37 025	基准	57 301
燃机毛效率/%	37.49	37.90	36.77	37.89	35.90	37.88
	基准	0.41	基准	1.12	基准	1.98
燃机毛热耗率/(kJ·kWh ⁻¹)	9 603	9 500	9 790	9 501	10 028	9 504
汽机出力/kW	156 516	156 883	146 570	140 016	135 522	120 189
	基准	367	基准	-6 554	基准	-15 333
联合循环机组出力/kW	431 433	447 224	397 696	428 167	366 490	408 458
	基准	15 791	基准	30 471	基准	41 968
全厂毛热耗率/(kJ·kWh ⁻¹)	6 119	6 167	6 182	6 394	6 320	6 707
	基准	48	基准	212	基准	388
全厂毛效率/%	58.83	58.37	58.23	56.30	56.96	53.67
	基准	-0.46	基准	-1.93	基准	-3.29
天然气热量/MJ	733 315	766 156	682 924	760 486	643 368	761 029
燃机排气温度/℃	653.5	649.3	657.2	650.8	657.2	650.7
	基准	-4.2	基准	-6.4	基准	-6.6
燃机排气流量/(t·h ⁻¹)	2 282.1	2 365	2 149.4	2 341	2 051.1	2 344
烟囱排烟温度/℃	88.9	88.4	90.4	92.3	93.3	97.6
余热锅炉效率/%	89.43	89.44	90.46	90.07	91.03	90.27
	基准	0.01	基准	-0.39	基准	-0.76
凝汽器压力/bar	0.061	0.061	0.077	0.076	0.104	0.098
高压主蒸汽压力/bar	123.6	123.6	118.3	123.3	114.1	123.4
高压主蒸汽温度/℃	566.0	566.0	566.1	566.0	566.1	566.0
高压主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	335.2	341.8	320.1	340.3	308.5	340.6
热再热蒸汽压力/bar	33.1	33.1	31.7	33.7	30.7	33.7
热再热蒸汽温度/℃	564.2	564.1	566.1	565.7	566.1	565.6
热再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	347.5	355.4	332.8	352.8	321.9	353.0
制冷抽汽压力/bar	—	6.74	—	6.74	—	6.74
制冷抽汽温度/℃	—	300.0	—	300.0	—	300.0
制冷抽汽流量/(t·h ⁻¹)	—	16.73	—	53.46	—	116.86

力并非随温度变化线性波动。

越多。

3) 进气冷却对联合循环机组出力的影响

4) 进气冷却对联合循环机组效率的影响

联合循环机组出力与燃机出力波动趋势相同, 进气冷却投运温度越高, 联合循环机组出力提高

采用进气冷却后, 联合循环机组效率降低。22.4℃效率降低幅度比31.2℃、38.5℃均小。说

明就本项目实际条件而言,进气冷却在 22.4 °C 投运较为合算,效率损失较小。

5) 进气冷却对燃机排气的影

由于燃机效率提高,天然气与空气燃烧做功更为充分,因此,进气冷却后燃机排气温度下降,且燃机排气温度降幅有限。但空气通流流量增加,排气量也有所增加,进气冷却工作温度越高,排气量也越大。

6) 进气冷却对余热锅炉换热的影响

对余热锅炉而言,烟气进气温度降低,排烟温度升高,锅炉整体换热效率有所下降。

3.3 小结

总的来说,进气冷却作用在燃机简单循环机组上,能在燃机出力和效率两方面同时获得收益,因此该项技术在未配置汽机的单循环机组以及小型的分布式能源站用燃气轮机上可推广使用。另需注意,以上计算分析未考虑以下两点:

- 1) 进气冷却装置的厂用电量的影响尚未考虑;
- 2) 进气冷却装置的初投资尚未考虑。

在实际应用中应结合上述两点进行经济性分析,选取最优的进气冷却温度工作点。

对联合循环机组而言,进气冷却可提升机组出力,同时机组效率却有所下降。根据该项特点,进气冷却在联合循环机组的应用就存在局限性。若电网允许机组多发电,特别是夏季电力需求高峰期,可以通过获得较高的调峰电价弥补机组效率的降低,则可以考虑设置进气冷却系统;若机组全年总

发电量固定,且年利用小时数并不饱满,那么提高机组单位时间出力就没有意义,只有效率的提升才能真正节约天然气、创造经济效益,这种情况下,不宜设置进气冷却系统。

4 联合循环效率敏感性分析

根据上节计算分析,进气冷却投运时,联合循环机组出力的变化趋势明显,投运温度越高,进气温差越大,出力增长越明显。联合循环机组效率的变化则较为复杂,以下建立两列模型对联合循环机组效率的敏感性进行分析。

其一,进气冷却等比降温,追踪机组效率波动趋势,寻找其中效率最高的温度点。

其二,当对机组降负荷调峰时,可以考虑以下两种调峰方案:

- 1) 无进气冷却,调峰幅度略小。
- 2) 运行进气冷却,配合较大幅度的调峰。

比较机组达到同样出力时,哪种方案效率较高。

4.1 等比降温条件下机组效率波动

仍然以某项目性能保证工况(22.4 °C、1.008 9 bar(a)、79% 相对湿度)为例,进行变工况模拟,计算结果如表 2 所示。

结论:从表 2 计算结果可以看出,联合循环机组效率以不设置进气冷却时最高。从 22.4 °C 等比冷却至 7.5 °C 的过程中,联合循环机组效率一直随温度降低而降低,其过程中并未出现机组热效率反

表 2 等比降温条件下机组效率波动对比表

Tab. 2 Comparison table of unit efficiency fluctuation under equal temperature lowering condition

工况	1	2	3	4	5	6	7
大气压力/ bar	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9
大气温度/ °C	22.4	22.4	22.4	22.4	22.4	22.4	22.4
相对湿度/%	79	79	79	79	79	79	79
进气冷却降温至/ °C	22.4	20	17.5	15	12.5	10	7.5
燃机出力/ MW	274.530	279.833	285.318	290.341	293.608	296.895	300.206
汽机出力/ MW	156.144	157.125	157.611	156.883	154.892	153.048	151.214
联合循环总出力/ MW	430.674	436.959	442.928	447.224	448.499	449.943	451.420
联合循环毛热耗率/(kJ·kWh ⁻¹)	6 120	6 128	6 141	6 167	6 210	6 251	6 292
联合循环毛效率/%	58.82	58.75	58.62	58.37	57.97	57.59	57.22
燃机毛效率/%	37.49	37.62	37.76	37.90	37.95	38.00	38.05
燃机毛热耗率/(kJ·kWh ⁻¹)	9 602	9 568	9 534	9 500	9 486	9 473	9 461
烟卤排烟温度/ °C	86.69	87.20	87.75	88.36	88.91	89.44	89.95
凝汽器压力/ bar	0.061	0.062	0.061	0.061	0.060	0.060	0.060

弹的高效点。

4.2 进气冷却条件下调峰方案对比

4.2.1 方案一 无进气冷却下降负荷

仍然以本项目性能保证工况(22.4℃、1.008 9 bar(a)、79%相对湿度)为例,进行变工况模拟,计算结果如表3所示。

表3 无进气冷却条件下负荷与效率对比表

Tab. 3 Comparison of load and efficiency without inlet air cooling

工况	1	2	3	4	5
大气压力/ bar	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9
大气温度/℃	22.4	22.4	22.4	22.4	22.4
相对湿度/%	79	79	79	79	79
燃机负荷/%	100	95	90	85	80
联合循环总出力/MW	431.433	412.759	395.019	377.174	359.220
联合循环毛热耗率/(kJ·kWh ⁻¹)	6 119	6 154	6 188	6 226	6 268
联合循环毛效率/%	58.83	58.50	58.18	57.82	57.43

4.2.2 方案二 进气冷却条件下下降负荷

燃机由22.4℃进气冷却至15℃的同时降负荷,直至机组出力与方案一降负荷出力基本一致,计算结果如表4所示。

表4 进气冷却条件下负荷与效率对比表

Tab. 4 Comparison of load and efficiency with inlet air cooling

工况	1	2	3	4	5	6
大气压力/ bar	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9	1.008 9
大气温度/℃	22.4	22.4	22.4	22.4	22.4	22.4
相对湿度/%	79	79	79	79	79	79
燃机负荷/%	100	95.8	90.9	86.2	81.5	76.9
联合循环总出力/MW	447.224	431.381	412.868	395.030	377.009	359.303
联合循环毛热耗率/(kJ·kWh ⁻¹)	6 167	6 196	6 233	6 272	6 317	6 365
联合循环毛效率/%	58.37	58.10	57.75	57.40	56.99	56.56

4.2.3 方案计算结果对比

两种方案的对比结果如表5所示。

从上表中可以看出,在两个方案降负荷至机组出力接近时,方案一效率较高,方案二负荷率较低,说明在在采用进气冷却系统条件下机组调节变

工况经济性更差,机组出力相同情况下,方案二将消耗更多天然气。

表5 两种方案结果对比表

Tab. 5 Comparison of the results of the two programs

方案	工况	1	2	3	4	5
一	燃机负荷/%	100	95	90	85	80
二	燃机负荷/%	95.8	90.9	86.2	81.5	76.9
一	联合循环总出力/MW	431.433	412.759	395.019	377.174	359.220
二	联合循环总出力/MW	431.381	412.868	395.030	377.009	359.303
一	联合循环毛效率/%	58.83	58.50	58.18	57.82	57.43
二	联合循环毛效率/%	58.10	57.75	57.40	56.99	56.56

5 结论

综上所述,主要结论如下:

1)进气冷却系统可以大幅提高燃机出力和效率,简单循环机组和无汽轮机配置的分布式能源站类机组宜使用。

2)对联合循环机组而言,采用进气冷却导致机组出力增加、效率略有下降。

3)对联合循环机组,若电网允许机组多发电,则可以考虑设置进气冷却系统;若机组全年总发电量固定,且年利用小时数并不饱满,不宜设置进气冷却系统。

4)对联合循环机组,采用进气冷却系统,随着进气温度的降低,机组效率不断降低。

5)在采用进气冷却系统条件下机组调峰的经济性比无进气冷却条件下调峰经济性差,机组出力相同情况下,将消耗更多天然气。

参考文献:

- [1] 焦树建. 燃气轮机与燃气-蒸汽联合循环装置[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.
JIAO S J. Gas turbine and gas-steam combined cycle equipments [M]. Beijing: China Machine Press, 2007.
- [2] 钱江波, 周伟伟, 谷青峰, 等. 环境温度对E级燃气蒸汽联合循环机组全工况影响[J]. 北京理工大学学报, 2018, 38(9): 905-911.
QIAN J B, ZHOU W W, GU Q F, et al. Effect of ambient temperature on the performance and peak load regulation of the E-stage gas-steam combined cycle unit [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2018, 38(9): 905-911.

- [3] 李云, 陈坚红, 盛德仁, 等. 大气参数对燃气轮机进气冷却效果的影响 [J]. 机电工程, 2015, 32(4): 566-570.
LI Y, CHEN J H, SHENG D R, et al. Effects of atmospheric parameters on gas turbine inlet air cooling [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015, 32(4): 566-570.
- [4] 朱斌帅, 张赞. 燃气轮机进气冷却系统对机组经济性的影响 [J]. 热力发电, 2014, 43(3): 5-8.
ZHU B S, ZHANG Y. Effect of inlet air cooling on gas turbine unit's economy [J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(3): 5-8.
- [5] 姜周曙, 胡亚才, 缪盛华. 燃气-蒸汽联合循环进气冷却系统技术经济分析 [J]. 热力发电, 2007(2): 5-8.
JIANG Z S, HU Y C, MIAO S H. Technical and economical analysis of inlet air cooling system for the gas-steam combined cycle [J]. Thermal Power Generation, 2007(2): 5-8.
- [6] 徐亦淳. 燃气轮机进气冷却技术研究 [J]. 上海节能, 2017(11): 630-633.
XU Y C. Research of gas turbine inlet cooling technology [J]. Shanghai Energy Conservation, 2017(11): 630-633.
- [7] 郝洪亮, 刘志坦, 常连成, 等. 燃机进气冷却技术探讨 [J]. 电力科技与环保, 2013, 29(6): 50-52.

HAO H L, LIU Z T, CHANG L C, et al. Research of gas turbine inlet cooling technology [J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2013, 29(6): 50-52.

作者简介:



LIN Y

林燕(通信作者)

1983-, 女, 福建福清人, 高级工程师, 硕士, 主要从事热机设计工作(e-mail) linyan@gedi.com.cn。

杨道宏

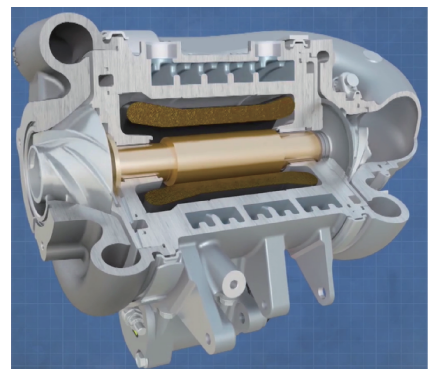
1982-, 男, 江西宁都人, 高级工程师, 学士, 主要从事热机设计工作(e-mail) yangdaohong@gedi.com.cn。

(责任编辑 郑文棠)

能源知识

车用氢燃料电池专用空压机

车用氢燃料电池系统主要包括: 电堆子系统、氢气供应子系统、空气供应子系统、热管理子系统、水管理子系统等五个子系统。空气供应子系统成本约占燃料电池系统成本的 20%, 能耗约占燃料电池输出功率的 20%~30%。车用氢燃料电池专用空压机是燃料电池空气供应子系统的核心部件, 通过对进堆空气进行增压可以提高燃料电池的功率密度和效率。车用氢燃料电池空压机主要有离心式、螺杆式、罗茨式、涡旋式等, 四种类型的空压机都有各自的优势, 需要满足无油、高效、小型化和低成本、低噪声、特性范围宽和良好的动态响应能力。目前, 市场上主流的车用氢燃料电池空压机多为国外厂商制造, 为此国内有诸多企业已开展自主研发, 包括航天十一所、国电投等央企也在其中。作为车用氢燃料电池的关键技术之一, 2019 年度的国家重点研发计划之“可再生能源与氢能技术”重点专项将“车用燃料电池空压机研发”列为氢能领域共性关键技术的课题。预计在 3 年内, 我国将掌握车用氢燃料电池专用空压机关键技术, 形成自主品牌和完整的产品供应体系。



Garrett 氢燃料电池空压机

(郑文棠)