

# 有无后冷器的微燃气轮机 HAT 循环性能比较

王波, 张士杰, 肖云汉, 徐震

(中国科学院工程热物理研究所 先进能源动力重点实验室, 北京 100190)

**摘要:** 基于某 80 kW 微燃气轮机回热循环改造工作, 比较了有后冷器和无后冷器的 HAT(Humid Air Turbine)循环性能和需要增加的换热器面积。研究表明, 对于所研究的微燃气轮机, 有、无后冷器的 HAT 循环系统折合效率和折合输出功相当, 与有后冷器的 HAT 循环相比, 无后冷器的 HAT 循环湿化器更高, 体积更大, 但是由于省掉了后冷器, 其总换热面积(后冷器、湿化器、省煤器换热面积之和)更小, 即意味着其投资更低, 且无后冷器的 HAT 循环系统结构更简单, 将使系统更加紧凑且控制更容易。

**关键词:** HAT 循环; 微燃气轮机; 后冷器

中图分类号: TK479.11 文献标识码: A

## 引言

微燃气轮机在分布式供能系统中扮演着重要角色, 但目前微燃气轮机循环存在投资高、效率低的问题<sup>[1]</sup>。HAT(Humid Air Turbine)循环通过空气湿化过程, 充分利用燃气轮机循环中各种低品位热量, 从而具有较高系统效率和比功<sup>[2]</sup>。基于微燃气轮机的 HAT 循环比简单循环有更高效率和比功, 但带压气机间冷和后冷的典型 HAT 循环结构应用于微燃气轮机时系统比较复杂, 一般采用单级离心压缩, 造成微燃气轮机的 HAT 循环难以设置压气机中冷<sup>[1]</sup>。HAT 循环中设置后冷器的目的是降低湿化器进口空气温度, 使湿化器底部出口水温更低, 从而可回收更多的低品位热, 降低燃气轮机排烟温度, 提高循环效率。文献 [1] 对 100~500 kW 发电量的微燃气轮机 HAT 循环进行了研究, 结果设置后冷器的 HAT 循环与不设置后冷器 HAT 循环系统效率相当。而文献 [3] 对某压比为 8.3 的不带后冷器的微燃气轮机 HAT 循环改造, 增加后冷器后, 循环效率提高了 0.4 个百分点。可见, 对于基于微燃气轮机的 HAT 循环是否应设置后冷器尚无明确结论。

针对现有微燃气轮机改造为 HAT 循环的情况,

对基于某 80 kW 的回热循环微燃气轮机改造为 HAT 循环进行了模拟分析。在一定的约束条件下, 对微燃气轮机改造为带后冷器和不带后冷器的 HAT 循环的性能进行了比较。

## 1 研究对象

本研究的 HAT 循环基于某 80 kW 简单回热循环微燃气轮机, 微燃气轮机性能如表 1 所示。以此回热循环微燃气轮机为基础, 增加湿化器和省煤器等部件改造成为 HAT 循环, 分为有后冷器和无后冷器的 HAT 循环, 分别如图 1 所示。

表 1 回热循环微燃气轮机性能参数

	数值
压气机流量 / kg·s <sup>-1</sup>	0.81
压比	4.3
压气机等熵效率	0.74
燃烧室效率 / %	99.5
燃烧室压降 / %	2
透平进口温度 / °C	868.4
透平等熵效率	0.76
透平排气温度 / °C	610
燃气轮机排烟温度 / °C	278
回热器有效度	0.87
回热器压损 / %	2
燃气轮机发电效率 / %	26.1
输出功 / kW	80

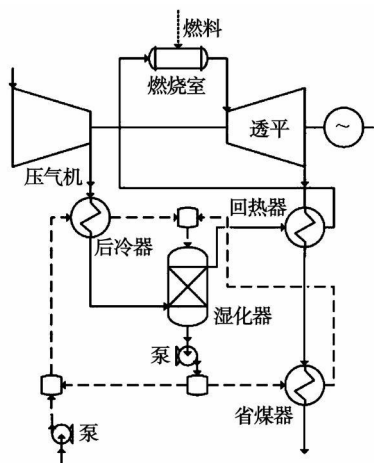
在有后冷器的 HAT 循环中, 空气经压缩以后再经后冷器降温, 从底部进入湿化器并与顶部喷入的热水直接逆流接触, 空气在上升的过程中不断被加湿, 出湿化器以后的湿空气通过回热器升温同时回

收稿日期: 2009-01-13 修订日期: 2009-03-31

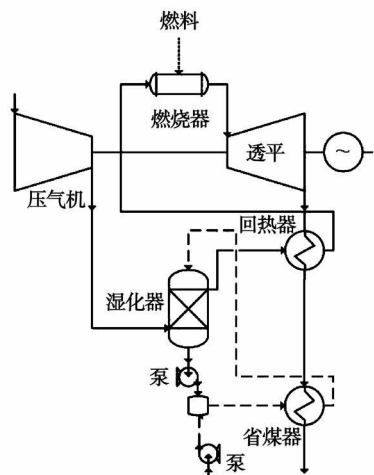
基金项目: 国家重点基础研究发展规划基金资助项目(2007CB210102); 国家高技术研究发展计划基金资助项目(2007AA05Z238)

作者简介: 王波(1982-)男, 重庆人, 中国科学院研究生院硕士研究生。

收燃气轮机排气热量。燃烧室出口高温燃气经透平膨胀做功,透平排气依次流经回热器、省煤器再排入大气。空气加湿所需热水通过后冷器和省煤器产生。无后冷器 HAT 循环的压气机出口空气直接进入湿化器。



(a) 有后冷器 HAT 循环



(b) 无后冷器 HAT 循环

图 1 有、无后冷器 HAT 循环示意图

在 HAT 循环中,压气机、透平和回热器均不变,在系统计算中,压气机、燃烧室、透平和回热器按变工况处理,后冷器、湿化器和省煤器则根据需要设计。

燃气轮机改造为 HAT 循环后,透平进口温度保持不变,由于空气湿化使空气流量显著增加,燃料量和透平的输出功都会显著增加,考虑到燃气轮机叶片和轴强度限制以及可能引起压气机喘振的问题,本研究采用了压气机出口放气的办法,减少进入燃烧室的空气量,保持有、无后冷器 HAT 循环的输出功均为 80 kW。

## 2 燃气轮机性能计算模型

本研究基于先进过程模拟软件 8PROMS 自主开发了 HAT 循环性能模拟平台,开发了压气机、透平、燃烧室以及各种换热器等燃气轮机动力循环的通用部件模型以及针对 HAT 循环模拟的湿化器模型,并能进行设计工况和非设计工况的模拟。平台同时具备系统优化的能力。

压气机的变工况计算采用适合于单轴燃气轮机的 (准) 定常体积流假定,压气机变工况的流量根据压气机进口温度和压力计算<sup>[4]</sup>:

$$m = m_d \frac{P}{P_d} \sqrt{\frac{T_d}{T}} \left[ 1 + TFC \frac{T - T_d}{T_d} \right] \quad (1)$$

式中:  $m$ —流量;  $P$ —压力;  $T$ —温度; 下标  $d$ —设计点参数;  $TFC$ —温度修正系数,本研究取 0.1。压气机的效率根据折合转速修正:

$$\eta = \eta_{\max} \left[ 1 - SEC \left| \frac{CS - CS_{\max}}{CS_{\max}} \right| \right] \quad (2)$$

式中:  $\eta$ —等熵效率;  $\eta_{\max}$ —最高效率值;  $SEC$ —折合转速修正系数,本研究取 0.39。  $CS$  为折合转速,定义为:

$$CS = 100 \sqrt{(RT)_d / RT} \quad (3)$$

式中:  $R$ —气体常数;  $CS_{\max}$ —压气机最高效率点的折合转速,本研究取为 0.94。

压气机变工况运行时,假设其转速不变,压比由下游部件决定,而流量和等熵效率根据式 (1) 和式 (2) 计算<sup>[5]</sup>。

假设透平工作在阻塞工况,采用 Flugel 公式确定透平喷嘴喉部面积,在变工况时,假设此面积不变,并由此计算透平进口压力<sup>[1]</sup>;在变工况时,假设透平效率不变<sup>[6]</sup>:

$$\frac{m \sqrt{T}}{A_{\text{nozzle}} p} = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (4)$$

式中:  $A_{\text{nozzle}}$ —喷嘴喉部面积;  $R$ —气体常数;  $\gamma$ —气体的比热比。

本研究对换热器的模拟采用传热单元数的方法,在变工况时,各个换热器的冷、热侧压力损失系数和换热系数根据工质流量、温度、压力、比容修正,具体模型详见文献 [5-7],同时假设燃烧室的效率和总压恢复系数保持不变。

湿化器是 HAT 循环的关键部件之一。为了更全面地比较有、无后冷的 HAT 循环性能,需要计算湿化器的尺寸。本研究的湿化器模拟采用一维模

型<sup>[8]</sup>, 此模型能够得到有、无后冷 HAT 循环的湿化器的直径和高度。湿化器沿高度方向某微元段的能量平衡和传质关系如图 2 所示。

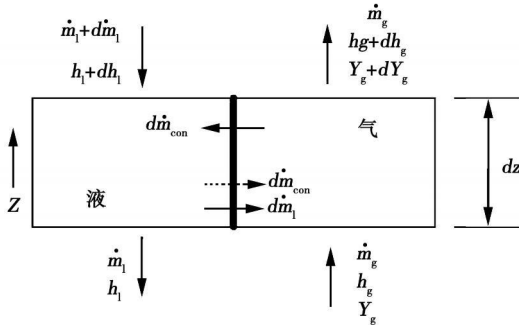


图 2 湿化器微元段能量平衡示意图

湿化器的模型和传热传质系数的计算以及模型验证见文献 [7]。对无后冷器的 HAT 循环, 压缩空气进入湿化器时约为 217 °C, 其温度高于湿化器顶部进口热水温度, 对这种“冷水热气”操作条件的湿化器, 本研究以瑞典 Lund 大学不带后冷器的 HAT 循环湿化器运行数据为例<sup>[8]</sup>, 对一维湿化器模型进行了验证, 验证结果如表 2 所示。

湿化器模型验证的输入参数为:

湿化器直径 0.7 m; 湿化器高度 0.9 m; 进口空气温度 358 °C; 进口空气流量 2.19 kg/s; 进口 0.8 MPa; 进口空气湿度 0.006 3 kg/kg; 进口水温 138 °C; 出口水流量 2.21 kg/s; 进口水压力 10.12 bar

表 2 湿化器模型验证

	实验值	计算值	误差 /%
出口空气流量 / kg · s <sup>-1</sup>	2.58	2.617	1.43
出口空气温度 / °C	115.8	118.65	2.46
出口空气含湿量 / kg · kg <sup>-1</sup>	0.152	0.163	7.37
进口水流量 / kg · s <sup>-1</sup>	2.6	2.637	1.42
出口水温度 / °C	108	102.47	5.12

模拟所得湿化器进出口参数与实验值最大误差 7.4%。湿空气物性计算、湿化器等效高度以及传热传质系数的选取等因素都可能引起误差。考虑到湿化器内部传热传质过程的复杂性以及本系统分析的要求, 可以认为此一维湿化器模型能够用于不带后冷器的 HAT 循环中湿化器的模拟。

### 3 计算条件及参数选取

本计算中湿化器采用规则金属填料<sup>[9]</sup>, 比换热

面积为 240 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>。HAT 循环的透平进口温度保持 868.4 °C, 压气机、透平、回热器工作在变工况, 回热器换热面积不变。压气机出口放气保证循环输出功 80 kW。后冷器、省煤器的冷、热端压力损失系数都取为 2%, 补给水温取 25 °C。

表 3 HAT 循环计算约束条件

	数值
后冷器有效度	≤ 0.9
气水换热器端差 / °C	≤ 10
省煤器有效度	≤ 0.9
燃气轮机输出功 / kW	80
排烟温度 / °C	12 (高于露点温度)

本研究在满足表 3 所示的约束条件下, 以循环效率为目标函数, 以后冷器有效度、后冷器水流量、省煤器有效度、省煤器水流量、湿化器底部出口水温等为 HAT 循环优化变量, 首先对带后冷器的 HAT 循环效率进行了优化。为了使得不带后冷和带后冷的 HAT 循环比较标准统一, 对不带后冷的 HAT 循环, 优化其参数, 使得其性能 (主要是循环效率) 尽量与带后冷的 HAT 循环一致, 再对两种结构的 HAT 循环进行比较。

### 4 计算结果及分析

由于采用了压气机出口放气的策略, 定义了折合输出功和折合效率来考察 HAT 循环的性能。折合输出功定义为循环输出功加上压气机放气所消耗的压缩功, 而由折合输出功计算得到的效率即为折合效率。

HAT 循环中设置后冷器的目的是降低湿化器进口空气温度, 从而降低湿化器底部出口水温, 更低温度的湿化器底部出口水再去往省煤器吸收热量即能够降低排气温度, 提高循环效率。由于微燃气轮机压气机压比较低 (本研究为 4.3) 且压气机出口温度相对较低 (本研究为 217 °C), 即使不设置后冷器, 通过加大湿化器高度, 仍然能使湿化器出口水温不至于太高, 本研究通过增加湿化器高度, 出口水温能降至约 70 °C。这部分水与湿化器补充水混合以后可进一步降至约 65 °C 送往省煤器, 使得不带后冷器的 HAT 循环可以达到较低的排烟温度。

对有无后冷器的 HAT 循环计算结果如表 4 所示, 有后冷 HAT 循环的折合效率为 29.38%, 而无后冷器的 HAT 循环折合效率可与之相当; 有无后冷

器 HAT 循环折合输出功率分别为 98.74 和 97.85 kW, 两种配置的 HAT 循环热力性能相差不大; 有无后冷器 HAT 循环的省煤器换热面积接近, 分别为 35.8 和 34.4 m<sup>2</sup>; 有后冷器 HAT 循环湿化器较小, 其高度为 0.5 m 而无后冷 HAT 循环的湿化器高度为 0.9 m; 有后冷器 HAT 循环后冷器换热面积为 48.6 m<sup>2</sup>。从总换热面积看, 带后冷器 HAT 循环其后冷器、湿化器和省煤器总换热面积为 113.6 m<sup>2</sup>, 而不带后冷器 HAT 循环其湿化器和省煤器总换热面积为 84.8 m<sup>2</sup>。可见, 在本研究的条件下, 与带后冷器的 HAT 循环相比, 无后冷器的 HAT 循环系统结构更加简单, 且总换热器面积更小。

表 4 有无后冷 HAT 循环性能比较

	带后冷 HAT 循环	不带后冷 HAT 循环
HAT 循环折合效率 /%	29.38	29.38
HAT 循环折合输出功率 /kW	98.74	97.85
后冷器有效度	0.9	—
省煤器有效度	0.75	0.78
湿化器直径 /m	0.55	0.55
湿化器高度 /m	0.5	0.9
湿化器体积 /m <sup>3</sup>	0.12	0.21
湿化器填料面积 /m <sup>2</sup>	28.8	50.4
后冷器换热面积 /m <sup>2</sup>	48.6	—
省煤器换热面积 /m <sup>2</sup>	35.8	34.4

## 5 结 论

对某压比为 4.3 的 80 kW 微燃气轮机改造为 HAT 循环进行了系统性能分析, 对是否带后冷器的两种 HAT 循环系统进行了比较。结果表明, 无后冷器 HAT 循环与有后冷器的 HAT 循环系统性能相当时, 无后冷器的 HAT 循环结构更简单且换热器总换热面积更小。这是因为在无后冷器 HAT 循环中, 虽然进入湿化器底部的空气温度较高, 但是通过增加湿化器的高度可以将底部出口水温降至约 70 °C, 从而保证了较低的排烟温度, 使得无后冷器 HAT 循环的系统效率和出力与带后冷器的 HAT 循环相当。虽然无后冷器 HAT 循环的湿化器换热面积更大, 但

是由于省略后冷器, 系统所增加的换热器 (后冷器、湿化器、省煤器) 总换热面积更小且系统结构更加简单, 这说明无后冷器 HAT 循环投资更低且结构更加紧凑、系统控制相对简单。建议此微燃气轮机改造为 HAT 循环时, 无需设置后冷器。

需指出的是, 本研究比较的结果不能直接推广至功率更大、压比更高的燃气轮机。对本研究的微燃气轮机, 通过增加湿化器高度使湿化器底部出口水温降至约 70 °C, 但是如果 HAT 循环改造基于功率更大、压比更高的微燃气轮机, 则压气机出口空气的温度和压力都将更高, 通过增加湿化器高度来降低底部出口水温的代价将会更大, 此时 HAT 循环是否应设置后冷器需根据具体的燃气轮机性能进行技术经济比较确定。

## 参考文献:

- [1] PARENTE J, TRAVERSO A, MASSARDO A F. Micro humid air cycle part A: thermodynamic and technical aspects [J]. ASME Paper 2003-GT-38326, 2003.
- [2] 肖云汉, 林汝谋, 蔡睿贤. HAT 循环的系统优化 [J]. 工程热物理学报, 1994, 15(2): 133-136.
- [3] THERN M, LINDQUIST T, TORISSON T. Theoretical and experimental evaluation of a plate heat exchanger aftercooler in an evaporative gas turbine cycle [J]. ASME Paper 2003-GT-38099, 2003.
- [4] Gate Cycle User's Guide [R]. GE-Enter Software Inc, 2003.
- [5] ZHANG S, JIAO Y, H. Steady-state off-design thermodynamic performance analysis of a humid air turbine based on a micro turbine [J]. ASME Paper GT-2006-90335, 2006.
- [6] 吕泽华, 赵士杭. 空分系统集成度对 IGCC 系统性能的影响 [J]. 燃气轮机技术, 2000, 13(1): 28-32.
- [7] WANG B, ZHANG S, JIAO Y, H. Steady-state off-design performance of humid air turbine cycle [J]. ASME Paper GT-2007-27350, 2007.
- [8] PARENTE J, TRAVERSO A, MASSARDO A F. Saturated analysis for an evaporative gas turbine cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 1275-1293.
- [9] LINDQUIST T, THERN M, TORISSON T. Experimental and theoretical results of a humidification tower in an evaporative gas turbine cycle Pilot Plant [J]. ASME Paper GT-2002-30127, 2002.

(本文责任编辑 孙显辉)

bine-based cogeneration system is compared with the coal-fired and gas-fired boiler system, NO<sub>x</sub> emissions are not reduced remarkably but other emissions are lowered conspicuously. The gas turbine system features a definite edge in comparison with the coal-fired and gas-fired boiler system and will enjoy bright prospects in case a rational design is ensured. Key words: gas turbine; heat and power cogeneration; boiler; performance comparison

**有无后冷器的微燃气轮机 HAT循环性能比较** = A Comparison of the HAT (Humid Air Turbine) Cycle Performance of a Micro Gas Turbine With and Without an Aftercooler [刊, 汉] / WANG Bo; ZHANG Shi-jie; XIAO Yun-han, et al (Key Laboratory on Advanced Energy and Power Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25 (1), —39~42

Compared was the performance of a 80 kW micro gas turbine recuperative cycle after its conversion to a HAT (humid air turbine) cycle with and without an aftercooler. The needed increase in the heat exchanger area is given. The research results show that for the gas turbine under investigation, both the conversion efficiencies and power outputs of the HAT cycle system with and without an aftercooler are nearly the same. Compared with the HAT cycle having an aftercooler, the cycle without an aftercooler is equipped with a humidifier of a greater height and volume. The total heat exchange area (sum of the heat exchange areas of the aftercooler, humidifier and economizer), however, becomes smaller in the absence of the aftercooler. This means that the total investment will be lower and the configuration of the HAT cycle system more simple, thus making the system more compact and its control easier. Key words: HAT (humid air turbine) cycle; micro gas turbine; aftercooler

**新型矩形翼纵向涡发生器流动与换热实验研究** = Experimental Study of the Flow and Heat Exchange in a Longitudinal Vortex Generator With a New Type of Rectangular Wing [刊, 汉] / MN Chun-hua; QI Cheng-ying; XIE Shang-qun, et al (College of Energy Source and Environment Engineering, Hebei Polytechnical University, Tianjin, China, Post Code: 300401) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25 (1), —43~46

With a small rectangular auxiliary wing being affixed at one side of the rectangular wing, called a combination wing, a new type of rectangular wing longitudinal vortex generator is formed. Under the condition of the pressure loss being identical, the flow and heat exchange characteristics of the combination wing longitudinal vortex generator and the original rectangular wing one in the rectangular passage were compared through experiments. The test results show that for the original rectangular wing, the optimum attack angle is 45 degrees. Compared with the rectangular wing, the combination one has a heat exchange conspicuously intensified with a reduced resistance coefficient. Especially when the auxiliary wing is installed at the upstream of the rectangular wing, there emerges a more conspicuous effectiveness in intensifying the heat exchange and reducing the resistance coefficient. In the range of the present study, the flow and heat exchange effectiveness will be optimum when the attack angle of the auxiliary wing is set at 30 degrees. Key words: longitudinal vortex generator; rectangular passage; intensified heat transfer; pressure loss; combination wing; rectangular wing

**不同粒度煤粉的表面结构与燃烧特性研究** = Study of the Surface Structure and Combustion Characteristics of Pulverized Coal in Various Particle Sizes [刊, 汉] / XU Yuan-gang; ZHANG Cheng; XIA Ji, et al (National Key Laboratory on Coal Combustion, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25 (1), —47~50

Four particle sizes of Pingshan originated and Dayou originated coal were prepared. The surface structure and combustion characteristics of the pulverized coal in different particle sizes were investigated by using respectively the