

PG6581B 燃气轮机构成燃煤联合循环系统的性能分析

王立伟, 徐向东

(清华大学热能工程系电力系统及发电设备控制和仿真重点实验室, 北京 100084)

摘 要:介绍了由 PG6581B 燃气轮机构成的焦载热部分气化燃煤联合循环系统的结构和特点, 并对 PG6581B 燃气轮机燃用中低热值煤气的性能进行了计算和分析。计算结果表明, 燃用中低热值煤气后, PG6581B 的功率与效率均有所下降, 但在可接受的范围内。进一步分析后得出: 降低煤气中 CO_2 和 N_2 等不可燃成分的含量, 提高可燃部分中 H_2 的含量可提高燃气轮机的性能。对该联合循环系统的初步计算表明, 应用了 PG6581B 燃气轮机的焦载热部分气化燃煤联合循环系统的热效率可以达到 42% 以上。

关 键 词: PG6581B 燃气轮机; 燃煤联合循环; 焦载热部分气化; 性能分析

中图分类号: TM611.3 文献标识码: A

1 引言

燃煤联合循环发电技术的应用提高了燃煤电厂的供电效率, 并实现了煤的清洁、高效燃烧^[1]。焦载热部分气化燃煤联合循环是近年来清华大学热能工程系提出的一种新型燃煤联合循环发电技术^[2~3]。在该燃煤联合循环系统中燃气轮机燃用的是由煤气化产生的中低热值煤气。为了提高该联合循环系统的性能, 应用先进的燃气轮机是十分必要的。

GE 公司的 PG6581B 燃气轮机是目前较先进的发电用燃气轮机, 该型号燃气轮机具有燃用中低热值煤气的潜力, 因此在该联合循环系统中使用了 PG6581B 燃气轮机。PG6581B 燃气轮机应用于该系统后, 所用燃料由高热值的天然气改为中低热值煤气, 其性能将发生变化, 为了给此类联合循环系统提供可靠依据并找到提高燃气轮机性能的途径, 本文计算了 PG6581B 燃气轮机燃用中低热值煤气的性

能并就煤气成分对燃气轮机性能的影响进行了分析。

2 焦载热部分气化燃煤联合循环系统

联合循环系统简图如图 1 所示。

整个系统主要由焦载热气化炉、余热锅炉、PG6581B 燃气轮机及蒸汽轮机等部分组成。

煤的部分气化焦载热气化炉中产生煤气, 煤的气化在一个“气化罐”内完成。气化罐内维持 1 000 °C 的高温, 其下部通入反应蒸汽, 蒸汽使煤和焦颗粒流化, 煤中挥发物干馏生成煤气, 同时焦中碳与蒸汽反应产生水煤气。气化的热源靠焦颗粒循环提供, 反应后温度较低的焦颗粒经过在气化罐下方的“L 型阀”送到“燃烧提升段”。燃烧提升段下放置一个带中心筒的“立式旋风炉”。从气化罐返回的焦颗粒与旋风炉出口的高温烟气在提升段中汇合并被加热, 为减少烟气中的 CO 含量, 在提升段上部送入三次风。烟气与焦颗粒在高温旋风分离器中分离, 颗粒经 J 型阀送入气化罐, 形成焦颗粒的循环。

燃气轮机煤气离开气化罐后, 经过带有下抽

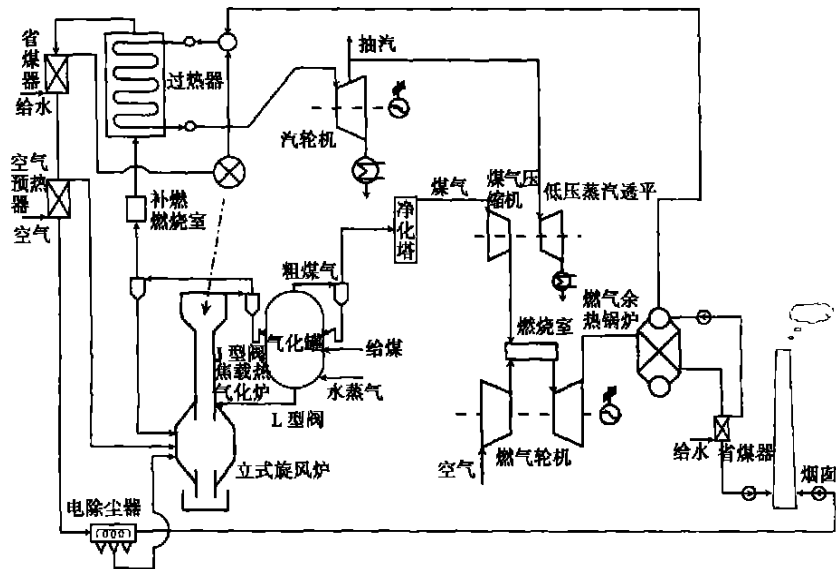


图 1 焦载热部分气化燃煤联合循环系统简图

收稿日期: 2004-12-03; 修订日期: 2005-03-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50323002)

作者简介: 王立伟 (1979), 男, 天津人, 清华大学硕博研究生。ic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

气的旋风分离器除去固体颗粒,冷却净化后经煤气鼓风机进入气柜。从气柜出来的煤气经煤气压缩机压缩到略高于 PG 6581B 燃气轮机燃烧室的压力后进入燃气轮机燃烧室燃烧,燃烧后的高温燃气推动透平对外做功,煤气压缩机由低压蒸汽透平拖动。

余热锅炉燃气轮机排气余热靠燃气余热锅炉回收。该余热锅炉分两部分,其高压部分将产生高压饱和蒸汽,低压部分产生汽轮机除氧用蒸汽。

蒸汽过热分离了焦颗粒的烟气再经过一个带下抽气的旋风分离器进一步分离固体颗粒,较干净的烟气进入一个补燃燃烧室,燃尽所含可燃气体。从补燃燃烧室出来的高温烟气进入蒸汽过热器。过热器把来自燃气余热锅炉和旋风炉的蒸汽过热到额定参数。

汽轮机为抽汽式机组,抽汽分为3部分:一部分用于拖动煤气压缩机;一部分通入气化罐用于发生气化反应;其余部分为工业抽汽。

灰分的处理从烟气带下抽气的旋风分离器中分离的固体颗粒和部分石灰石颗粒一起进入立式旋风炉,灰份形成增钙液态渣自炉下渣池排入水淬池,呈玻璃态的渣颗粒自池中捞渣机捞出。

可以看出本联合循环系统有以下一些主要特点:

- (1) 气化热源来自焦颗粒的循环;
- (2) 提供热量的加热介质是空气,被燃烧物是气化过程逸出的细颗粒中的残碳;
- (3) 烟气再燃作为第二热源提高了蒸汽参数;
- (4) 煤中灰分被转化为可用性极好的增钙液态渣,为废弃物资源化提供了条件。

目前清华大学热能工程系焦载热气化炉的研制工作已经基本完成,正深入研究改燃中低热值煤气后 PG6581B 燃气轮机运行参数的变动和性能的变化情况。

3 GE 公司 PG6581B 燃气轮机

PG6581B 燃气轮机是 GE 公司 MS6001B 系列燃气轮机中的新型机,PG 6581B 的主要性能参数如表 1 所示^[4]。

表 1 PG6581B 的主要性能参数

性能参数	数值	性能参数	数值
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	5 163	燃气初温/ $^{\circ}\text{C}$	1 140
投产/年	2000	排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	553
排气流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	145	输出功率/MW	42.1
压比	12.2	热效率/%	32.09

4 PG6581B 燃气轮机运行参数的变动及性能计算

PG6581B 燃气轮机是按燃用天然气和轻油等高热值燃料设计的,在燃用中低热值煤气后需要对燃气轮机本体进行适当改造,同时燃料的改变,造成燃气成分发生变化,燃气热力性质随之改变,加之透平流量、透平进口燃气温度及压比的变化,需要对燃气轮机的性能进行重新计算。

4.1 燃气轮机的改造

燃用中低热值煤气后,一方面需要对燃气轮机的燃烧室进行适当改造,以适应燃用中低热值煤气的要求;另一方面由于燃料热值降低,燃料的质量流量必然有所增加,导致透平的质量流量增加,从而使压气机和透平工作不匹配,在条件允许的情况下可通过调整压气机或透平的通流面积来使它们重新匹配,对于流通面积的调整,文献[5]有较详细的论述。应用在透平上的改造是为了加大通流面积,改造措施包括:增大第一级静叶的喉部面积、增加各级叶片的高度;应用在压气机上的改造是为了减小通流面积,对压气机顶切(即将压气机各级叶片都截短)、关小可调静叶。

4.2 运行参数的变动

对压气机和透平进行物理改造工作量较大,技术要求较高,且改造后不易甚至无法复原,因此本文将重点讨论对压气机和透平不做物理改动情况下压气机和透平运行参数的变动情况。

PG6581B 为单轴重型燃气轮机,压气机和透平的转速始终相同,且透平带动发电机时为恒转速运行。当透平的质量流量因燃用中低热值煤气而增加后,若维持透平的进口燃气温度不变则压气机的压比必然要增加,压气机的工作点沿等转速线向压比增加的方向移动,压气机的质量流量会相应减小,同时会导致压气机的工作点接近喘振边界,使喘振裕度减小,降低压气机工作的安全性。

为了不使压气机的工作点向喘振边界移动或将移动的量控制在可以接受的范围内,可通过适当降低透平进口燃气温度来增加透平的质量流量。这种方法可以只需变动透平的运行参数而压气机仍工作在设计工作点,这为计算带来了方便,特别是在目前出于技术保密原因 PG6581B 燃气轮机的气动设计数据、压气机特性曲线和透平特性曲线没有公开,且实际运行数据不足的情况下,应用这种简化计算方法使燃气

轮机燃用中低热值煤气的性能计算成为可能。

4.3 PG6581B 燃气轮机燃用中低热值煤气的性能计算

燃气轮机的性能计算应用上面所述方法,即:压气机的工作点选在原设计工作点,为适应燃用中低热值煤气后透平质量流量变大的要求,适当降低透平进口燃气温度。透平的流量性能应用弗吕盖尔(Flügel)公式近似计算得到^[9]:

$$\frac{G_T}{G_{T0}} = \frac{\sqrt{\frac{T_{30}^*}{T_3^*}} \sqrt{\frac{P_3^* - P_4^*}{P_{30}^* - P_{40}^*}}}{\sqrt{\frac{T_{30}^*}{T_3^*}} \sqrt{\frac{P_3^* - P_4^*}{P_{30}^* - P_{40}^*}}} \quad (1)$$

式中:下标有“0”的参数为设计参数。

在本文中,分别计算了 PG6581B 燃用焦载热煤气化系统产生的 3 种典型煤气时的性能参数(见表 2),计算结果见表 3。

表 2 3 种典型煤气(体积百分含量)

	H ₂	CO	CH ₄	CO ₂	N ₂	Q/kJ·kg ⁻¹
煤气 1	52	20	14	8	6	20 868
煤气 2	53	30	3	9	5	15 466
煤气 3	48	38	1	7	6	13 999

表 3 PG6581B 燃用中低热值煤气时的性能参数

	输出功率 MW	燃气初温 /°C	热效率 / %	燃料量 kg·s ⁻¹	排气温度 /°C	排气流量 kg·s ⁻¹
煤气 1	39.31	1 071.97	31.88	5.91	509.35	148.28
煤气 2	37.41	1 037.74	31.59	7.66	488.67	150.03
煤气 3	36.47	1 025.60	31.42	8.29	481.12	150.66

从计算结果可以看出:燃用中低热值煤气后,燃气轮机的功率和热效率与燃用天然气相比均有不同程度的下降,如应用 4.1 中讨论过的增大透平通流面积的方法,有望在热效率下降不多的情况下,提高燃气轮机功率,使其接近额定功率。

4.4 PG6581B 燃用中低热值煤气的性能分析

部分气化产生的煤气均为混合气体,如本文介绍的联合循环系统所使用的焦载热煤气化炉所产生的煤气通常包括:H₂、CO、CH₄、CO₂和 N₂等成分。这种混合气体中各气体成分的含量随气化条件的变化而变化。燃用此气体燃料时 PG6581B 的功率和热效率取决于煤气中各气体成分的含量。因此找到燃气轮机功率和热效率随气体成分变化的规律,对提高燃气轮机及整个联合循环系统的性能都有积极的作用。

煤气中各气体成分的含量通常以体积百分含量来表示,改变一种成分的百分含量,其它成分的百分含量会同时改变,计算和分析较为不便,因此先对各成分的体积百分含量值进行处理:以混合气体中 H₂

的体积为标准,其它气体的体积表示为 H₂ 体积的相对量,例如表 2 中煤气 1 各气体成分的体积相对量分别为:

$$v_{H_2} = \frac{v_{H_2} \%}{v_{H_2} \%} = \frac{52}{52} = 1, v_{CO} = \frac{v_{CO} \%}{v_{H_2} \%} = \frac{20}{52} = 0.385$$

$$v_{CH_4} = \frac{v_{CH_4} \%}{v_{H_2} \%} = \frac{14}{52} = 0.269, v_{CO_2} = \frac{v_{CO_2} \%}{v_{H_2} \%} = \frac{8}{52} = 0.154$$

$$v_{N_2} = \frac{v_{N_2} \%}{v_{H_2} \%} = \frac{6}{52} = 0.115$$

处理后各成分体积的相对量与处理前煤气中各成分的体积百分含量一一对应,这样处理给计算和分析带来了方便。

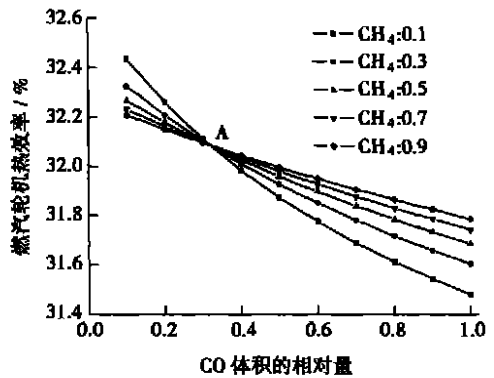


图 2 CO 和 CH₄ 体积的相对量对燃气轮机热效率的影响

混合气体中的成分可分为两类:一类为可燃气体,另一类为不可燃气体。它们对燃气轮机性能的影响效果是不同的,下面将分别加以分析。

可燃气体混合气中不可燃气体的含量通常较少,且为突出重点先假定混合气体完全由可燃气体组成,即:只有 H₂、CO 和 CH₄。将 CO 体积的相对量作为自变量,CH₄ 体积的相对量作为参数,燃气轮机热效率作为函数,得到如图 2 所示的曲线(H₂ 体积的相对量恒为“1”,因此在图中没有表现出来)。

从图 2 中可以看出当 CH₄ 体积的相对量不变,CO 体积的相对量增加时,燃气轮机热效率总是降低。图 2 中各条曲线相交于 A 点(CO 体积的相对量为 0.33)附近(各条曲线并非交于一点,但所有交点都分布在一个很小的区域内)。在 A 点左侧,当 CO 体积的相对量不变,CH₄ 体积的相对量增加时,燃气轮机热效率下降;在 A 点右侧,情况正好相反,当 CO 体积的相对量不变,CH₄ 体积的相对量增加时,燃气

轮机热效率上升。

燃气轮机功率变化曲线与热效率变化曲线相似,因此可以得出:减小CO体积的相对量,即降低可燃部分中CO的体积百分含量,对提高燃气轮机功率和热效率有积极作用;功率和热效率的最高点出现在CH₄和CO体积的相对量都为最小值处,此时H₂的体积百分含量最高,因此提高可燃部分中H₂的体积百分含量,对提高燃气轮机功率和热效率同样有积极作用。

不可燃气体对燃气轮机热效率的影响可以从图3中的三维曲面直观看出。

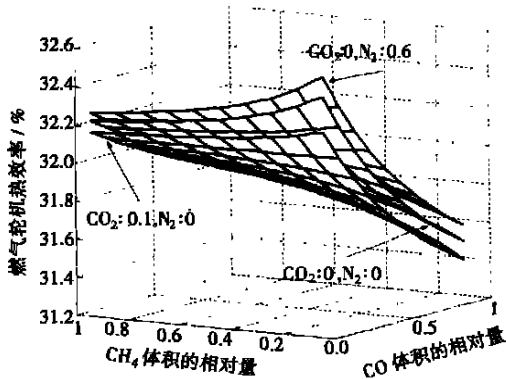


图3 CO₂和N₂对燃气轮机热效率的影响

图3中位于中间的曲面对应于无CO₂和N₂成分的混合气体燃料,最上方的曲面对应于有N₂而无CO₂的混合气体燃料(为了便于观察,图中N₂体积的相对量取为0.6,实际中N₂体积的相对量一般不超过0.3),最下方的曲面对应于有CO₂而无N₂的混合气体燃料。

当燃料气中含有CO₂成分时,曲面整体向下平移,即燃气轮机热效率整体降低,且计算表明CO₂的含量越高,热效率下降的就越多;对燃气轮机功率的分析表明,燃料气中含有CO₂同样会使功率整体下降,且CO₂的含量越高,功率下降的就越多,因此应该尽量减少燃料气中CO₂的含量。

当燃料气中含有N₂成分时,曲面整体向上平移,即燃气轮机热效率整体升高,但对功率的分析表明,燃料气中的N₂会使燃气轮机的功率下降,且使功率下降的效果更为明显,因此本文认为同样应该尽量减少燃料气中N₂的含量。

以上分析说明燃气轮机的功率与热效率与煤气的成分密切相关,合理的煤气成分可有效提高燃气

轮机的性能。

5 焦载热部分气化燃煤联合循环系统的效率

在取得PG6581B燃气轮机燃用中低热值煤气的性能后,可以进行联合循环系统的性能计算。初步计算表明此联合循环方案的热效率可以达到42%以上。

进一步分析表明此联合循环系统的热效率随着煤的气化率的提高而提高。结合4.4中的分析,提高此联合循环系统的热效率,一方面要提高煤的气化率;另一方面是要使煤气的成分配比合理,以使燃气轮机到达更高的热效率。

6 结论

本文将目前较先进的PG6581B燃气轮机应用在了焦载热部分气化燃煤联合循环系统中,并对燃气轮机应用在该燃煤联合循环系统中的性能进行了计算和分析,结果显示:PG6581B燃气轮机在改燃中低热值煤气后,效率和功率都有不同程度的下降,但仍在可接受的范围内,因此将PG6581B燃气轮机应用在此类燃煤联合循环系统中是适合的。如能对PG6581B燃气轮机的压气机和透平进行适当改造,在改燃中低热值煤气后有望获得更好的性能。

为提高焦载热部分气化燃煤联合循环系统中PG6581B燃气轮机的性能,应尽量减少煤气中不可燃成分(主要是CO₂和N₂)的含量,同时可燃成分中(主要包括H₂、CO和CH₄)应尽量增加H₂的含量,减少CO的含量。

应用PG6581B燃气轮机构成的焦载热部分气化燃煤联合循环系统的热效率高于普通蒸汽动力循环,但较整体煤气化联合循环(IGCC)的效率低,但此方案较IGCC系统简单,实现和维护较容易。

参考文献:

- [1] 焦树建. 烧煤的燃气-蒸汽联合循环装置[M]. 北京: 清华大学出版社, 1994.
- [2] 徐向东, 钊 丽. 焦载热部分气化燃煤联合循环系统性能分析[J]. 热能动力工程, 1997, 12(5): 354-357.
- [3] 钊 丽, 徐向东. 焦载热部分气化燃煤联合循环系统的数学模型研究[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(1): 26-29.
- [4] 刘瑞同. 从PG6431A到PG6581B——简介MS6001B燃气轮机的发展历程[J]. 燃气轮机技术, 2001, 14(4): 29-31.
- [5] 赵士杭, 柯玄龄. 燃用中低热值煤气时燃气轮机的压气机与透平的重新匹配[J]. 热能动力工程, 1997, 12(2): 113-116.
- [6] 赵士杭. 燃气轮机循环与变工况性能[M]. 北京: 清华大学出版社, 1993.

用于高温气冷堆发电设备的闭式循环氦气轮机装置 = **A Closed Cycle Helium Gas Turbine Plant Used for a High-temperature Gas Cooled Reactor-based Electric Power Generation Unit** [刊, 汉] / WANG Hui (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), WANG Chong (Heilongjiang University, Harbin, China, Post Code: 150080) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. — 2005, 20(4). — 337 ~ 341

A brief account is given of the helium gas turbine plant installed in a HTGR-GT electric power generation unit. After a description of its cycle, working medium and key factors having an impact on its cycle efficiency analyzed are the current and near-term parameters of the HTGR-GT power generation unit-based Brayton cycle system. Regarding the helium gas turbine plant the design and construction features of its major components are discussed. They include the turbine, air compressor, heat exchangers, rotors, bearings and hot helium gas piping, etc. Materials used for the helium gas turbine are also briefly described. In conclusion, two key technical issues demanding close attention during the development of HTGR-GT power generation equipment are pointed out. They are: 1. the development of safe and reliable magnetic bearings to be used for a large-sized unit, 2. the elimination of radioactive pollution to ensure a safe operation and the realization of effective maintenance. **Key words:** power generation unit, helium gas turbine, heat exchanger, material, design

PSR 波纹板片的热强度分析 = **Thermal Strength Analysis of the Corrugated Plates of Primary Surface Recuperators (PSR)** [刊, 汉] / LIU Zhen-yu, CHEN Hui-er (Mechanical & Power Engineering Institute under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. — 2005, 20(4). — 342 ~ 345

Proposed is the strength design technology for an innovative compact recuperator, the so-called primary surface recuperator (PSR). In conjunction with the development of a PSR for an intercooled recuperator-based marine gas turbine with a 3.7 MW gas turbine serving as a background unit a physico-mathematical model is set up for analyzing the thermal strength of PSR plates on the basis of thermo-elastic mechanics and heat transfer theory. A contrast calculation was conducted for the thermal stresses being subjected to by three kinds of commonly seen corrugated heat-transfer plates. They feature elliptical, sine wave and parabola curves. An analysis is performed of the impact of plate thickness, pressure difference at two sides, plate temperature and shape on the thermal strength of the plates. The minimum design thickness of the plate based on von Mises equipotential stress limiting value is presented along with a study of the elastic deformation situation under the typical operating condition of the corrugated plates. The work conducted by the authors is of major reference value for the construction design of PSR. **Key words:** primary surface recuperator, corrugated plate, thermal stress

PG6581B 燃气轮机构成燃煤联合循环系统的性能分析 = **Performance Analysis of a PG6581B Gas Turbine-based Coal-fired Combined Cycle System** [刊, 汉] / WANG Li-wei, XU Xiang-dong (Key Laboratory of Electrical Power System & Power Generation Equipment Control and Simulation of the Thermal Energy Engineering Department under Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. — 2005, 20(4). — 346 ~ 349

The construction and features of a PG6581B gas turbine-based coke-carrying thermal partial-gasification coal-fired combined cycle system are described along with a calculation and analysis of the performance of the PG6581B gas turbine when firing coal gas of medium and low calorific value. The results of the calculation indicate that the output power and efficiency of the PG6581B will somewhat be reduced when firing the above-mentioned coal gas, but the reduction is within an acceptable range. A further analysis has revealed that by lowering the content of non-combustible constituents in coal gas, such as CO₂ and N₂ and by increasing the H₂ content in the combustibles it is possible to enhance gas turbine performance. A preliminary calculation of the combined cycle system shows that the thermal efficiency of the PG6581B gas turbine-based coke-carrying thermal partial-gasification coal-fired combined cycle system can exceed 42%. **Key words:** coal-fired combined cycle, coke-carrying thermal partial-gasification, PG6581B, performance analysis

逆流喷雾式饱和器内湿化过程的实现研究 = **Experimental Study of a Humidifying Process in a Counter-flow Spray Saturator** [刊, 汉] / WANG Yu-zhang, LI Yi-xing, WENG Shi-lie, et al (Education Ministry Key Laboratory for