

PEVGT 循环参数优化及热力性能分析

王 静, 张士杰, 肖云汉

(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: PEVGT 循环是湿空气透平 (HAT) 循环和注蒸汽燃气轮机 (STIG) 循环的结合, 既具有较高的发电效率, 又可对外提供蒸汽并实现灵活的热电比调节, 具有在热电联供领域应用的潜力。对配置不同的两种 PEVGT 循环进行了参数优化, 分析了其热力性能和热电联供特性。研究表明: 纯发电时, 两种 PEVGT 循环的效率最高点对应的分流比在 0~20% 之间。未加湿空气、加湿空气及蒸汽在回热器前混合 (PEVGT-2), 循环最佳压比与 HAT 循环最佳压比为 10 左右; 最高效率为 51.4%, 比 HAT 循环及 STIG 循环分别高出 0.8 和 3 个百分点。未加湿空气和蒸汽在回热器后与湿空气混合 (PEVGT-1), 循环最佳压比较高且最高效率与 STIG 循环相当。热电联供时, 两种 PEVGT 循环具有与 STIG 循环相似的热电负荷灵活性, 且在蒸汽输出比例相同时, PEVGT-1 与 PEVGT-2 循环的发电效率分别比 STIG 循环高 0.7~1.5 和 3.4~12 个百分点。

关键词: PEVGT 循环; HAT 循环; STIG 循环; 热电联供
中图分类号: TM611 **文献标识码:** A

引 言

HAT (Humid Air Turbine) 循环和 STIG (Steam Injected Gas Turbine) 循环是两种典型的空气湿化循环。HAT 循环发电效率较高, 但单纯的 HAT 循环不适合同时供电、供热^[1]。STIG 循环能实现灵活的热电比调节^[2], 但其发电效率较低、最佳压比相对较高。部分空气湿化燃气轮机循环 (Part Flow Evaporative Gas Turbine, 简称 PEVGT) 是 Ågren^[3] 在 Westemak 所获专利^[4] 的基础上提出的, 是对 HAT 循环的创新和发展^[5], 其实质是 STIG 循环和 HAT 循环的结合: 利用余热锅炉回收中高温余热, 利用湿化器回收低温余热, 在保证相同热回收的前提下减少换热器面积和气路压损从而降低发电成本。PEVGT 循环兼具 HAT 循环发电效率高和 STIG 循环可对外灵活供蒸汽制热 (冷) 的特点, 具有应用于中小功率的热电联产系统的潜力。

自提出以来, 国外学者对 PEVGT 循环进行了大量研究, 如: 针对特定燃气轮机进行纯发电 PEVGT 循环的构建与分析^[6~9]; 压比、分流比对纯发电 PEVGT 循环的效率、比功的影响^[10~11]; 利用排烟含湿量大, 尾部烟气冷凝实现热电联供的 PEVGT 循环的热电联供性能和经济性分析等^[12]。但应看到, PEVGT 循环中热量的回收由余热锅炉、湿化器共同完成, 它们之间的比例安排及匹配形式多样, 对不同方案的配置特点、工况适用范围、优劣势比较的系统性研究有待加强。另外, 针对利用 PEVGT 循环余热锅炉产生的蒸汽外供以供热制冷, 实现灵活的热电比调变的研究目前非常匮乏, 对其满足不同类型、不同等级的分布式供能需求合适的方案研究目前也是空白。

以加深对 PEVGT 循环的认识和探索 PEVGT 循环的热电联供能力为目的, 本研究构建并分析了两种典型混流结构的 PEVGT 循环。首先, 以发电效率最高为目标, 对两种 PEVGT 循环进行了参数优化和关键参数影响分析, 并与 HAT 和 STIG 循环进行了对比; 然后, 分析了两种 PEVGT 循环应用于热电联供的特点, 并与 STIG 循环进行了对比。

1 循环系统简介

图 1 给出了 HAT 循环、STIG 循环和两种 PEVGT 循环的系统示意图, 两种 PEVGT 循环结构的不同之处在图 1 中虚线圆标示。

2 计算模型、方法及条件

压气机、燃烧室、透平采用质量和能量守恒模型; 过热器、蒸发器和换热器设计工况模型参照文献 [13]; 湿化器采用一维模型, 可计算得到加湿过程

收稿日期: 2009-01-23 修订日期: 2009-03-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50606036); 国家 973 计划基金资助项目 (2007CB210102)

作者简介: 王 静 (1982-), 女, 河北衡水人, 中国科学院工程热物理研究所研究生。

的最小焓差。所有模型均在 gSPROMS 软件中编制^[14]。

物性计算采用与 gSPROMS 软件相集成的 Multi flash 物性计算软件。各个模型都与采用实际水(蒸汽)状态方程的商业软件计算结果对比,结果表明由物性计算差异导致的各部件主要参数的误差在 3% 以内。

为了达到最高效率,每一个设计工况点,都需对两个循环的上述参数选择进行优化。优化方法采用 gSPROMS 软件自带的 Control Vector Parameterisation 算法。各部件给定参数和优化问题如表 1 和表 2 所示。其中,换热有效系数(effectiveness)的定义为换热器实际热传量与最大的可能热传量之比^[13],分流比的定义为进入湿化器的空气流量与压气机入口空气流量之比。各循环的燃料都采用甲烷,其热值为 50 044 kJ/kg(IHV)。

需要说明,纯发电时,STIG 循环和 PEvGT 循环余热锅炉产生的蒸汽全部注入燃烧室。PEvGT 循环在热电联供时,是对循环在纯发电时进行优化得到最大发电效率点,然后对循环在该点参数情况下

给定蒸汽抽汽比例进行计算。

表 1 各部件给定参数^[15-19]

变量名称	数值
压气机等熵效率 /%	85
燃烧效率 /%	99
燃烧室压降 /%	3
透平等熵效率 /%	85
透平进口温度 /℃	1160 1260 1350
压比	5-40
回热器换热有效系数	0.9
过热器换热有效系数	0.9
后冷器换热有效系数	0.9
换热器两侧压损 /%	2
余热锅炉节点温差 /℃	10
燃料和空气入口温度 /℃	15
燃料和空气入口压力 /MPa	0.1
空气相对湿度 /%	60
水泵等熵效率 /%	85
分流比 /%	5 10 20 30 40

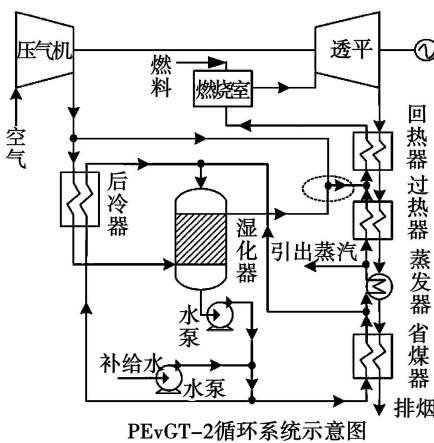
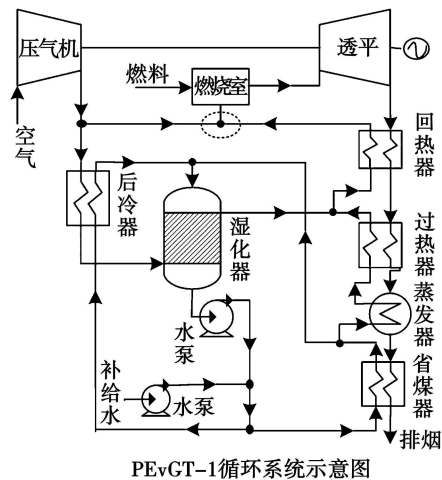
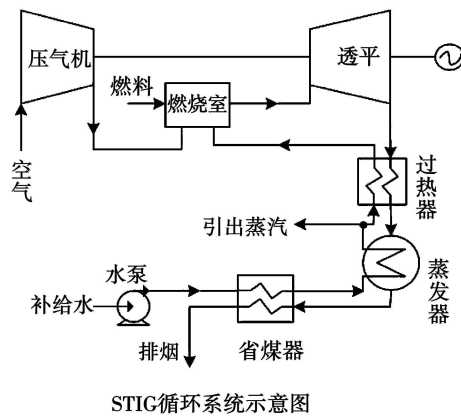
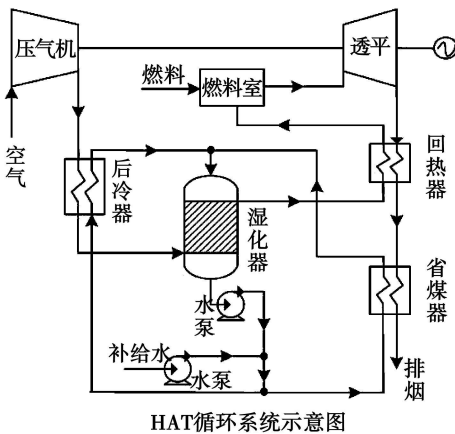


图 1 HAT STIG 与两种 PEvGT 循环示意图

表 2 各部件给定参数和优化问题^[15-19]

变量名称	数值/说明
循环发电效率	优化目标
后冷器水流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	优化变量
湿化器进口水流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	优化变量
省煤器换热有效系数	优化变量
湿化器出口水温 / $^{\circ}\text{C}$	优化变量
换热器中水的过冷度 / $^{\circ}\text{C}$	≥ 5
湿化器入口水过冷度 / $^{\circ}\text{C}$	≥ 5
排烟温度高于露点温度 / $^{\circ}\text{C}$	≥ 10
省煤器换热有效系数	≤ 0.9
湿化器最小焓差 / $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	≥ 50

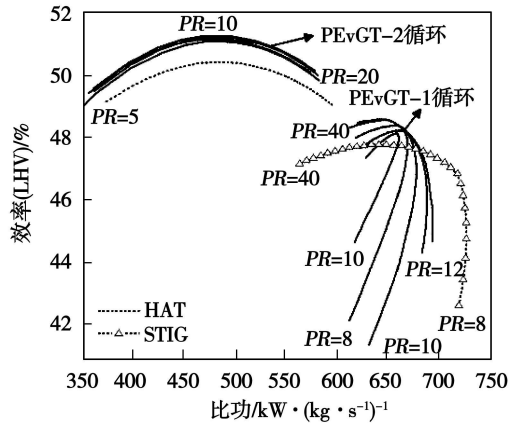
3 计算结果及分析

3.1 纯发电时系统性能及分析

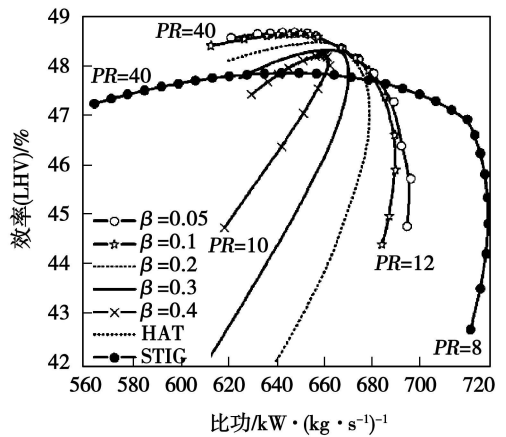
图 2 为 HAT、STIG、PEVGT-1 和 PEVGT-2 循环比功及效率随压比的变化关系 (透平进口温度为 1260°C)。由图 2 可见, PEVGT-1 循环的热力性能与 STIG 循环类似, 同时存在效率和比功最大点, 且最佳压比较高 (> 25); PEVGT-2 循环的热力性能与 HAT 循环接近, 在模拟范围内只存在效率最大点, 不同分流比下最佳压比都较低 (10 左右)。同压比时, PEVGT-2 循环效率高于 HAT 循环、PEVGT-1 循环和 STIG 循环, 比功与 HAT 循环接近。对 PEVGT-1 循环, 当分流比为 0.05 和 0.1 时, 压比在 12 ~ 23 范围内, 压比变化对比功的影响较小, 但对效率的影响较大; 压比在 30 ~ 35 范围内, 压比对效率的影响较小, 对比功的影响较大; 在模拟分流比范围内, 每个分流比都存在着效率和比功都较高的点, 且在分流比范围为 0.05 ~ 0.3 之间时, 这个点几乎不变 (压比 27, 效率 48.4%, 比功 665)。对 PEVGT-2 循环, 在模拟压比范围内, 分流比对效率的影响较小; 效率最高点出现在分流比为 0.1 时; 在相同压比下, 随着分流比的增加, 效率先上升后下降。

表 3 列出了各循环对应各自效率最高点的参数和性能。由表 3 可见, PEVGT-1 循环最高效率为 48.7%, 对应比功 $646.9 \text{ kW}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ (空气), 最佳压比为 32.2 都略高于 STIG 循环, 对应的分流比为 0.05; PEVGT-2 循环最高效率 51.4%, 对应比功 $483.4 \text{ kW}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ (空气), 最佳压比为 10 左右, 也都略高于 HAT 循环, 对应分流比为 0.1。

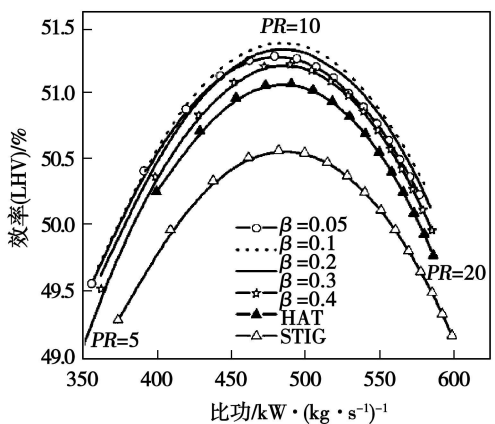
综上所述, PEVGT-2 最佳压比较低 (10 左右), 最高效率可高达 51.4%, 是 4 个循环中效率最高的循环; PEVGT-1 循环最高效率 48.7%, 比功较高, 最佳压比较高 (32.2); 两种 PEVGT 循环的效率最高点都在分流比较小, 即在 0% ~ 20% 范围内。



(a) 4种循环热力性能总图

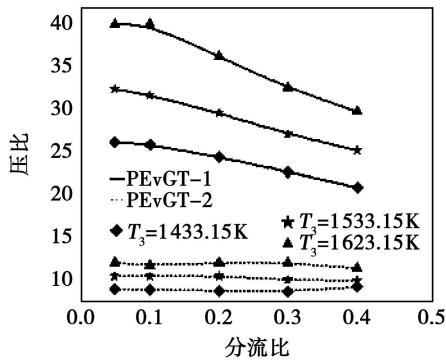


(b) PEVGT-1 循环放大图

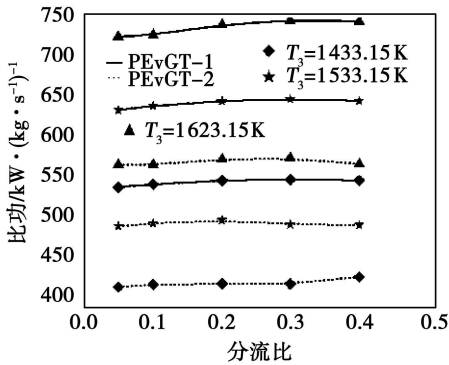


(c) PEVGT-2 循环放大图

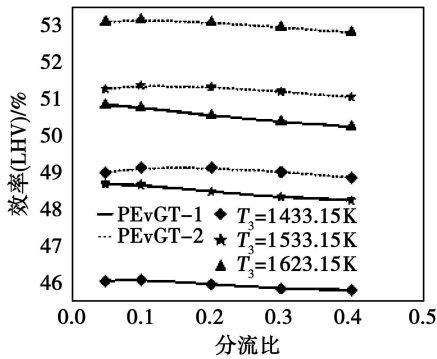
图 2 循环效率和比功随压比变化趋势



(a) 分流比和透平初温对最佳压比的影响



(b) 分流比和透平初温对比功的影响



(c) 分流比和透平初温对效率的影响

图 3 两种 PEvGT 循环在最高效率点参数分析

表 3 3种循环效率最高点优化结果

	PEvGT-1	PEvGT-2	HAT	STIG
压比	32.2	10.0	9.0	29.0
分流比	0.05	0.1	—	—
效率 (LHV) %	48.7	51.4	50.6	48.0
比功 / kW · (kg · s ⁻¹) ⁻¹ (空气)	646.9	483.4	480.8	642.6
蒸汽产量 / kg · kg ⁻¹ (燃料)	5.6	5.3	—	7.9
后冷器水流量 / kg · kg ⁻¹ (空气)	0.03	0.08	0.40	—
省煤器换热有效系数	0.9	0.9	0.9	0.9
SKI 进口水流量 / kg · kg ⁻¹ (空气)	0.18	0.28	0.88	—
湿化器出口水温 / °C	139.3	93.5	78.4	—

3.2 分流比和透平初温的影响

在透平初温分别为 1 160、1 260 和 1 350 °C 时，PEvGT-1 循环和 PEvGT-2 循环最高效率点的最佳压比和性能 (对确定的分流比) 如图 3 所示。

由图可知，随着分流比的上升，PEvGT-1 循环的最佳压比逐渐下降，PEvGT-2 循环的最佳压比几乎不变；随着透平初温的上升，PEvGT-1 循环的最佳压比逐渐上升，PEvGT-2 循环的最佳压比也有所上升但幅度较小。在透平初温相同的情况下，PEvGT-1 循环的比功明显高于 PEvGT-2 循环，但效率却比 PEvGT-2 循环低很多；随着分流比的增加，两种 PEvGT 循环效率最高点的比功都略呈上升趋势，效率都有下降趋势，但分流比对两种 PEvGT 循环的最高效率点的效率和比功影响都较小。随着透平初温的升高，两种 PEvGT 循环效率最高点的比功和效率都逐渐上升，且上升幅度都较大。

3.3 热电联供性能分析

与 STIG 循环一样，PEvGT 循环可把余热锅炉产生的蒸汽部分或全部用于供热，通过控制回注蒸汽量，可满足不同的热电负荷需求。

图 4 是在最佳压比下，STIG 循环和 PEvGT 循环在不同供汽比例情况下的热、电效率和热电联供总效率。需说明，供热所用蒸汽从蒸发器出口抽取，取蒸发器出口蒸汽与进入系统水的焓差为供热量。

从图 4 可以看出，在纯发电时，PEvGT-2 循环的电效率最高，比 STIG 循环高 3.4 个百分点，比 PEvGT-1 循环高 2.7 个百分点。随着供热蒸汽比例的增加，PEvGT 循环和 STIG 循环电效率都逐渐下降，但 PEvGT-2 循环的电效率下降趋势较为缓慢。当蒸汽全部用于供热时，PEvGT-2 循环电效率仍然高达 45.9%，与纯发电时相比，效率仅下降 5.5 个百分点；而 PEvGT-1 循环电效率为 35.4%，比最高电效率下降 13.3 个百分点；STIG 循环电效率为 33.9%，比最高效率下降 14.1 个百分点。

当蒸汽全部用于供热时，PEvGT-1、PEvGT-2 循环总效率比 STIG 循环分别低 5.9 和 11.4 个百分点，但电效率分别比 STIG 循环高 1.5 和 12.0 个百分点。从热电比看，在蒸汽输出比相同时，PEvGT-2 循环热电比最小，STIG 循环最大，PEvGT-1 循环居中。

4 结 论

(1) 混流位置对 PEvGT 循环的热力性能有重

要影响。纯发电时,在回热器前混流时(PEVGT-2 循环)其热力性能与 HAT 循环类似,在回热器后混流时(PEVGT-1 循环)与 STIG 循环类似。对应各自的效率最高点,PEVGT-2 效率最高,PEVGT-1 比功最大,PEVGT-2 和 PEVGT-1 的效率和比功分别大于 HAT 和 STIG。

(2) 纯发电时,两种 PEVGT 的效率最高点对应的分流比在 0% ~ 20% 之间,循环效率和比功对分流比变化不敏感,循环效率、比功和最佳压比随透平初温的升高而上升;

(3) 热电联供时,与 STIG 相比,两种 PEVGT 具有相似的热电调节灵活性但发电效率较高。在相同的蒸汽输出比下,PEVGT-2 热电比较小,STIG 热电比较大,PEVGT-1 居中。

参考文献:

- [1] 蔡睿贤, 张 娜. 关于分布式能源系统的思考[J]. 科技导报, 2005 23(9): 7-8
- [2] KOUSUJAKE NISHIDA TOSHIMI TAKGI SHINCHIK NOSHITA Performance analysis of regenerative steam injection gas turbine(RSTIG) systems[R]. ASME Paper GT2003-38823 2003.
- [3] MICHAEL BARTLETT. D evelo ping humidified gas turbine cycles [R]. Stockholm Sweden Royal Institute of Technology 2002.
- [4] WESTERMARK M Method and device for generation of mechanical work and if desired heat in an evaporative gas turbine process International patent application no [R]. PCT/SE96/00936 1996
- [5] JONSSON M Advanced power cycles with mixtures as the working fluid Doctoral Thesis [R]. Department of Chemical Engineering and Technology Royal Institute of Technology Sweden 2003.
- [6] NIKLAS D AGREN WESTERMARK MATS O J Design study of part flow evaporative gas turbine cycles Performance and Equipment Sizing Part 2 Industrial Conf [R]. ASME Paper 2001-GT-0113 2001
- [7] MARIA JONSSON JINYUE YAN Exergy analysis of part flow evaporative gas turbine cycles - part 1 introduction and method [R]. ASME Paper GT2002-30125 2002
- [8] MARIA JONSSON JINYUE YAN Exergy analysis of part flow evaporative gas turbine cycles - part 1 introduction and method [R]. ASME Paper GT2002-30126 2002
- [9] MARIA JONSSON JINYUE YAN Economic assessment of evaporative gas turbine cycles with optimized part flow humidification systems [R]. ASME Paper GT2003-38009 2003.
- [10] MICHAEL A BARTLETT MATSQ WRSTERMARK A study of humidified gas turbines for short-term realization in mid-sized power generation- part 1 Nonintercooled cycle analysis [J]. Journal of Engineering for GAS Turbines and Power 2005 127(1): 91-99.
- [11] MORTAZA YARI Thermoeconomic optimization of the part-flow evaporative gas turbine cycles [R]. ASME Paper GT2008-51144 2008
- [12] RYDSIRAND MAGNUS C WESTERMARK MATS Q MICHAEL A Bartlett An analysis of the efficiency and economy of humidified gas turbines in the district heating applications [J]. Energy 2004 29 1945-1961
- [13] KAYS W M LONDON A L Compact heat exchangers [M]. Third Edition New York McGraw-Hill Book Company 1984
- [14] PRO/PATH Version 3.0.4 Copyright 1997-2007 [Z]. Process Systems Enterprise Ltd
- [15] WAN KUIFANG XIAO YUNHAN ZHANG SHIJE Performance of humid air turbine (HAT) with below ambient pressure exhaust [R]. Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007

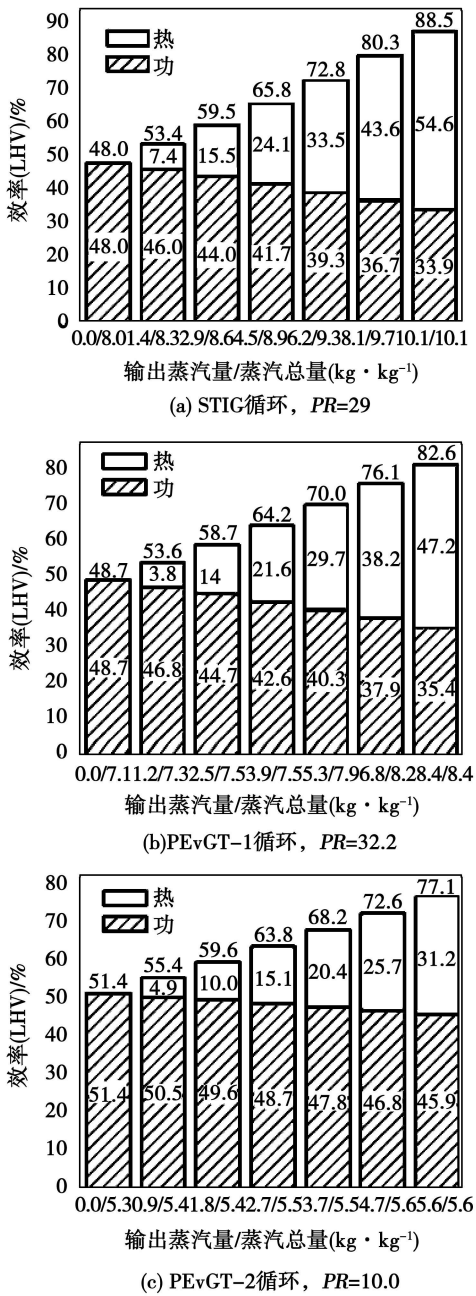


图 4 热电联产系统效率

WANG BQ, ZHANG SHIJE, XIAO YUNHAN. Steady-state off-design performance of humid air turbine cycle. Proceedings of

GT2007 ASME Turbo Expo 2007 Power for Land, Sea, and Air [R]. ASME Paper GT2007-27350, 2007.

新技术、新工艺

Trent60燃气轮机设计研制的历程

据《Gas Turbine World》2009年5-6月号报道,工业用Trent60燃气轮机是由飞行时间已超过1400万小时的RB211系列航空涡轮风扇发动机,尤其是Trent800派生得到的。该型机工业设计于1998年第一次投入使用,用于基本负荷和峰值负荷电力生产。

最初的型号装有DLE(干式低排放)燃烧系统。喷水(WIE-湿式低排放)方案是于2005年针对双燃料(气体/液体)运行并满足严格的排放规则而确定的。

这些机组中的第一台于2007年投入使用。同年,第一台Trent60投入使用,用于天然气管线压缩机站的机械驱动。

于2008年推出,IS(入口喷雾内冷)系统既用于DLE也用于WIE变型。它在环境温度超过7℃时也能保持发出正常的输出功率。

该燃气轮机的设计特点是具有3个独立的压气机-涡轮转子部分(三转子发动机);高压部分和中压部分,它们以自己理想的速度自由运行,以便达到最佳的发动机效率;低压转子,它作为主动力涡轮起作用,额定转速为3400 r/min并具有连续的70%~105%速度能力,除了驱动低压压气机以外,该转子的轴也连接到被驱动的设备。

预期燃烧温度类似于也是从Trent800派生得到的1243℃级的MT30型船舶燃气轮机。从冷态启动和热态重新启动的快速启动时间少于10 min并且可以利用仅仅230 kW的电动机启动整个动力轮系。

Trent60被设计成在发动机大修间隔期内至少可进行4500次启动。

设计特性

压气机:三轴轴流式,低压2级、中压8级、高压6级,4级可转导叶。

燃烧室(DLE):管-环式,8个火焰筒,天然气燃料。

燃烧室(WIE):环形,24个喷嘴,2个点火器;燃料:天然气/液体/双燃料。

涡轮:三轴轴流式,低压5级、中压1级、高压1级,静叶和动叶均采用空气冷却。

ISO条件下基本负荷性能

DLE	50 Hz	60 Hz
毛电功率	51 504 kW	51 685 kW
毛热耗率	8 550 kJ/(kW·h)	8 586 kJ/(kW·h)
压比	33.0:1	34.0:1
排气流量	151.7 kg/s	154.6 kg/s
排气温度	444℃	440℃
WIE DLE (喷水)	50 Hz	60 Hz
毛电功率	64 000 kW	64 000 kW
毛热耗率	8 755 kJ/(kW·h)	8 677 kJ/(kW·h)
压比	38.5:1	37.9:1
排气流量	172.2 kg/s	168.5 kg/s
排气温度	408℃	409℃

机械驱动

轴功率	52 532 kW
轴热耗率	8 399 kJ/(kW·h)
设计速度(100%)	3 400 r/min
运行范围	105%~70%速度

(吉桂明 摘译)

range of 4%. In the operation range of the hybrid power system, the catalytic combustor can always maintain a high fuel conversion rate, being invariably over 99% when the inlet temperature is higher than 770 K. The change of the inlet flow speed and fuel concentration has no conspicuous influence on the fuel conversion rate. It is feasible to use the catalytic combustor for the hybrid power systems. Key words: catalytic combustor; catalytic combustion; integral honeycomb carrier; hybrid power system; combustion conversion rate

PEVGT 循环参数优化及热力性能分析 = Parameter Optimization and Thermodynamic Performance Analysis of a Part Flow Evaporative Gas Turbine (PEVGT) Cycle [刊, 汉] / WANG Jing, ZHANG Shi-je, XIAO Yun-han (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(2). — 155 ~ 160

Part flow evaporative gas turbine (PEVGT) cycle is the combination of a humid air turbine (HAT) cycle and a steam-injected gas turbine (STIG) one. It not only enjoys a relatively high power generation efficiency, but also can provide steam to outside users. In the meantime, it can accomplish a flexible regulation of the heating/power ratio and possess latent potentialities for application in the domain needing a supply of both heat and power. In addition to conducting a parameter optimization of two types of PEVGT cycle in different configurations, the authors have also analyzed their thermodynamic performance and combined heat and power supply cogeneration characteristics. It has been found that during a pure power generation operation, the humidified air ratios corresponding to the maximal efficiency points of the two types of cycle are between 0% and 20%. When the non-humidified air is mixed with the humidified air and steam before the recuperator (PEVGT₂ cycle), the optimum pressure ratio of both PEVGT₂ cycle and HAT one is around 10. The maximal efficiency of the PEVGT₂ cycle (51.4%) is 0.8 and 3 percentage points higher than that of the HAT cycle and the STIG one respectively. Following a mixing of the humidified air with the steam before the recuperator, when the mixture of the humidified air and steam is blended with the non-humidified air after the recuperator (PEVGT₁ cycle), the optimum pressure ratio of the PEVGT₁ cycle is comparatively high and its maximal efficiency corresponds with that of the STIG cycle. During a heat and power cogeneration operation, two types of PEVGT cycle enjoy a heat and power load flexibility similar to that of the STIG cycle and when the steam output proportions of both PEVGT₁ and PEVGT₂ cycle are kept identical, their power generation efficiencies will be 0.7% ~ 1.5% and 3.4 ~ 12 percentage points respectively higher than that of the STIG cycle. Key words: part flow evaporative gas turbine (PEVGT) cycle; humid air turbine (HAT) cycle; steam-injected gas turbine (STIG) cycle; parameter optimization; heat and power cogeneration

燃气轮机化学回热循环热力学过程分析 = An Analysis of the Thermodynamic Process of a Gas Turbine-based Chemical Recuperative Cycle [刊, 汉] / TAN Zhi-yong, ZHENG Hong-tao (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), HAN Qiang, LI Qi (CSC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 161 ~ 165

The chemical recuperative cycle represents an advanced gas turbine-based one. To systematically study its thermodynamic performance, established was an entropy-temperature diagram for the above cycle based on a thermodynamic analysis of the cyclic process, and defined was a relative growth rate of the heating value of the fuel. Moreover, a mathematical expression for the thermal efficiency of the cycle was derived along with an analysis and calculation of the cyclic performance. It has been found that the chemical recuperative cycle features a relatively high efficiency and its maximal value can be over 55%. The optimum pressure ratio of the cycle in question depends on