

文章编号: 1000-8055(2013)02-0356-09

简单循环与回热循环燃气轮机变工况特性

左志涛¹, 孙志刚¹, 朱阳历¹, 陈海生^{1,2}, 谭春青^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 鄂尔多斯市东胜区大规模储能技术研究所, 内蒙古鄂尔多斯 017000)

摘 要: 针对某简单循环燃气轮机和回热循环燃气轮机建立了性能计算数学模型, 并以 Newton-Raphson 法进行求解, 对各自的变工况性能进行计算、分析及对比。研究表明: 在工作参数相同的情况下, 简单循环燃气轮机做功能力强于回热循环燃气轮机, 但是前者的效率远远低于后者; 涡轮进口温度自设计点降低时, 回热循环燃气轮机效率降低幅度更大。对于简单循环、回热循环燃气轮机, 环境温度降低使燃气轮机的输出功率和效率增加, 但压气机喘振裕度降低; 环境压力升高有助于提高燃气轮机的做功能力, 使经济性以及稳定性更好。这些研究结果可以为航机陆改燃气轮机的变工况运行提供有益的参考。

关键词: 简单循环; 回热循环; 燃气轮机; 变工况; 效率; 喘振裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Performance of simple/recuperation cycle gas turbines under variable conditions

ZUO Zhi-tao¹, SUN Zhi-gang¹, ZHU Yang-li¹,
CHEN Hai-sheng^{1,2}, TAN Chun-qing^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Institute of Large-scale Energy Storage Technology,

Dongsheng District, Ordos Inner Mongolia, 017000, China)

Abstract: Off-design performance of simple and recuperation cycles was studied with calculation, analysis and comparison by means of gas turbine modelling technique and the models were solved by Newton-Raphson method. Main conclusions are as follows. Under the same operating parameters, the simple cycle gas turbine can provide more power output than the recuperation cycle one, while the latter is more efficient than the former. The efficiency of the recuperation cycle decreases faster than the counterpart as the turbine inlet temperatures decrease. For both cycles, the power outputs and efficiencies of gas turbines increase, but the compressor surge margins decrease with the drop of ambient temperature. The power outputs, efficiencies and compressor surge margins of gas turbines increase with the rise of ambient pressure. The above conclusions can provide good references for the off-design operation of aero-engine derived land-borne turbine generators.

收稿日期: 2012-03-13

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130131.0829.201302.356_016.html

基金项目: 国家高技术研究发展计划(2007AA050502); 国家自然科学基金(50906079)

作者简介: 左志涛(1985-), 男, 甘肃庆阳人, 助理研究员, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学及燃气轮机性能仿真研究。

通讯作者: 谭春青(1963-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 研究员, 博士, 主要从事叶轮机械(燃气轮机/航空发动机/通用流体机械)应用研究和先进大规模储能技术研发工作。E-mail: tan@iet.cn

Key words: simple cycle; recuperation cycle; gas turbine; variable condition; efficiency; surge margin

工业燃气轮机是指除航空燃气轮机之外的所有燃气轮机动力设备,它广泛应用于发电、舰船动力、工业设备驱动等领域^[1].在工业燃气轮机的研发中,出于高功率要求以及节省研发成本的考虑,大多由经过多年发展技术与设备已十分成熟的航空发动机经降参数改型而来^[1-2].直接改型得到的简单循环燃气轮机设计点的效率只有不到 20%,而加装回热器后同样参数的燃气轮机设计点效率可提高至 30%^[1],由此看来采用回热循环是提高工业燃气轮机性能的重要手段.同时,功率需求、燃气轮机所处环境条件以及部件性能的变化都会导致其运行在非设计状态,有必要对其变工况特性进行详细研究.在偏离设计点工况下简单循环与回热循环燃气轮机的性能如何尚未见文献报道,因此本文以某地面发电用微型燃气轮机为原型,对比研究其简单循环与回热循环的变工况性能.

1 研究对象和研究方法

1.1 研究对象

1.1.1 简单循环燃气轮机

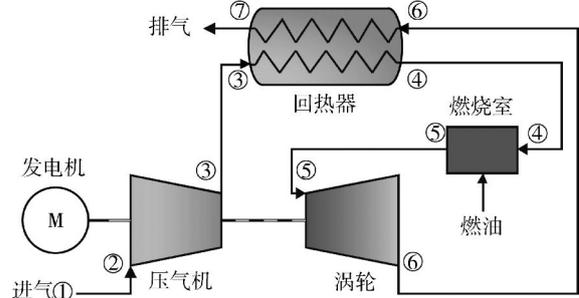
简单循环燃气轮机以图 1 所示的回热循环燃气轮机为原型,通过去掉其回热器而同时维持其他关键部件特性和关键设计参数(物理转速 n_{phy} 及涡轮进口截面总温 T_5^*)不变,使之成为简单循环燃气轮机,进行变工况性能考察.保持关键设计参数与回热循环燃气轮机相同有利于 2 种不同循环形式进行对比分析.

1.1.2 回热循环燃气轮机

研究对象为某回热循环微型燃气轮机.其结构示意图如图 1 所示:空气由进气道进入单级离心压气机压缩,随后进入回热器吸收部分排气热量,提高温度后进入燃烧室与燃油混合燃烧,产生的高温燃气进入单级向心涡轮做功,涡轮输出功率除带动压气机工作以外,还经由齿轮箱变速调节后带动发电机产生电能,最后涡轮出口的低温燃气经回热器回收部分余热后排向大气.

该型燃气轮机在 ISO 标况 ($p_0 = 101\ 325\ \text{Pa}$, $T_0 = 288.15\ \text{K}$) 及设计转速下,涡轮进口温度为 $1\ 198\ \text{K}$,输出功率约 $250\ \text{kW}$.

本文研究中以图 1 所示编号区分各计算截面参数.



① 进气道进口; ② 进气道出口、压气机进口; ③ 压气机出口、回热器冷侧进口(忽略两者之间流动导致的压力损失); ④ 回热器冷侧出口、燃烧室进口; ⑤ 燃烧室出口、涡轮进口; ⑥ 涡轮出口、回热器热侧进口; ⑦ 回热器热侧出口

图 1 某微型燃气轮机结构示意图

Fig. 1 Micro gas turbine with recuperation cycle

1.2 研究方法

本文建立基于关键部件特性的燃气轮机数值仿真模型^[3-7],构建非线性控制方程组,进行燃气轮机性能求解(具体方法如 2 节所述).具体研究方法及流程如图 2 所示.本文所研究燃气轮机应用于地面发电,因此其变工况时物理转速 n_{phy} 不

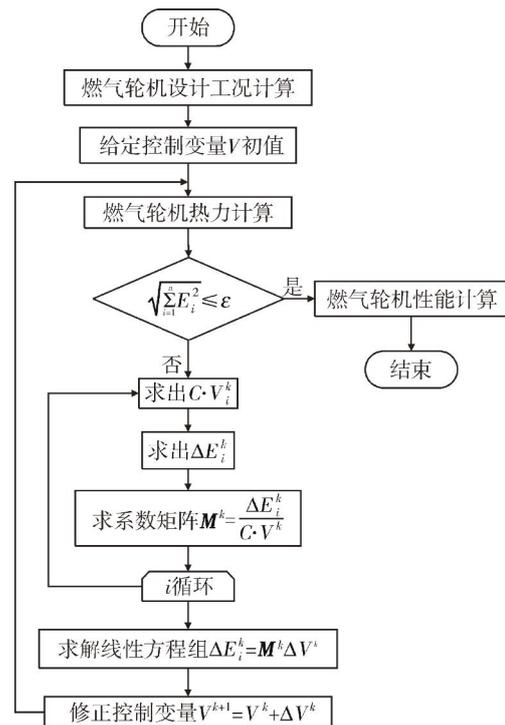


图 2 研究流程图

Fig. 2 Flow chart of the investigation

变,本文据此采取 $n_{\text{phy}} = \text{const}$ 的控制规律,通过调节燃烧室出口/涡轮进口截面总温 T_5^* 、环境温度 T_0 、环境压力 p_0 来达到变工况的目的。

2 燃气轮机建模

部件法是常用的燃气轮机性能计算方法,该方法基于部件特性进行稳态及过渡态性能计算,因此部件性能的计算精度便决定着整机性能计算的精度^[8-9]。本节建立燃气轮机关键部件性能计算方法,包括压气机、燃烧室、涡轮和回热器。

2.1 进气道数学模型

本文燃气轮机变工况计算中空气流量变化不大,因此进气道选用定总压恢复系数模型,总压恢复系数 σ 取值 0.97,则进气道出口/压气机进口截面总压 p_2^* 为

$$p_2^* = \sigma p_1^* \quad (1)$$

式中 p_1^* 为进气道进口总压。

2.2 压气机数学模型

压气机特性利用 NUMECA 软件计算获得,计算网格采用 AutoGrid 模块生成,网格在周向、径向、轴向均满足多重网格要求,计算采用 NUMECA 求解器 FINE/Turbo 模块,利用 Jameson 有限体积方法和 Spalart-Allmaras 湍流模型求解三维雷诺平均 N-S 方程,时间项处理采用 4 阶 Runge-Kutta 法,动静交接面处理采用周向平均的混合平面法。

通过详细数值模拟获得的压气机特性图如图 3 所示,图中横坐标为相对空气折合质量流量 $\bar{m}_{a,\text{cor}}$:

$$\bar{m}_{a,\text{cor}} = \frac{\dot{m}_a (p_2^* / 101325)}{\dot{m}_{a,d} \sqrt{T_2^* / 288.15}} \quad (2)$$

式中 \dot{m}_a 为压气机实际质量流量; p_2^* 为压气机进口总压; T_2^* 为进气道出口/压气机进口总温; $\dot{m}_{a,d}$ 为压气机设计质量流量。

为了减小传统部件特性图插值时的误差,引入新的变量 β ^[10] 对等转速曲线进行离散,得到适合数值计算用的部件特性数据列表。 β 线如图 3 中的放射状实线组所示。由此,压气机总压比 π^* 、绝热效率 η 以及相对空气折合质量流量 $\bar{m}_{a,\text{cor}}$ 分别表述为式(3)~式(5)的形式:

$$\pi^* = f_1(n_{\text{cor}}, \beta) \quad (3)$$

$$\eta = f_2(n_{\text{cor}}, \beta) \quad (4)$$

$$\bar{m}_{a,\text{cor}} = f_3(n_{\text{cor}}, \beta) \quad (5)$$

式中 n_{cor} 为转子折合转速。

压气机消耗功率及其出口总温、总压由变比热容热力过程计算得到^[11]。

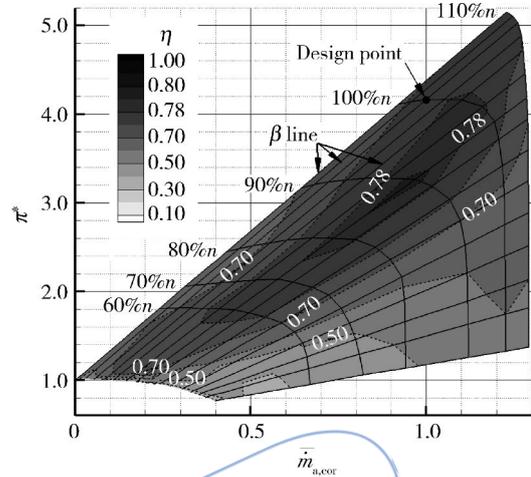


图 3 压气机特性图

Fig. 3 Compressor characteristics

2.3 燃烧室数学模型

燃烧室计算的主要内容包括进出口工质热力性质以及变工况情况下燃烧效率和总压恢复系数的确定,燃烧室内油气比 f 可表示为^[12]

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{\int_0^{T_5} \frac{1}{1+f} (c_p + f c_{pf}) dT - h_4}{H_f \eta_b - \int_0^{T_5} \frac{1}{1+f} (c_p + f c_{pf}) dT} \quad (6)$$

式中 \dot{m}_f 表示燃油质量流量; \dot{m}_a 为进入燃烧室的空气质量流量; h_4 为燃烧室进口处空气比焓; h_5 为燃烧室出口燃气比焓; H_f 为燃油低热值; η_b 为燃烧效率,是 f 的函数; c_p 为空气比定压热容,变比热容计算中是温度的函数; c_{pf} 为纯燃气的比定压热容,变比热容计算中亦是温度的函数。

由式(6)可知,当燃烧室出口/涡轮进口截面总温 T_5^* 确定时,可迭代求解出油气比,从而求出燃油量和燃烧室出口燃气质量流量。

燃烧室总压恢复系数 σ_{comb} 可表述为流动总压恢复系数 σ_f 和热阻总压恢复系数 σ_b 的乘积:

$$\sigma_{\text{comb}} = \sigma_f \cdot \sigma_b = (1 - K \lambda_{in}^2) \cdot \sigma_b \quad (7)$$

式中 K 为与设计点总压恢复系数相关的常数, λ_{in} 为燃烧室进口速度系数,热阻总压恢复系数 σ_b 可查图得到^[13]。

2.4 涡轮数学模型

同压气机一样,通过三维 CFD 方法获取涡轮的特性曲线,如图 4 所示,图中 $\bar{m}_{g,\text{cor}}$ 为燃气相对折合质量流量, π^* 为涡轮膨胀比, η 为绝热效率。

对于所有等转速曲线,涡轮膨胀比的取值范

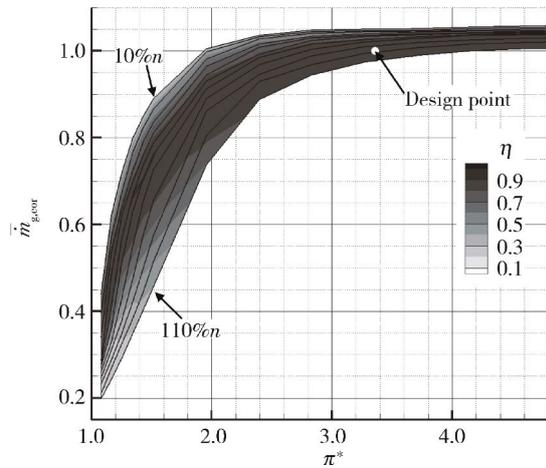


图 4 涡轮特性图

Fig. 4 Turbine characteristics

围一致,因此图 4 中的 β 线即可选用等膨胀比线,这样在生成 β 值数据列表时可减小数值误差. 涡轮出口气体参数的计算方法与压气机类似,即借助变比热容等熵过程计算方法和等熵效率的定义,来获取涡轮出口气体参数及涡轮输出功率^[11].

2.5 回热器数学模型

本研究中给定空气侧、燃气侧的换热面积 A_a , A_g , 总压恢复系数 α_a , α_g 及表面传热系数 $\alpha_{a,s}$, $\alpha_{g,s}$, 并认为在变工况过程中总压恢复系数和表面传热系数保持恒定. 一般而言,换热器壁面导热面积热阻比冷热侧换热面积热阻小 2 个数量级^[14],因此本文计算中不计壁面导热面积热阻,只考虑后者.

当任意一侧进、出口温度确定时,工质能量的变化与通过壁面的传热量相等,对空气侧、燃气侧有^[14]

$$\dot{m}_a c_{pa} (T_4 - T_3) = \alpha_a A_a \left(T_w - \frac{T_3 + T_4}{2} \right) \quad (8)$$

$$\dot{m}_g c_{pg} (T_6 - T_7) = \alpha_g A_g \left(T_w - \frac{T_6 + T_7}{2} \right) \quad (9)$$

式中 \dot{m}_a 为空气质量流量, c_{pa} 为空气比定压热容, T_3, T_4 分别为空气侧进出口温度, T_w 为壁面温度, \dot{m}_g 为燃气质量流量, c_{pg} 为燃气平均比定压热容, T_6, T_7 分别为燃气侧进出口温度.

显然,由式(8)、式(9)即可求出 T_w 及 T_7 . 两侧换热量相等(式 10)作为控制方程之一,用以对燃气轮机状态进行求解.

$$\dot{m}_a c_{pa} (T_4 - T_3) = \dot{m}_g c_{pg} (T_6 - T_7) \quad (10)$$

2.6 控制方程组和求解方法

燃气轮机稳态性能求解过程实际上是各关键部件的匹配过程^[7],带回热的燃气轮机需满足 4 个平衡条件:①进出每个截面的流量相等;②涡轮输出功率等于压气机消耗功率及机械输出功率之和;③压气机物理转速与涡轮物理转速相等;④回热器两侧换热量相等. 而简单燃气轮机循环不存在回热器两侧换热量匹配的问题,因此简单燃气轮机在求解稳态性能时只须满足以上平衡条件:①,②,③. 回热循环及简单循环燃气轮机求解变量及控制方程组分别如表 1、表 2 所示. 由于压气机、燃烧室及涡轮特性对 β 值呈现非线性特性,因此燃烧室出口/涡轮进口截面总温 T_5^* 、环境温度 T_0 及环境压力 p_0 变化时,表 1、表 2 中的控制方程表现出非线性的特征.

表 1 回热循环燃气轮机稳态性能求解变量及控制方程

Table 1 Variables and error equations of gas turbine with recuperation cycle

变量	控制方程
压气机特性图中的 β 值	功率相等: $P_t \eta_m = P_c + P_m$
回热器空气侧出口温度 T_4^*	燃烧室出口质量流量和涡轮进口质量流量相等: $\dot{m}_{g,comb} = \dot{m}_{g,t}$
涡轮进口温度 T_5^*	回热器空气、燃气侧换热量相等: $Q_a = Q_g$
涡轮特性图中的 β 值	回热器燃气侧出口计算压力与实际压力相等: $p_{exit}^* = p_r^*$

表 2 简单循环燃气轮机稳态性能求解变量及控制方程

Table 2 Variables and error equations of gas turbine with simple cycle

变量	控制方程
压气机特性图中的 β 值	功率相等: $P_t \eta_m = P_c + P_m$
涡轮进口温度 T_5^*	燃烧室出口质量流量和涡轮进口质量流量相等: $\dot{m}_{g,comb} = \dot{m}_{g,t}$
涡轮特性图中的 β 值	回热器燃气侧出口计算压力与实际压力相等: $p_{exit}^* = p_r^*$

本文中采取计算收敛性、稳定性良好的 Newton-Raphson 法^[15]求解燃气轮机非线性控制方程组。

2.7 计算方法验证

图5、图6分别为功率特性、效率特性的实验值和计算结果的对比。图中还标出了实验测量结果的误差范围,功率误差为 ± 15 kW,效率误差为 $\pm 2\%$ 。

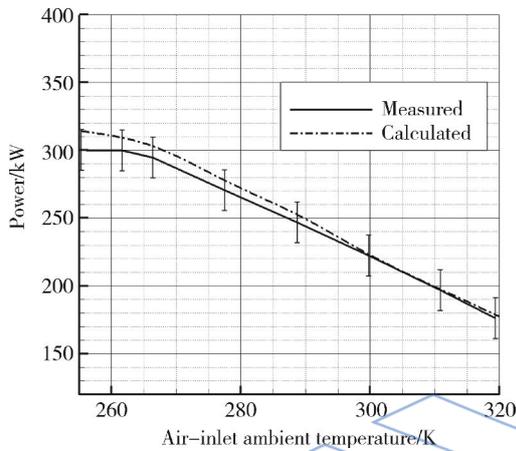


图5 燃气轮机功率特性

Fig. 5 Power output of gas turbine with recuperation cycle

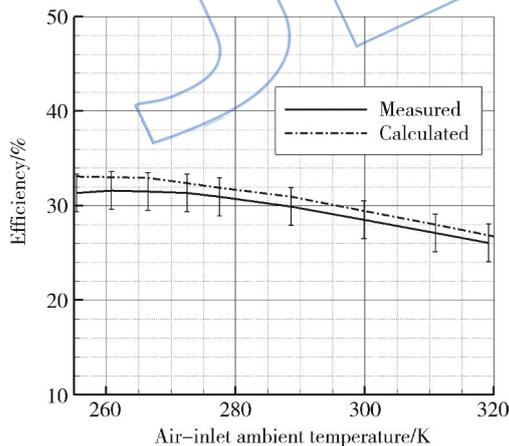


图6 燃气轮机效率特性

Fig. 6 Efficiency of gas turbine with recuperation cycle

由图5、图6实际测量值与计算值的对比可知:燃气轮机入口温度较低时(255 K),计算值与实际测量值的误差较大;随着入口温度的升高,两者误差逐渐减小;但在整个实际测量温度范围内,功率与效率计算值和实际测量值的差别均小于实验的测量误差。因此,本文所建立的燃气轮机模

型、数学求解方法以及由此编写的计算程序具有很高的精度,能够满足本文研究需要。

3 变工况特性分析

燃气轮机正常工作状态为设计工况,即在保证寿命和运行安全的前提下所能达到的最大做功能力及最高效率工况,因此针对所带负荷而言的“变工况”通常指通过降低涡轮进口总温从而降低输出功率。燃气轮机的性能又与环境条件息息相关,因此季节和纬度的变化导致环境温度、压力变化,从而使燃气轮机偏离设计工况点。

本文中以燃气轮机转子物理转速不变为控制规律,分别考察 T_5^* 由设计点降低、环境温度 T_0 及环境压力 p_0 变化(对应于海拔高度 0~2000 m)时的燃气轮机做功能力、经济性以及运行稳定性,计算得到了变工况时燃气轮机的输出功率、效率以及压气机喘振裕度的变化情况。计算得到的参数以设计工况相应参数为参考进行无量纲处理。数值仿真结果和分析如下。

3.1 燃烧室出口/涡轮进口截面总温 T_5^* 变化

本节考察 T_5^* 自设计点总温 1198 K 减小到 965 K 过程中燃气轮机性能的变化情况。图7~图10中实心数据标识代表设计点相应参数。

3.1.1 对功率的影响

图7给出了 T_5^* 变化时(965~1198 K)回热循环(recuperation cycle,图中以“RC”表示)及简单循环(simple cycle,图中以“SC”表示)燃气轮机相对输出功率 \bar{P}_m 、压气机相对消耗功率 \bar{P}_c 以及涡轮相对输出功率 \bar{P}_t 的变化曲线,各参数值相对

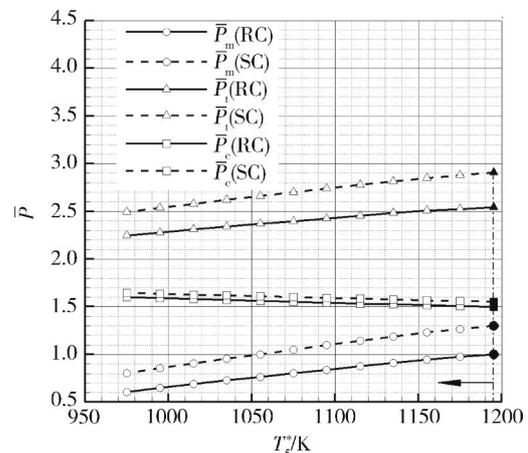


图7 相对输出功率随涡轮进口总温变化曲线

Fig. 7 Effect of turbine inlet temperature on relative power

于回热循环燃气轮机设计工况下的参数以相对量的形式给出。

从图 7 中可以看出,在 T_5^* 相同情况下,简单循环燃气轮机的输出功率明显高于回热循环,其原因在于压缩空气和尾气分别流经回热器冷、热侧时损失了部分总压,使得涡轮膨胀比降低、输出功率降低。

在 T_5^* 相同情况下,简单循环压气机的消耗功率略高于回热循环,这是前者的压缩空气流量大于后者所导致的,具体分析如下所述.式(11)为简单循环与回热循环涡轮折合流量之比.回热循环涡轮膨胀比相对较低,因此有 $\dot{m}_{g,cor,sc}$ 大于 $\dot{m}_{g,cor,rc}$,根据已知条件,还有 $T_{5,sc}^*$ 等于 $T_{5,rc}^*$,经整理,即可得到式(12)所示的不等式.显然 $p_{5,sc}^*$ 大于 $p_{5,rc}^*$,那么即有质量流量 $\dot{m}_{g,sc}$ 大于 $\dot{m}_{g,rc}$.在压气机压比基本相等的情况下,简单循环压气机消耗功率高于回热循环。

在下文对 T_0, p_0 变化的研究中,涡轮、压气机也遵循以上的特点。

$$\frac{\dot{m}_{g,cor,sc}}{\dot{m}_{g,cor,rc}} = \frac{\dot{m}_{g,sc} \frac{p_{5,d}^*}{p_{5,sc}^*} \sqrt{\frac{T_{5,sc}^*}{T_{5,d}^*}}}{\dot{m}_{g,rc} \frac{p_{5,d}^*}{p_{5,rc}^*} \sqrt{\frac{T_{5,rc}^*}{T_{5,d}^*}}} \quad (11)$$

$$\frac{\dot{m}_{g,cor,sc}}{\dot{m}_{g,cor,rc}} = \frac{\dot{m}_{g,sc} p_{5,rc}^*}{\dot{m}_{g,rc} p_{5,sc}^*} > 1 \quad (12)$$

式中下标 cor 表示折合量, d 表示设计点, sc 表示简单循环, rc 表示回热循环; \dot{m}_g 表示涡轮流量; T_5^* 为涡轮进口总温; p_5^* 为涡轮进口总压。

T_5^* 的降低导致涡轮流通能力的增强,这在压气机上表现为流量增大,从压气机特性图(图 3)可知在正常工作区域压气机压比基本保持不变,因此压气机消耗功率随着 T_5^* 的降低而升高。

从涡轮功率计算式(式 13)并考虑到 T_5^* 以及涡轮流量的变化范围,可知 T_5^* 是其功率变化的决定因素,因此涡轮输出功率随着 T_5^* 的降低而减小。

$$P_t = \frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_c \dot{m}_g T_5^* \left[\left(\frac{p_5^*}{p_6^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (13)$$

涡轮输出功率随进口总温降低而减小的规律亦可从涡轮级的轮周功分析得出.由涡轮折合流量的定义可知,折合流量及涡轮进口总压不变时,流量与 T_5^* 的平方根成反比,而轮缘功与 T_5^* 成正比,因此 T_5^* 降低时涡轮功率随 T_5^* 的平方根成正比减小。

3.1.2 对效率的影响

图 8 给出了 2 种循环形式燃气轮机效率与 T_5^* 的变化规律,图 9 给出了通过回热器的单位质量空气回收热量及涡轮出口总温随 T_5^* 的变化规律。

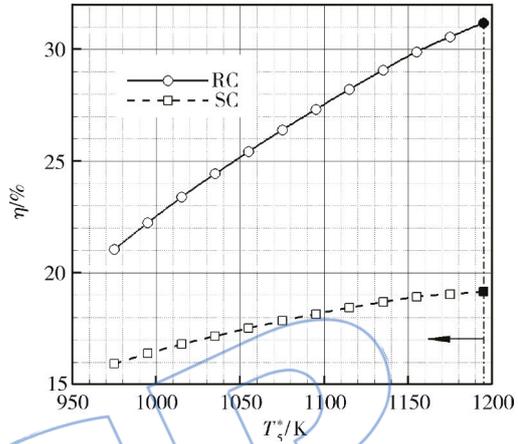


图 8 燃气轮机效率随涡轮进口总温变化曲线
Fig. 8 Effects of turbine inlet temperature on efficiency

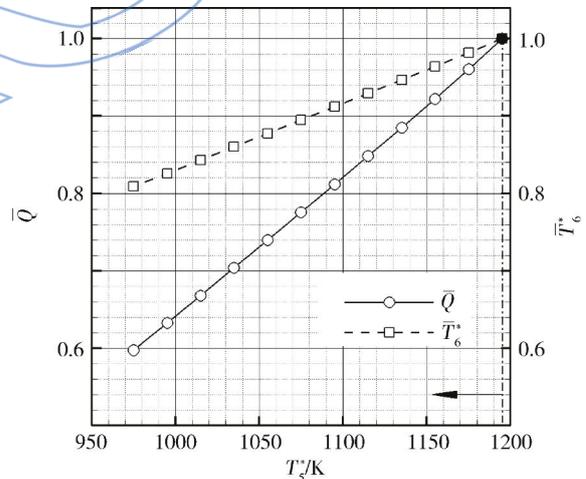


图 9 回热循环单位质量压缩空气相对回收热量及涡轮出口相对总温随涡轮进口总温变化曲线
Fig. 9 Effects of turbine inlet temperature on specific relative heat recuperation and turbine outlet relative temperature for recuperation cycle

从图 8 可以看出,简单循环与回热循环燃气轮机效率均随 T_5^* 降低而下降,这符合燃气轮机循环的一般规律.从循环形式来看,回热循环的效率明显高于简单循环.随着 T_5^* 降低,2 种形式循环燃气轮机的效率均降低,且回热循环效率降低量大于简单循环.由图 9 可见, T_5^* 自设计点降低时,涡轮出口总温随之降低,从而减小了回热器热

侧的平均换热温度,在回热器冷侧进口空气温度变化不大的情况下,降低了回热器回收尾气余热的效能,通过回热器的单位质量的空气回收热量减少,从而使得效率随 T_5^* 的降低而减小更多.

3.1.3 对压气机稳定性的影响

图 10 给出了在 T_5^* 升高时压气机喘振裕度的变化曲线.从前文分析可知, T_5^* 升高时压气机流量减小,运行工况点逼近喘振边界,导致压气机喘振裕度的降低.由于 CFD 方法捕捉压气机喘振边界的精度较低,因此本文结果中的喘振裕度数值较小,但这并不妨碍获得 T_5^* 升高对喘振裕度影响的一般规律.由前文分析可知,运行参数相同时,回热循环压气机的流量较小,亦即回热循环压气机工作工况点在同一等转速特性曲线上更靠近喘振边界,因此即有图 10 所示回热循环压气机喘振裕度小于简单循环的结果.

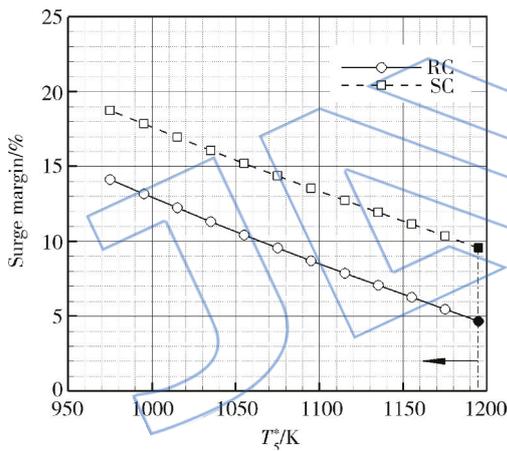


图 10 压气机喘振裕度随涡轮进口总温变化曲线
Fig. 10 Effects of turbine inlet temperature on compressor surge margin

3.2 环境温度 T_0 变化

3.2.1 对功率的影响

同图 7,图 11 给出了环境温度 T_0 变化时 2 种循环形式功率的变化曲线.随着 T_0 升高压气机折合转速降低,压气机工作点向低转速区移动,因此流量、消耗功率均降低.而流量、压比的降低对于涡轮影响更大,即涡轮输出功率随之变化程度更大.这两者综合表现为燃气轮机输出功率的降低.

3.2.2 对效率的影响

由图 12 可知,2 种循环形式燃气轮机效率均随 T_0 升高而降低,这符合环境温度对燃气轮机

影响的一般规律——温比的降低会使循环效率降低^[16].从本文的研究来看,温度从 243 K 升高到 313 K 的过程中,燃油流量减少了 22.91%,而输出功率降低了 33.37%,使得燃气轮机效率降低.

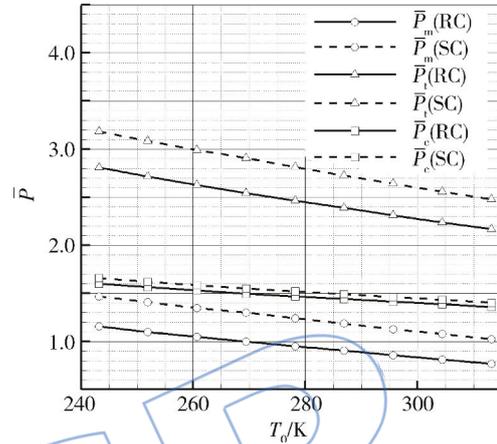


图 11 相对输出功率随环境温度变化曲线
Fig. 11 Effects of ambient temperature on relative power

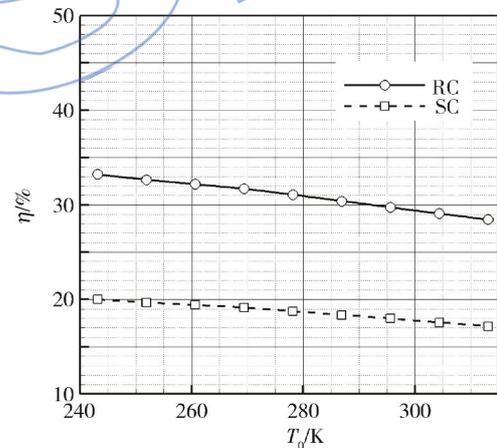


图 12 燃气轮机效率随环境温度变化曲线
Fig. 12 Effects of ambient temperature on efficiency

3.2.3 对压气机稳定性的影响

图 13 给出了在 T_0 变化范围内压气机、涡轮共同工作线在压气机特性图上的表示.从图中可以明显看出: T_0 较低时压气机折合转速更高且工况点更靠近喘振边界,这一特点对于回热循环燃气轮机尤为突出.

3.3 环境压力 p_0 变化

本文研究模拟海拔高度 0~1000 m 的大气压力(对应压力为 101325~89876 Pa)对不同循环燃气轮机性能的影响.压力值通过给定海拔高度计算得出^[17].

3.3.1 对功率的影响

图 14 给出了环境压力 p_0 变化时 2 种循环形式功率的变化曲线. 在压气机折合转速不变的情况下, 流入压气机的空气体积流量一定, 那么当 p_0 升高时, 空气密度增大, 质量流量增大, 压气机消耗功率增加. 质量流量的增加也使得涡轮输出功率增加, 如图中曲线所示.

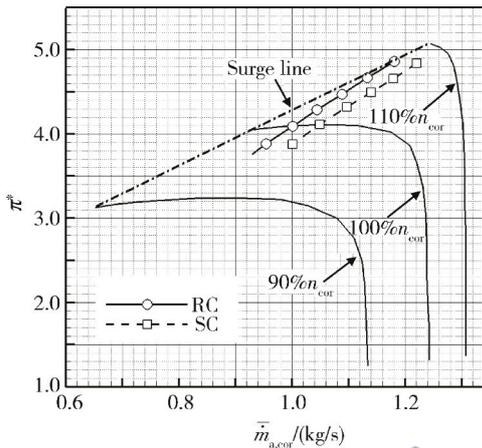


图 13 压气机、涡轮共同工作线随环境温度变化曲线
Fig. 13 Effects of ambient temperature on running line

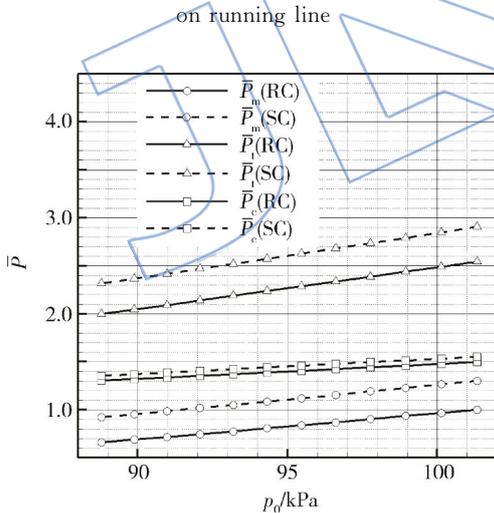


图 14 相对输出功率随环境压力变化曲线
Fig. 14 Effects of ambient pressure on relative power

3.3.2 对效率的影响

图 15 给出了燃气轮机效率随环境压力 p_0 的变化规律.

从图 15 可以看出, 随着 p_0 升高 2 种循环形式的燃气轮机效率均有所提高. 环境压力较高时, 空气密度变大, 因此在同样转速下进入燃气轮机的空气质量流量增大, 压气机工作点沿等转速特性曲线右移. 对于本文研究中的压气机, 工作点右

移过程中质量流量增加明显但压比基本维持不变 (如图 3 所示), 因此在分析中可忽略压比的微小变化对涡轮、压气机功率的影响.

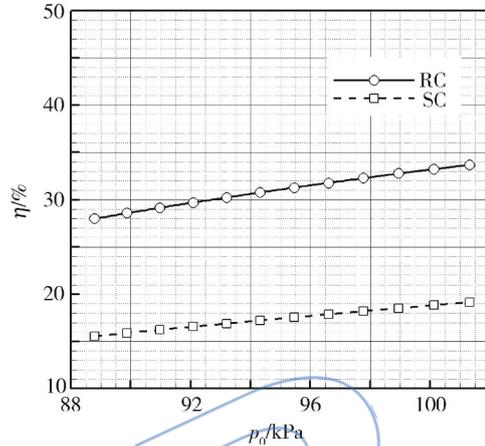


图 15 燃气轮机效率随环境压力变化曲线
Fig. 15 Effects of ambient pressure on efficiency

由涡轮的功率计算式(13)知, 增加同样质量的工质时, 由于涡轮进口温度远远高于压气机进口温度, 因此涡轮输出功率增量比压气机消耗功率增量更大. 在整机上表现为效率随环境压力升高而升高.

但是当环境压力过大时, 由压气机特性图可知, 压气机流量增加缓慢而压比降低明显, 此时由于涡轮输出功率降低更多, 可能会导致整机效率的下降.

3.3.3 对压气机稳定性的影响

图 16 给出了压气机喘振裕度随 p_0 的变化规律. 压气机折合转速不变时, 因空气密度的增大引

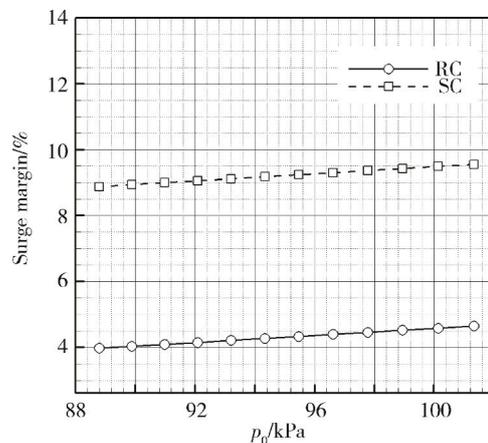


图 16 压气机喘振裕度随环境压力变化曲线
Fig. 16 Effects of ambient pressure on compressor surge margin

起质量流量增大,压气机运行工况点沿着等转速特性曲线向大流量方向移动,因此压气机喘振裕度增大。

4 结 论

本文针对某微型燃气轮机,分别研究了回热循环和简单循环燃气轮机的变工况性能,主要包括涡轮进口温度、环境温度及环境压力变化时对燃气轮机性能的影响,得到以下结论:

1) 在相同运行条件下,简单循环燃气轮机做功能力强于回热循环,且前者压气机喘振裕度高于后者,但前者效率远远低于后者。

2) 随着涡轮进口温度升高燃气轮机涡轮输出功率、机械输出功率、效率均升高,压气机消耗功率及喘振裕度下降。相比简单循环,回热循环效率随涡轮进口总温升高而提高的幅度更大。

3) 随着环境温度升高,燃气轮机涡轮输出功率、压气机消耗功率、机械输出功率、效率均降低。而环境温度降低使压气机喘振裕度减小,因此须综合考虑选择合适的工况点,使燃气轮机安全性和经济性均在合理范围之内。

4) 环境压力对燃气轮机变工况的影响主要体现在空气密度变化所导致的质量流量变化,随着环境压力升高,涡轮输出功率、压气机消耗功率、机械输出功率、效率以及压气机喘振裕度均增大。

5) 在一定范围内,涡轮输出功率、压气机消耗功率、机械输出功率、效率以及喘振裕度分别与涡轮进口总温、环境温度、环境压力呈准线性关系,因此本研究结果可用于对该型燃气轮机的变工况性能的估算。

参考文献:

- [1] Cohen H, Rogers G F C, Saravanamuttoo H I H. Gas turbine theory[M]. 4th ed. Great Britain: Longman Group Limited, 1996.
- [2] Kulikov G G, Thompson H A. Dynamic modelling of gas turbines: identification, simulation, condition monitoring and optimal control[M]. London: Springer, 2004.
- [3] Sellers J F, Daniele C J. DYNGEN: a program for calculating steady-state and transient performance of turbojet and turbofan engines[R]. NASA-TN-D-7901, 1975.
- [4] Al-Hamdan Q Z, Ebaid M S Y. Modeling and simulation of a gas turbine engine for power generation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(2): 302-311.
- [5] Seldner K, Mihalow J R, Blaha R J. Generalized simulation technique for turbojet engine system analysis[R]. NASA-TN-D-6610, 1972.
- [6] Koenig R W, Fishbach L H. GENENG: a program for calculating design and off-design performance for turbojet and turbofan engines[R]. NASA-TN-D-6552, 1972.
- [7] Fishbach L H, Koenig R W. GENENG: I a program for calculating design and off-design performance of two- and three-spool turbofans with as many as three nozzles[R]. NASA-TN-D-6553, 1972.
- [8] Sanghi V, Lakshmanan B K, Sundararajan V. Survey of advancements in jet-engine thermodynamic simulation[J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 16(5): 797-807.
- [9] Kurzke J. Gas turbine cycle design methodology: a comparison of parameter variation with numerical optimization[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 6-11.
- [10] Kurzke J. How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations[R]. ASME Paper GT-1996-164, 1996.
- [11] 范作民, 傅巽权. 热力过程计算与燃气性质表[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987.
- [12] 廉筱纯, 吴虎. 航空发动机原理[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005.
- [13] 聂加耶夫, 费多洛夫. 航空燃气涡轮发动机原理[M]. 姜树明, 译. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [14] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [15] Carnahan B, Luther H A, Wilkes J O. Applied numerical methods[M]. New York: Wiley, 1969.
- [16] 沈炳正. 燃气轮机装置[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [17] National Oceanic and Atmospheric Administration, National Aeronautics and Space Administration, United States Air Force. NOAA-S/T 76-1562 U. S. Standard atmosphere 1976[S]. Washington DC: US Government Printing Office, 1976: 1-20.