

程氏循环装置设计工况及变工况计算分析

邹积国 付正

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 本文结合工程实际介绍程氏循环装置设计工况和变工况的计算方法及有关问题,涉及简单循环燃气轮机改成程氏循环时设计点的确定以及余热锅炉的变工况计算。给出国内首套程氏循环装置性能计算实例。

关键词 程氏循环 燃气轮机 变工况 计算

一、前言

程氏循环热机在动力技术领域已受到高度重视,并迅速发展。其原因是它具有高效率、高比功和良好的部分负荷性能,尤其是具有用于热电联供中能灵活地满足热、电负荷的匹配,能用已有的燃气轮机进行改造的突出特点。目前已推出的程氏循环装置都是在已有的燃气轮机上进行改造而成。本文着重从这方面来讨论程氏循环热机设计工况和变工况的一般分析方法和应考虑的问题。

二、程氏循环设计工况计算

程氏循环设计工况计算分析包括两个方面:一是全新设计概念的热力学分析;一是在已有的燃气轮机上进行改造的热力计算。后者更具有实际意义。

程氏专利的核心内容在于循环关键参数间的匹配而获得高效率,高比功的技术,它们是涡轮入口温度TIT;压气机增压比CPR;热输入率SHIR以及朗肯循环工质与布拉东循环工质的质量之比XMIX。

1. 程氏循环装置热力循环分析

(1) 循环决定参数

循环比功可以表示为

$$W = (1 + f + \text{XMIX}) \eta_T \eta_\mu \bar{C}_{Pm} \text{TIT} \left[1 - (\varepsilon \cdot \text{CPR})^{-\frac{K_m - 1}{K_m}} \right] - \bar{C}_{Pa} T_1 \left(\text{CPR}^{\frac{K_a - 1}{K_a}} - 1 \right) / \eta_c \quad (1)$$

其中水泵耗功一般仅占 W 的0.2%左右,分析时略去不计。

热输入率定义为

$$\text{SHIR} = H_u^T \tau \cdot f \quad (2)$$

因此

$$W = W(\text{TIT}, \text{CPR}, \text{SHIR}, \text{XMIX}) \quad (3)$$

循环效率为

$$\eta_c = \frac{W}{\text{SHIR}} = \eta_c(\text{TIT}, \text{CPR}, \text{SHIR}, \text{XMIX}) \quad (4)$$

热输入率的物理意义是相对每公斤压气机入口空气流量所加入的热量。它与循环比功构成了衡量循环的效益指标——循环效率,因此它与循环中的其它参数的关系就显得十分重要。

由燃烧室热平衡方程得

$$f = \frac{(i_a^{T_3} - i_a^{T_2}) + \text{XMIX}(i_s^{T_3} - i_s^{T_1})}{(H_u^T \tau \eta_b + i_f^T - (i_{pg}^{T_3} - i_{pg}^{T_1}))} \quad (5)$$

i_{S1} 是 T_{S1} 和 p_{S1} 的函数, 而 p_{S1} 一般可认为是CPR的函数, 则油气比 f 可表为

$$f = f(TIT, CPR, XMIX, T_{S1}) \quad (6)$$

考虑到式(2)有

$$SHIR = SHIR(TIT, CPR, XMIX, T_{S1}) \quad (7)$$

那么, TIT、CPR、SHIR和XMIX四个参数的关系又如何呢?

余热锅炉中的两个独立参数XMIX和 T_{S1} 受传热温差的影响。传热温差是指节点(Pinch Point)温差 ΔT_{pp} 和端差 ΔT_{pc} (Approach Temperature Difference), 参见图1。当余热锅炉的最小传热温差 $\Delta T_{pp\min}$ 和 $\Delta T_{pc\min}$ 给定以后, XMIX和 T_{S1} 的关系就基本确定了。最小传热温差的选取要考虑余热锅炉的经济性、使用环境、生产工艺水平、制造成本和尺寸等因素。在一定条件下可以认为这两个参数为定值, 考虑式(7)可知此时只有三个参数TIT、CPR和XMIX是独立的, 当TIT和CPR一定时, 只有XMIX确定循环设计工况点。

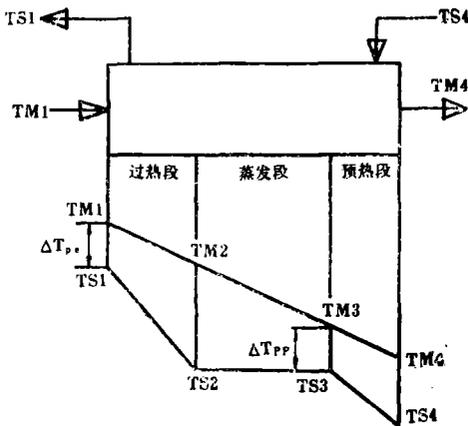


图 1 换热器传热过程示意图

(2) 油气比的选择及最佳设计点的确定

当TIT和CPR一定时, 由式(2)和(5)可知, SHIR随着XMIX的增大而增大。很显然, 由于蒸汽的注入, 当XMIX增加时, 要维持TIT不变, 需要加入更多的燃料。而

由式(1)和(5)可见, 随着XMIX增大, 比功 W 也是增大的。

由式(4)可知, 循环效率 η_c 的变化情况与 W 和SHIR的变化率有关, 数值分析结果见图2。当XMIX为某值(最佳油气比 $XMIX_{opt}$)时, 循环效率 η_c 达最大值, 且 $XMIX < XMIX_{opt}$ 时的 η_c 变化率比 $XMIX > XMIX_{opt}$ 时来得大。

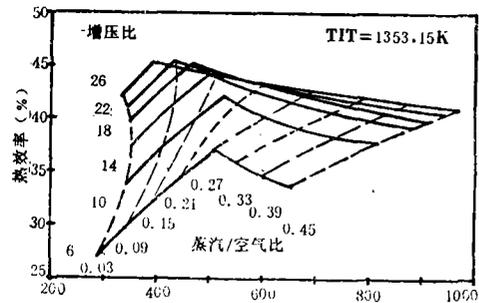


图 2 循环效率 η_c 的变化情况

从余热锅炉温度图可给出最佳油气比的解释。图3示出了随油气比增加, 节点温差和端差的变化情况。

在实际工程设计中, 由于涡轮入口温度受到材料、冷却技术等因素限制, 根据实际情况可视为一定值。压气机增压比的大小要适应TIT的水平, 并受到种种条件限制, 最佳的增压比CPR范围较大(见图2), 并且在此范围里的CPR变化对最佳循环效率影响甚微。因此讨论TIT和CPR基本不变的情况很有实际意义, 简单循环改成程氏循环时, 常与这种情况相符。

综上所述, 循环热力计算点是由TIT、CPR和XMIX确定的, 当TIT和CPR不变时, 有 $XMIX < XMIX_{opt}$ 、 $XMIX = XMIX_{opt}$ 和 $XMIX > XMIX_{opt}$ 三种情况。具体计算时首先要确定 $XMIX_{opt}$ 的值, 将其作为分区点, 然后根据设计要求, 判断XMIX所处的区域, 采用相应的处理方法。如果要寻找最大循环效率, 可把CPR作为控制变量, 在 $XMIX = XMIX_{opt}$ 下进行优化处理, 找到最佳增压比 CPR_{opt} , 计算步骤如下:

- ① 给定常量和初参数;
 - ② 给出 XMIX 和 T_{s1} 的初始值 $XMIX^{(0)}$ 和 $T_{s1}^{(0)}$;
 - ③ 计算并判断 XMIX 所在区域;
 - ④ 压气机计算;
 - ⑤ 燃烧室热平衡计算;
 - ⑥ 涡轮计算;
 - ⑦ 余热锅炉热平衡计算;
 - ⑧ 判断 $|XMIX^{(i)} - XMIX^{(i+1)}| < \epsilon_1$ 和 $|T_{s1}^{(i)} - T_{s1}^{(i+1)}| < \epsilon_2$ 是否满足, 如不满足, 转到 (5);
 - ⑨ 对 CPR 处理后转到 (4)。若优化完成则输出打印。
- 程序框图见图 4。

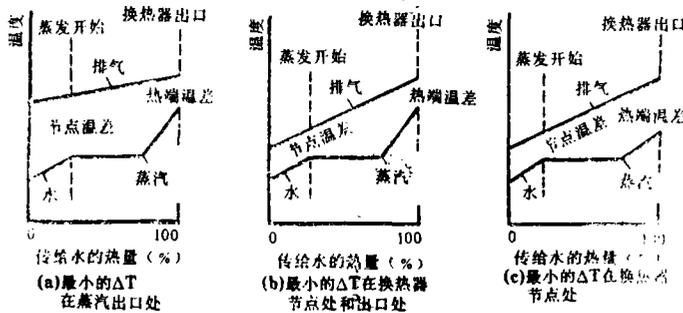


图 3 余热锅炉温度图

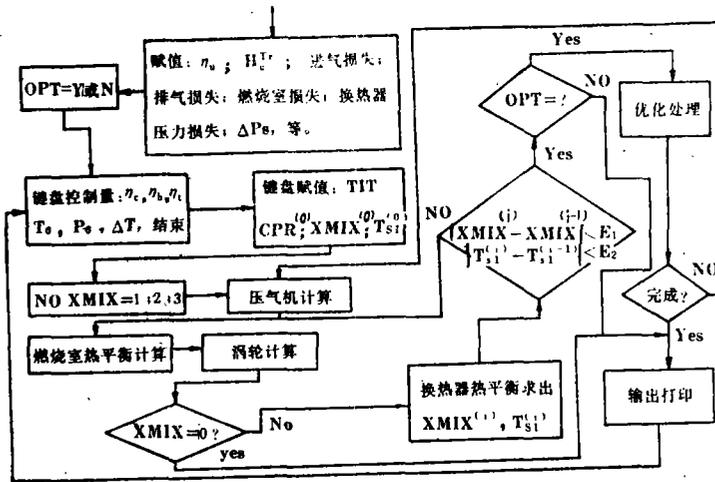


图 4 双工质平行一复合循环计算程序框图

2. 用已有燃机改成程氏循环热机的设计工况计算分析

在已有的燃气轮机上改造而成的程氏循环装置一般都用于热电联供。此时, 对设计工况的确定, 考虑的因素很多, 因机而异, 汽气比的选取受燃机的匹配调整、用户对热电负荷的要求和整个装置的经济性等限制。

由于蒸汽的注入, 一方面使得涡轮的流

量与压气机流量不一致, 造成压气机涡轮富功, 导致压气机和涡轮不匹配; 另一方面要获得较好的性能, 要求涡轮增加通流能力, 必须对涡轮的通流面积进行调整。此时设计工况实际上是靠燃气轮机变几何的变工况计算来寻找系统的最佳工作点。

具体计算类似于前面叙述的循环计算。

某型分轴式燃气轮机, 在大气温度的 28℃, 大气压力为 0.102 MPa 的环境条件

下, 其性能为:

初温——1088.15 K, 压比——6.30, 热输入率——619.6kJ/kg·air, 比功——114.6kJ/kg·air, 热效率——18.5%。

改成程氏循环后的性能为:

初温——1088.15 K, 压比——6.30, 热输入率——736.9kJ/kg·air, 比功——217.4kJ/kg·air, 热效率——29.5%, 汽气比——0.145。

此时高压涡轮第一级导叶需转角9.5度, 并要增加一级动力涡轮。

为分析比较机组改造时的诸多因素限制对设计性能的影响, 下面给出相同环境条件和初温下, 抛开改装限制时全新设计循环性能参数。

初温——1088.15 K, 压比——7.7, 热输入率——692kJ/kg·air, 比功——221.4kJ/kg·air, 热效率——32%, 汽气比——0.125。

由此可见, 因为机组本身的限制, 使改造后的性能明显低于同样 TIT 下的全新设计循环性能。为要获得较高的性能参数, 燃气轮机的改动量就较大, 因此在实际工程设计中, 一定要权衡投资与收益的关系。

二、程氏循环装置变工况计算

燃气轮机简单循环的装置变工况性能计算需满足流量平衡, 功率平衡, 转速平衡及出口压力平衡条件。引入部件特性及参数联系方程, 并经降维处理后, 可化为残量方程组的求解问题。程氏循环装置的变工况计算也可采用这一思想, 但需增加余热锅炉变工况, 并在燃烧室和涡轮计算中考虑回注蒸汽的影响。

1. 计算方法

对于三轴程氏循环燃气轮机装置, 其稳态性能的残量方程组经降维处理后可表为

$$\vec{E}(\vec{X}) = 0 \quad (8)$$

其中: $\vec{E} = (E_1, E_2, E_3, E_4)^T$

$\vec{X} = (X_1, X_2, X_3, X_4)^T$

变量 \vec{X} 和残量 \vec{E} 可根据具体情况选择适当的表达形式, 如取:

$\vec{X} = (n_L, n_h, G_C, G_W)^T$

$$E_1 = N_{ect} - N_{eT1}$$

$$E_2 = N_{ech} - N_{cT2}$$

$$E_3 = P_{out}^* - P_a^*$$

$$E_4 = T_{S1} - T_{S10}$$

在求解方程 (8) 时, 还需满足约束:

$$E_5 = G_W - X_{MIX} \cdot G_C \geq 0 \quad (9)$$

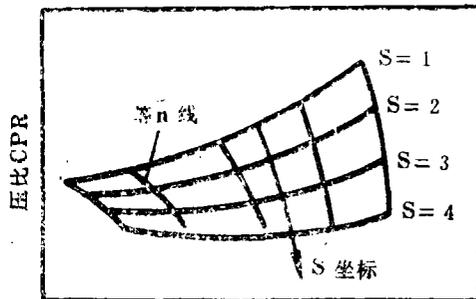
否则应减小回注蒸汽量, 在有工艺蒸汽外输时, 式 (9) 中的 G_W 应改成 G_S , 并可调整工艺蒸汽量满足 (9) 式。

给定环境条件和锅炉给水温度, 选定负荷转速 (带发电机运行时), 每选取一组参变量: 初温 TIT, 汽气比 XMIX, 回注蒸汽温度 T_{S1} 和几何条件, 就可确定一个平衡工况点。视需要可以燃油量, 燃机排气温度或轴转速代替初温, 进行调整计算。

2. 部件特性

求解方程 (8) 时, 需利用部件特性和参数联系方程, 燃气和蒸汽特性随温度和压力的变化也必须计入。

借助图5所示的辅助坐标 S 对实测压气



折合流量 \bar{G}

图5 压气机特性查找辅助坐标
机特性线进行双维抛物线插值, 是可获取压气机变工况压比和效率, 其它参数也就不难求得。

燃烧室的热平衡可按下式估算:

$$i_{TIT} = i_{TIT0} + \frac{XMIX(i_s - i_{s0}) + (i_a - i_{a0}) + f \cdot H_u \cdot \eta_b}{1 + f + XMIX} \quad (10)$$

无论先给定f或TIT中的任意一个参数,均可迭代求出另一参数值。其中燃烧效率近似取为设计值,且不随工况变化。

由于燃气中加入了蒸汽,而且往往又开大了涡轮面积,一般需实时计算涡轮特性。涡轮中加入蒸汽后,其工作点向临界状态移动,回注到一定量时,涡轮将会进入临界状态工作,此时要求涡轮特性计算程序能进行超临界分析,需按连续方程并计及斜切口损失来处理出气角的变化,采用从后向前逐圈算法可方便地解决超临界问题,且能提高计算精度。

给定结构的余热锅炉,其各段结构参数及传热面积均已确定,并可选择合适的传热系数经验关联式。对直流锅炉还有一个确定各段分界面的问题,可通过迭代解决。给定

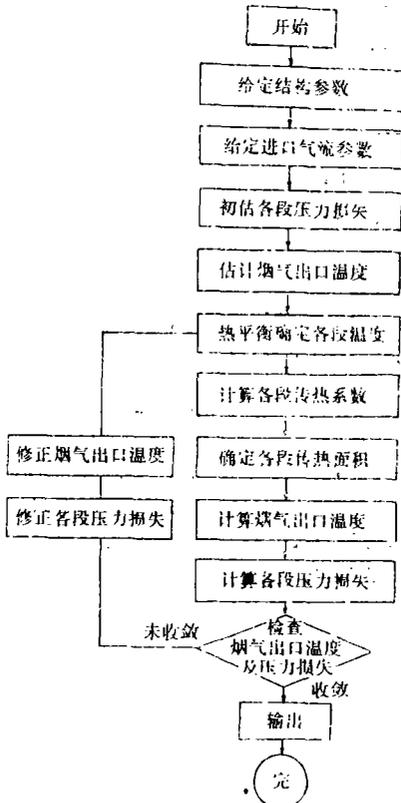


图6 余热锅炉变工况计算框图

燃气和水的入口参数,就可按图6所示流程确定相应的燃气和水汽各段出口参数。

3. 计算程序

方程组(8)为非线性方程组,可采用牛顿——辛普生迭代法求解。计算程序如图7示。

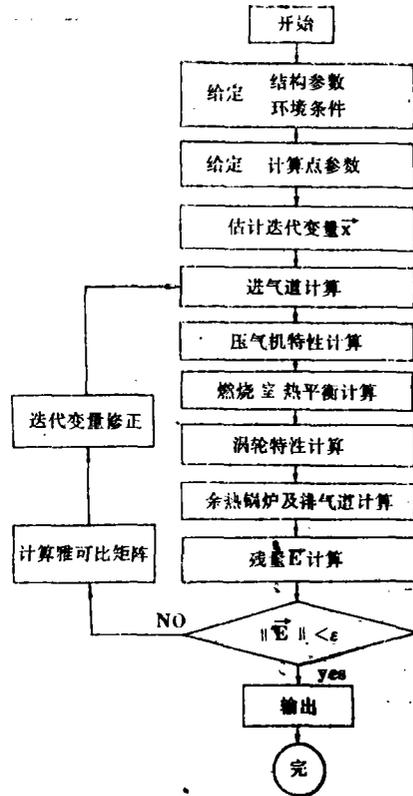


图7 程氏循环变工况计算框图

4. 实例计算

国内首套程氏循环试验装置是以S1A-02工业小燃气轮机为基础改装而成的,由于条件限制,未开大涡轮通道面积,综合各方面考虑,回注蒸汽量定在汽气比为0.072设计点,功率仍保持221kW的原设计值,此时设计初温约为1087K。图8为变工况理论分析及试验结果之对比。可见功率曲线的吻合程度较好,计算效率比试验值略高。

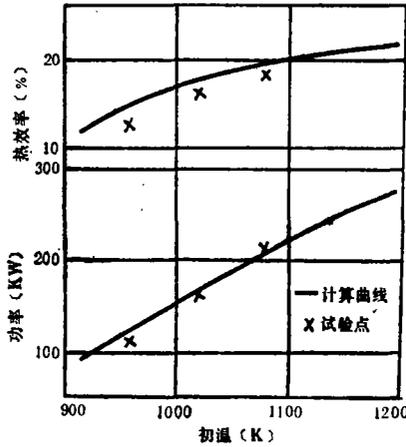


图 8 S1A-02DFC 变工况性能 (汽气比: 0.072)

符 号

- TIT——燃气初温, K;
- CPR——压气机增压比;
- SHIR——热输入率, kJ/kg·air;
- XMIX——汽气比;
- f——油气比;
- T——温度, K;
- P——压力, Pa;
- G——流量, kg/s;
- η——效率;
- \bar{C}_p ——平均定压比热, kJ/kg·K
- W——比功, kJ/kg;
- H_u ——燃料低热值, kJ/kg;
- K——比热比;
- i——比焓, kJ/kg;
- n——转速, r/min;
- Ne——功率, kW;
- ΔT_{ep} ——节点温差, °C;
- ΔT_{pe} ——端差, °C;

- η_e ——热效率;
- ϵ ——燃烧室压力保持系数;
- e_1, e_2 ——精度;
- E——残量;
- X——自变量。

角 标

- T——涡轮
- μ ——机械
- m——混合气
- a——空气
- c——压气机
- s——蒸汽, 坐标
- w——水
- b——燃烧室
- f——燃料
- i——迭代次数号
- opt——最佳值
- min——最小值
- l——低压
- h——高压
- out——出口
- *
- 0——初值
- 1, 2, 3, 4——位置、截面号
- 折合值
- Tr——基准温度下
- pg——纯燃气

参 考 文 献

- [1] 阎雪友, 双工质平行一复合循环热机 (程氏循环热机), I, II. 热能动力工程, 1986, 1(4,5)
- [2] 翁史烈主编. 燃气轮机性能分析. 上海交通大学出版社, 1987年12月

(下转第11页)

ption of the equation simplification and solution method being presented. A comparison is made with respect to the single step iteration calculation method. The results of calculation have shown that with the use of the residual quantity method a substantial reduction in iteration procedures is possible with a satisfactory convergence and converging speed being readily attained. In addition, a more rational calculation process has been achieved.

Key Words: *gas turbine, calculation method, computer simulation, Cheng's cycle*

(上接第6页)

Calculation and Analysis of Cheng's Cycle Power Plant Design and Off-design Performance

Zou Jiguo, Fu Zheng

(*Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute*)

Abstract

Based on the current engineering practice this paper describes a method for calculating Cheng's cycle power plant design and off-design performance and other related problems. It discusses the determination of design point in case of changing a single cycle gas turbine plant into a Cheng's cycle power plant as well as the calculation of off-design performance of a waste heat boiler. Also given are some examples of performance calculations for the first home-designed Cheng's cycle power plant.

Key Words: *Cheng's cycle, gas turbine, off-design performance, calculation*

