

考虑透平冷却的再热燃气轮机联合循环 热力性能参数影响

贾晨曦¹, 王波^{1,2}, 赵丽凤^{1,2}, 张士杰^{1,2}

(1. 中国科学院大学, 北京 100190;

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

摘要: 燃气轮机再热被认为可以提高效率和比功。本文基于准一维透平连续膨胀冷却模型和底循环简明估算模型对再热燃气轮机联合循环进行热力性能研究,以 GT-26 燃气轮机为基准分析了循环总压比、燃烧室出口温度、再热压力等关键参数对联合循环热力性能的影响特性,并与无再热燃气轮机的联合循环性能进行了比较。研究表明:不同燃烧室出口温度下的再热燃气轮机联合循环效率最大值对应的循环总压比相差不大;不同燃烧室出口温度和循环总压比下,联合循环效率对应的最佳高压透平膨胀比不同。当燃烧室出口温度为 1 683 K 时,在各自的效率最佳压比下,再热燃气轮机联合循环比无再热燃气轮机的联合循环效率提高了 1.34 个百分点,同时比功提高了 33.2%。

关键词: 燃气轮机;再热;联合循环;热力性能;最佳压比

中图分类号: TK471

文献标志码: A

文章编号: 1009-2889(2023)04-0039-07

提高透平进口的燃气温度和增大压气机压比是提高燃气轮机效率和比功的主要方法,但透平进口燃气温度的提高受到材料的限制。燃气轮机再热循环可以在不改变透平进口燃气温度的条件下,实现平均热端温度的提高,从而提高效率和比功^[1]。

再热循环的可行性已在 GT-26 燃气轮机上得到验证,该燃气轮机于 1993 年首次发布,当时其联合循环效率达到 58%^[2]。国内外许多学者对再热循环展开了相关的研究。Guethe 等^[3]指出再热燃气轮机具备高度灵活性、低污染物排放和高部分负载能力等优点。Alves 等^[4]的研究显示涡轮级间再热更适合于联合循环。Sahu 等^[5]对带有气膜冷却的再热循环进行了经济分析,其研究表明在同等工作参数下,再热循环所需的燃料和冷却空气量更大,但能够使得比功增加 36%。Gamannossi 等^[6]以 GT-26 燃气轮机为基础,针对不同的主燃烧室燃料量、

再热燃烧室燃料量进行了参数敏感性分析。Kayadelen 等^[7]分析了再热压力对循环所需热量、净功、热效率的影响。也有学者将再热循环与其他循环或者系统相结合,Tyagi 等^[8]建立了不可逆间冷-再热-回热循环的模型,研究了再热压力、部件效率、换热器效率等参数对输出功率和热效率的影响。Huang 等^[9]提出将再热燃气轮机和超临界蒸汽底循环组成新型联合循环,研究了底循环参数的影响。由此可见涡轮级间再热适用于联合循环,且考虑透平冷却对于再热循环的研究是非常有必要的,但是目前对于详细考虑透平冷却的再热燃气轮机联合循环的参数影响研究较少。

本文以 Ansaldo Energia 公司 GT-26 再热燃气轮机联合循环机组为基准,采用准一维透平连续膨胀冷却模型,在 gPROMS 软件中建立了再热联合循环的计算模型,分析了再热燃气轮机循环燃烧室出口温度、压比等参数对联合循环热力性能的影响规律,

收稿日期:2022-11-20

基金项目:国家科技重大专项(2017-I-0002-0002)

作者简介:贾晨曦(1998—),女,河南人,硕士研究生,主要从事燃气轮机联合循环性能分析研究,E-mail:15901063059@163.cn;通信作者:王波(1982—),男,博士,副研究员,主要从事燃气轮机先进能源动力系统研究,E-mail:wangbo@iet.cn。

并与无再热的联合循环进行了比较。

1 热力学模型介绍

本文研究的对象为再热燃气轮机联合循环,图 1 为该循环的流程简图。

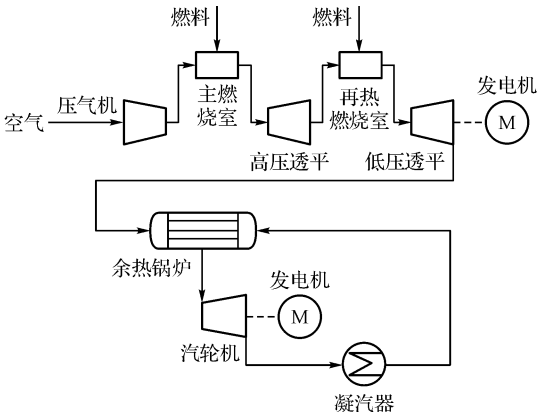


图 1 再热燃气轮机联合循环系统简图

燃气轮机部分的建模基于文献^[10-13]中采用的综合考虑对流冷却、气膜冷却、热障涂层技术的准一维透平连续膨胀冷却模型,分别对再热燃气轮机中高、低压冷却透平进行模拟。底循环热力性能的计算采用文献[14]的简明估算模型。

1.1 压气机

压气机按照压比和级数进行计算,各级按等熵升进行分配。压气机效率表示为局部尺寸参数 A 的函数:

$$\eta_c = \begin{cases} \eta_{c,\infty} \times [1 - a_c \times (b_c - \log_{10} A)^2], & A < 10^{b_c} \\ \eta_{c,\infty}, & A \geq 10^{b_c} \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\eta_{c,\infty}$ 为压气机的参考效率; a_c 和 b_c 为常数; A 用下式进行计算,为当地的体积流量, m^3/s 。

$$A = \begin{cases} \frac{V_{\text{in}}^{0.5}}{\Delta h_{\text{is}}^{0.25}}, & \text{适用于压气机各级} \\ \frac{V_{\text{out}}^{0.5}}{\Delta h_{\text{is}}^{0.25}}, & \text{适用于透平各级} \end{cases} \quad (2)$$

式中: Δh_{is} 为当前级的等熵焓降, J/kg ;变量下标“in”“out”分别代表进口和出口。

1.2 主燃烧室/再热燃烧室

燃烧室的压力损失和能量损失用压损系数和燃烧室效率 η_{comb} 反映。燃烧室的能量守恒方程为:

$$q_{\text{in}} h_{\text{in}} + q_{\text{fuel}} h_{\text{fuel}} + q_{\text{fuel}} L_{\text{fuel}} \eta_{\text{comb}} = q_{\text{out}} h_{\text{out}} \quad (3)$$

式中: q_{in} 、 q_{fuel} 、 q_{out} 依次为燃烧室入口气体流量、燃料

流量和出口气体流量, kg/s ; h_{in} 、 h_{fuel} 、 h_{out} 依次为入口气体比焓、燃料比焓和出口气体比焓, J/kg ; L_{fuel} 为燃料的低位热值,本文取值为 $50\,100\,000\,\text{J/kg}$ 。

1.3 透平

高压透平按照高压首级喷嘴段和高压冷却透平段 2 个部分建模,低压透平分为低压首级喷嘴段、低压冷却透平段、低压非冷却透平段和扩压管段共 4 个部分。各段的条件设置见表 1。

表 1 透平各段条件设置

透平各段	参数设置
高、低压首级喷嘴段	出口马赫数 = 0.9
高压冷却透平段	入口马赫数 = 0.7, 出口压力 = 设定压力
低压冷却透平段	入口马赫数 = 0.7, 出口温度 = 叶片耐温
低压非冷却透平段	入口燃气恢复温度 = 叶片耐温
扩压管段	入口马赫数 = 0.45

在本模型中,高、低压透平中需冷却的部分按照等膨胀比划分为若干个膨胀步,在各膨胀步内高温燃气依次经历膨胀(n_1-n_2)、冷却空气注入(n_2)及与冷却空气掺混(n_2-n_3)过程,完成掺混过程的燃气作为下一个膨胀步的起点继续进行膨胀,如图 2 所示。图中 n 表示膨胀步数,下标“1”“2”“3”分别表示同一膨胀步内的第 1、第 2 和第 3 个节点。

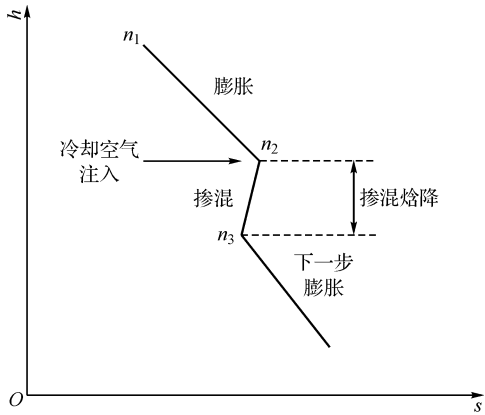


图 2 冷却段各膨胀步示意图

本模型以透平参考效率、对流水平参数、气膜冷却系数、热障涂层毕渥数和叶片耐温 5 个参数来表征燃气轮机透平的气动性能和冷却水平。其中对流水平参数反映的是透平叶片上对流冷却的水平,数值越大,对流冷却水平越高。气膜冷却系数是用于气膜冷却的冷却工质流量与总冷却流量的比值,一定程度上反映了气膜冷却的技术水平。表 2 是本文各参数的取值。

表 2 模型关键参数取值

透平参 考效率	对流水 平参数	气膜冷却系数		热障 涂层 毕渥数	叶片耐温/℃	
		喷嘴段	冷却 透平段		喷嘴段	冷却 透平段
0.900 7	100	0.75	0.5	0.5	920	890

1.4 底循环简明估算模型

该估算模型由黄超群在文献[14]给出,主要是根据燃气轮机的排气温度对蒸汽底循环的功率、效率进行计算。

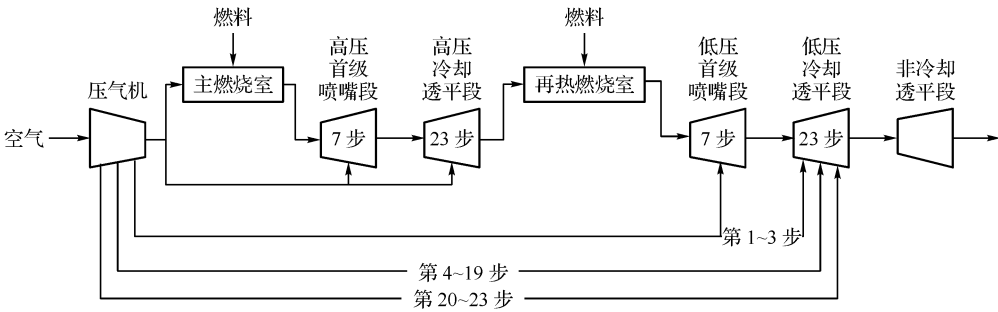


图 3 GT-26 燃气轮机冷却空气分配示意图

采用本文模型的校核结果如表 3 所示,可以看出燃气轮机总体性能指标、燃烧室出口温度及冷却空气比例均在合理范围内。与厂家提供数据^[16]相

2 GT-26 燃气轮机模型参数设置

GT-26 燃气轮机由 22 级压气机、2 个环形燃烧室、1 级高压透平(HPT)和 4 级低压透平(LPT)组成,采用单轴布置,再热燃烧室出口温度与主燃烧室出口温度相同^[6]。1 级高压透平的膨胀比约为 2,由压气机出口空气进行冷却;低压透平除末级外均进行冷却,冷却空气来源为压气机的第 5 级、11 级和 16 级出口,但各级空气对应的冷却位置未公开^[15]。本文基于冷却空气和燃气压力相匹配的原则对冷却空气进行了分配,见图 3。

比,燃气轮机排气温度偏差为 10.9 K,联合循环效率偏差约 1 个百分点,联合循环净功偏差约 3.8%,认为本文模型参数设置是合理的。

表 3 GT-26 燃气轮机模型校核结果

参数	排气 温度/K	排气流量/ (kg · s ⁻¹)	简单循环 效率/%	简单循环 净功/MW	联合循环 效率/%	联合循环 净功/MW	燃烧室出口 温度/K	冷却空气 比例/%	燃料 温度/K
厂家提供数据	908.15	741	41	370	61.00	540.00	—	—	—
本文模型校核结果	919.05	741	41	370	62.12	560.58	1 683	22.67	288.15

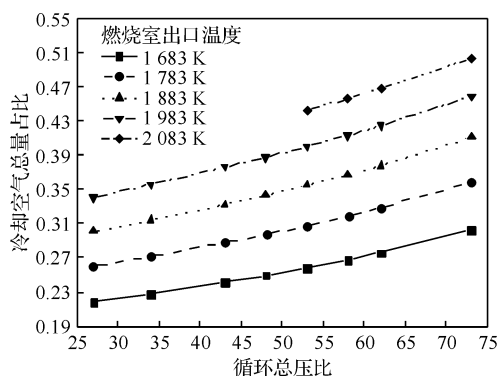
3 结果及分析

如无特别说明,循环总压比取值 33,再热燃烧室出口温度与主燃烧室出口温度相等,取值为 1 683 K。

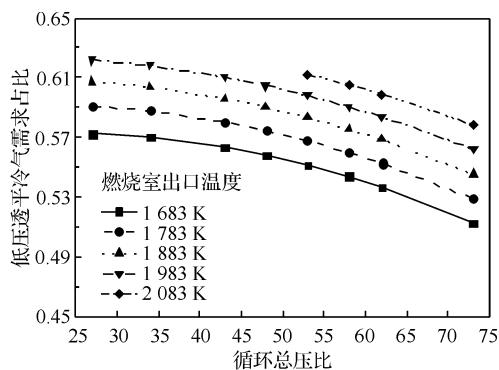
3.1 燃烧室出口温度及循环总压比影响分析

在本部分的分析中,低压透平压比保持不变。
图 4(a)为不同燃烧室出口温度下透平冷却空气总量随循环总压比的变化情况,用冷却空气总量与进气量的比值表示。可以看出冷却空气总量随着循环总压比和燃烧室出口温度的增加均增加,且当燃烧室出口温度大于 1 983 K 时,透平冷却空气总量占比超过 30%,冷气与燃气掺混带来的损失更大。图 4(b)给出的是冷却空气的分配情况,用低压透平冷却空气总量与透平冷却空气总量的比值表

示。可以看出随着循环总压比的增大,低压透平冷气需求占比明显下降,例如燃烧室出口温度为 1 683 K 时,循环总压比从 27 增加到 73,低压透平冷气占比下降了 0.06。这是由于高压透平膨胀比与循环总压比的变化保持一致,循环总压比越大,意味着高压透平膨胀越充分,从而需要更多的冷却空气。
从图 5 可以看出简单循环比功和联合循环比功均随着燃烧室出口温度的增加而增大,且联合循环比功的增幅更大,这是由于燃烧室出口温度增加使得排气温度和排气流量同时增加,进而蒸汽底循环功率与简单循环比功同时增加。此外,在计算的压比范围内,简单循环比功和联合循环比功随循环总压比的变化均存在一个最大值,对应的循环总压比称之为最佳压比,且两个最佳压比随燃烧室出口温度的变化都不大,基本在 45 左右。

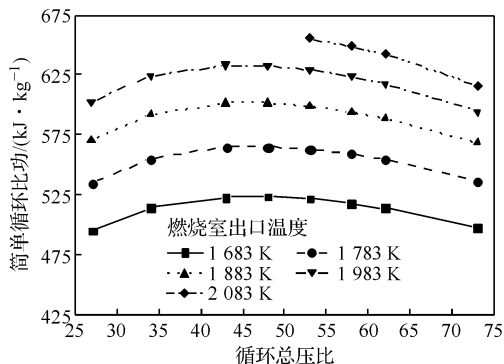


(a) 透平冷却空气总量

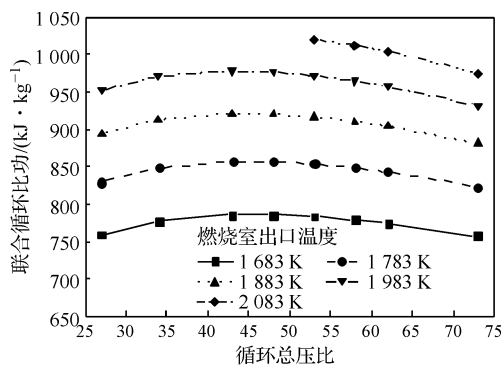


(b) 高、低压透平冷却空气量分配

图 4 不同循环总压比、燃烧室出口温度下的透平冷却情况



(a) 简单循环比功

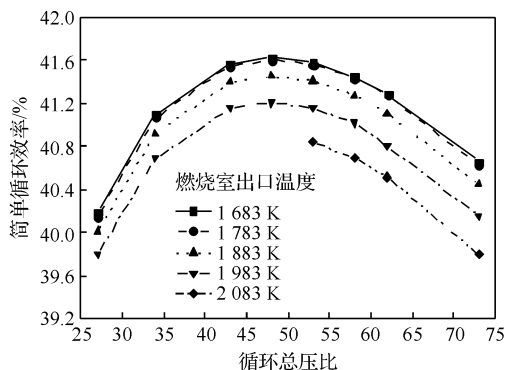


(b) 联合循环比功

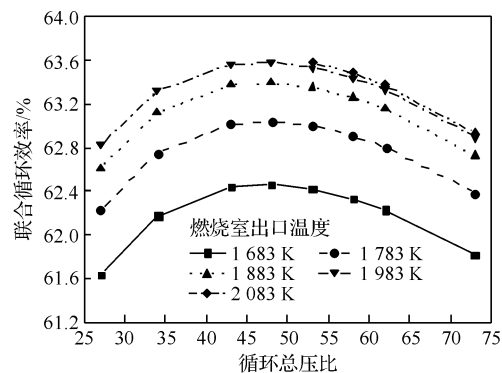
图 5 比功随循环总压比及燃烧室出口温度的变化关系

由图 6(a) 可以看出在计算的循环总压比范围

内,随着燃烧室出口温度的升高,简单循环效率呈现出逐渐下降的趋势,且燃烧室出口温度越高,提升燃烧室出口温度带来的效率损失越大。当压比为 34 时,燃烧室出口温度在 1 683 K 的基础上增加 100 K,简单循环效率损失仅为 0.04 个百分点;而当燃烧室出口温度从 1 883 K 增加到 1 983 K,简单循环效率损失则达到了 0.23 个百分点。这是因为随着燃烧室出口温度的升高,冷却空气量和燃料量的增加更显著,带来的损失抵消掉了输出功率的增加,故整体上呈现出简单循环效率随着燃烧室出口温度的增加而降低的趋势。从图 6(b) 可以看出随着燃烧室出口温度的升高,联合循环效率有所提高,但提高燃烧室出口温度带来的效率增益不断下降。当压比为 34 时,燃烧室出口温度在 1 683 K 的基础上增加 100 K,联合循环效率增幅为 0.58 个百分点;而当燃烧室出口温度从 1 883 K 增加到 1 983 K,联合循环效率增幅仅为 0.20 个百分点。故在当前的冷却水平下,提高燃烧室出口温度对于效率提升的作用不大。



(a) 简单循环效率



(b) 联合循环效率

图 6 效率随循环总压比及燃烧室出口温度的变化关系

此外可以看出在计算压比范围内,简单循环效率和联合循环效率均随着循环总压比的增大呈现出先增大后减小的趋势,即在一个燃烧室出口温度下,

存在 2 个最佳压比分别使得简单循环效率和联合循环效率最大。表 4 列出了联合循环效率最大值变化小于 0.1% 时对应的循环总压比范围,可以看出燃烧室出口温度为 1 683 K 时,联合循环效率极限值为 62.46%,仅比表 3 中验证的 GT-26 机组效率高 0.34 个百分点,但此时的循环总压比已经达到了 47。

表 4 不同燃烧室出口温度下的联合循环效率最大值

燃烧室出口温度/K	联合循环效率最大值/%	循环总压比范围
1 683	62.46	45 ~ 49
1 783	63.04	40 ~ 55
1 883	63.39	42 ~ 53
1 983	63.58	43 ~ 51

3.2 再热压力对联合循环性能的影响

在该部分的分析中,调节参数仅为再热燃烧室的压力,用高压透平的膨胀比的变化表示高压透平与低压透平膨胀比分配的变化。

由图 7 可以看出:在其他参数不变的情况下,存在一个最佳高压透平膨胀比使得联合循环效率达到最大。由图 8 和图 9 可以看出高压透平膨胀比升高会导致燃气轮机排气温度升高以及冷却空气总量减少,排气温度升高会使底循环做功能力增强,冷却空气总量减少会使燃气轮机循环做功能力增强,但也会导致燃料消耗量有所增加,从而使得效率有所下降。当高压透平膨胀比较大时,效率的下降占据主导地位,故而呈现出联合循环效率随高压透平膨胀比升高而降低的现象。当高压透平膨胀比为 2.22 时,联合循环效率达到最大值 62.15%,与表 3 中校核的数据相比高出了 0.03 个百分点,联合循环比功提高了 3.1%,冷却空气量占比下降了 2 个百分点。

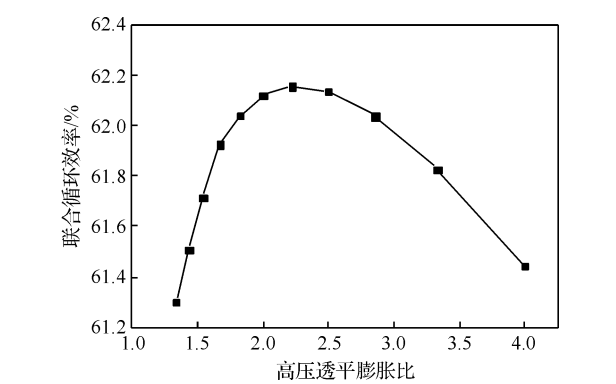


图 7 联合循环效率随高压透平膨胀比的变化关系

3.3 燃烧室出口温度、循环总压比对最佳高压透平膨胀比的影响

由 3.2 部分的分析中我们可以看出,在机组性

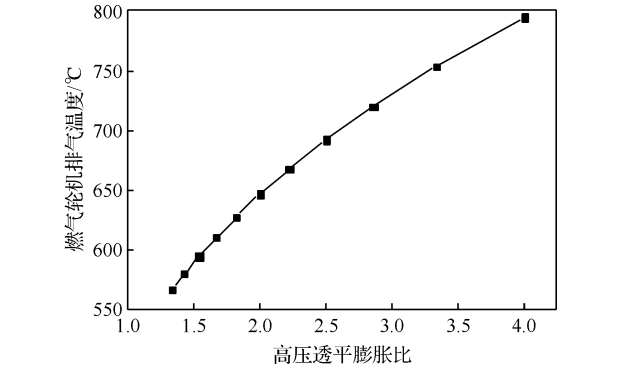


图 8 燃气轮机排气温度随高压透平膨胀比的变化关系

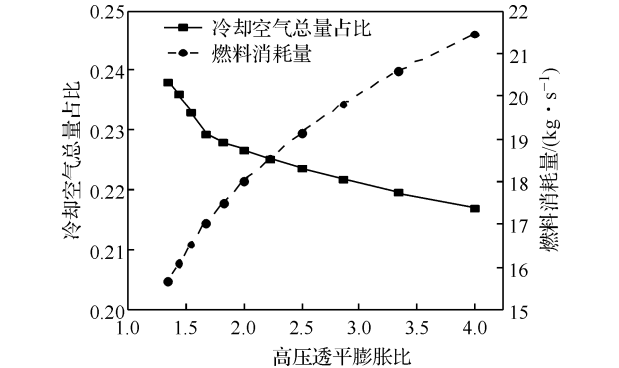


图 9 冷却空气总量、燃料消耗量随高压透平膨胀比的变化关系

能水平不变的情况下,存在一个最佳高压透平膨胀比使得联合循环效率最大。而在燃气轮机循环中,燃烧室出口温度和循环总压比是两个非常重要的参数,本小节将分析这两个参数对最佳高压透平膨胀比的影响规律。

首先是燃烧室出口温度的影响分析,在本部分的分析中循环总压比保持不变。表 5 给出了不同燃烧室出口温度下的联合循环效率最大值以及对应的最佳高压透平膨胀比。可以得到:随着燃烧室出口温度的升高,最佳高压透平膨胀比呈现出减小的趋势,即主燃烧室出口温度越高,联合循环效率最大值对应的再热燃烧室的压力越高。

表 5 不同燃烧室出口温度下最大联合循环效率及对应的高压透平膨胀比

燃烧室出口温度/K	联合循环效率最大值/%	最佳高压透平膨胀比
1 683	62.15	2.22
1 783	62.70	2.00
1 883	63.10	1.82
1 983	63.39	1.67
2 083	63.56	1.67

然后是循环总压比的影响分析,在本部分的分

析中燃烧室出口温度保持不变。表 6 给出了不同循环总压比下的最大联合循环效率以及对应的最佳高压透平膨胀比。可以看出:随着循环总压比的增加,最佳高压透平膨胀比有所增大。但整体来看联合循环效率最大值对应的再热燃烧室压力仍随着循环总压比的增大而增大。

表 6 不同循环总压比下的联合循环效率最大值及对应的高压透平膨胀比

循环总压比	联合循环效率最大值/%	最佳高压透平膨胀比
27	61.77	2.00
33	62.15	2.22
43	62.44	2.50
53	62.44	2.86
63	62.26	3.33
73	61.91	3.33

3.4 再热燃气轮机与无再热燃气轮机的比较

本小节将分析在当前的燃烧室出口温度(1 683 K)、冷却-材料水平和部件性能水平下,优化再热压力后的再热燃气轮机联合循环与无再热的常规联合循环相比热力性能上的差异。

作为比较基准的常规联合循环共有以下 3 种:

基准循环 1:压气机出口压力与再热联合循环中再热燃烧室进口压力一致,相当于常规的 F 级机组。

基准循环 2:压气机出口压力与再热联合循环中主燃烧室进口压力一致。

基准循环 3:压气机出口压力取该燃烧室出口温度下联合循环效率最大值所对应的压力,即该水平下的常规联合循环机组的性能极限值。

不同循环的性能参数见表 7。由表 8 可以看出:当部件性能、燃烧室出口温度、冷却-材料水平均相同的情况下,采取再热后,虽然冷却空气消耗量有所增加,但综合来看联合循环机组的效率和比功均有所增加。其中再热后的联合循环效率比常规的 F 级联合循环机组高出 2.21 个百分点,比相同压比下的无再热联合循环机组高出 1.35 个百分点,比无再热联合循环机组的联合循环效率极限值仍高出 1.34 个百分点。再热后的联合循环比功与基准循环 1 相比增幅为 14.9%,与基准循环 2 相比增幅为 35.7%,与基准循环 3 相比增幅为 33.2%。

表 7 不同基准下的再热联合循环与无再热联合循环性能

循环	联合循环效率/%	联合循环比功/(kJ·kg ⁻¹)	冷却空气占比
基准循环 1	59.94	695.94	0.135
基准循环 2	60.80	588.89	0.158
基准循环 3	60.81	600.24	0.155
再热循环	62.15	799.40	0.225

表 8 不同基准下的再热联合循环与无再热联合循环的性能比较

再热后循环性能增幅	联合循环效率绝对增幅/百分点	联合循环比功相对增幅/%	冷却空气占比绝对增加量
与基准循环 1 相比增幅	2.21	14.9	0.090
与基准循环 2 相比增幅	1.35	35.7	0.067
与基准循环 3 相比增幅	1.34	33.2	0.070

4 结论

1) 当燃烧室出口温度和低压透平膨胀比不变时,再热燃气轮机的联合循环效率和比功随循环总压比的增大均呈现出先上升后下降的趋势,联合循环效率最大值对应的最佳压比略高于联合循环比功对应的最佳压比,均在 40 以上。当循环总压比不变时,再热燃气轮机联合循环效率随燃烧室出口温度的升高而升高,但增幅逐渐减小。

2) 当燃气轮机循环总压比和燃烧室出口温度保持不变时,存在一个最佳再热压力使得联合循环效率达到最大。当燃烧室出口温度为 1 683 K、循环总压比为 33 时,从联合循环效率角度评价,GT-26 机组的高压透平膨胀比是合适的,与最佳膨胀比下的效率仅相差 0.03 个百分点。

3) 不同燃烧室出口温度和循环总压比下,联合循环效率最大值对应的高压透平膨胀比不同。当循环总压比不变时,燃烧室出口温度越高,最佳高压透平膨胀比越小。当燃烧室出口温度不变时,循环总压比越高,最佳高压透平膨胀比有所升高。

4) 燃气轮机再热能够提高联合循环比功和效率。当燃烧室出口温度为 1 683 K 时,在各自的效率最佳压比下,再热燃气轮机联合循环比无再热燃气轮机的联合循环效率提高了 1.34 个百分点,同时比功提高了 33.2%。

参考文献:

[1] 卢可. 新型燃气轮机再热联合循环发电关键技术研究 [D]. 北

京:华北电力大学(北京), 2017.

[2] FARMER R. Reheat GTs boost 250 and 365 MW combined cycle efficiency to 58% [J]. Gas Turbine World, 1993(5):18-23.

[3] GUETHE F, HELLAT J, FLOHR P. The reheat concept: the proven pathway to ultralow emissions and high efficiency and flexibility[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(2):25-31.

[4] ALVES M A D, CARNEIRO H, BARBOSA J R, et al. An insight on intercooling and reheat gas turbine cycles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A:Journal of Power and Energy, 2001, 215(2):163-171.

[5] SAHU M K, SANJAY. Comparative exergoeconomic analysis of basic and reheat gas turbine with air film blade cooling[J]. Energy, 2017, 132:160-170.

[6] GAMANNOSSI A, BERTINI D, ADOLFO D, et al. Analysis of the GT26 single- shaft gas turbine performance and emissions [J]. Energy Procedia, 2017, 126:461-468.

[7] KAYADELEN H K, UST Y, BASHAN V. Thermodynamic performance analysis of state of the art gas turbine cycles with inter-stage turbine reheat and steam injection [J]. Energy, 2021, 222:119981.

[8] TYAGI S K, CHEN G M, WANG Q, et al. Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(8):829-840.

[9] HUANG Z, YANG C. Performance study of reheat gas turbine matched with supercritical once-through HRSG[C]//IEEE Pes Asia-pacific Power & Energy Engineering Conference. New York, USA: IEEE, 2014.

[10] 王凯琳. 重型燃气轮机联合循环热力性能的关键参数影响研究[D]. 北京:中国科学院大学, 2021.

[11] 李振. IGCC 热力性能的发展潜力分析[D]. 北京:中国科学院大学, 2013.

[12] 郑露霞. 重型燃气轮机透平冷却建模与热力性能分析[D]. 北京:中国科学院大学, 2019.

[13] 黄超群. 重型燃气轮机联合循环底循环热力性能分析与优化 [D]. 北京:中国科学院大学, 2019.

[14] 黄超群, 王波, 张士杰, 等. F/G/H 级重型燃气轮机联合循环底循环热力性能简明估算模型[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(21):6320-6327.

[15] 林公舒. ALSTOM 公司 GT26 型燃气轮机资料[J]. 燃气轮机发电技术, 2004, 6(3):350-364.

[16] Ansaldo Energia. GT26 [EB/OL]. [2023-03-20]. <https://www.ansaldoenergia.com/PublishingImages/GT26/GT26.pdf>.

Influence of Parameters on Thermodynamic Performance of Reheat Gas Turbine Combined Cycle Considering Turbine Cooling

Jia Chenxi¹, Wang Bo^{1,2}, Zhao Lifeng^{1,2}, Zhang Shijie^{1,2}

(1. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. Key Laboratory of Advanced Energy and Power, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Gas turbine reheat is considered to improve efficiency and specific power. In this paper, based on the quasi-one-dimensional turbine continuous expansion cooling model and the concise estimation model of the bottom cycle, the thermodynamic performance of the reheat gas turbine combined cycle was studied. Based on the GT-26 gas turbine, the influence of key parameters such as the total pressure ratio of the cycle, the outlet temperature of the combustion chamber and the reheat pressure on the thermodynamic performance of the combined cycle was analyzed, and it was compared with the combined cycle performance of the non-reheat gas turbine. The results show that the total pressure ratio corresponding to the maximum efficiency of the reheat gas turbine combined cycle at different combustor outlet temperatures is not much different. The optimal high pressure turbine expansion ratios corresponding to the combined cycle efficiency are different under different combustor outlet temperatures and total pressure ratios. When the outlet temperature of combustion chamber is 1 683 K, the efficiency of reheat gas turbine combined cycle is 1.34 percentage points higher than that of non-reheat gas turbine combined cycle, and the specific power is 33.2 % higher than that of non-reheat gas turbine combined cycle.

Keywords: gas turbine; reheat; combined cycle; thermodynamic performance ; optimal pressure ratio