

考虑湿度变量下 GE 公司 9FA 型燃气轮机 热力模型优化及分析

张继宏, 贺 轼, 李国伟, 陈华冠

(浙江浙能镇海天然气发电有限责任公司, 浙江 宁波 315208)

摘要: 为了探究空气湿度对燃气轮机的影响, 针对 GE 公司 PG9351FA 型重型燃气轮机机组建立了两种热力模型用于分析并优化燃气轮机热力参数设计, 通过修正拟合公式进行热力计算, 加入压气机变工况模型后分析了湿度变化对机组性能影响。结果表明: 只考虑湿度变化时, 湿度增加会使机组发电量由最初的 256 959 kW 降低至 254 674 kW, 降幅近 1%; 机组效率由 37.10% 降至 36.77%; 透平排气温度由 881.00 K 升至 882.74 K, 变化较缓; 透平冷却空气量占比接近 20%, 其中一级静叶冷却空气量达总冷却空气量 50% 以上; 空气、燃料和 ISO 模型燃气比热比分别为 1.388 5, 1.251 6 和 1.304 9, 透平各级燃气比热比分别为 1.289 9, 1.308 5 和 1.322 4。两种模型计算误差均在工程可接受误差范围内。

关键词: 燃气轮机; 热力模型; 冷却空气; 设计工况; 空气湿度

中图分类号: TK472

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.05.003

[引用本文格式] 张继宏, 贺 轼, 李国伟, 等. 考虑湿度变量下 GE 公司 9FA 型燃气轮机热力模型优化及分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(5): 25-33. ZHANG Jihong, HE Shi, LI Guowei, et al. Optimization and analysis of thermal model of GE 9FA gas turbine considering humidity variables[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(5): 25-33.

Optimization and Analysis of Thermal Model of GE 9FA Gas Turbine Considering Humidity Variables

ZHANG Jihong, HE Shi, LI Guowei, CHEN Huaguan

(Zhejiang Zheneng Zhenhai Natural Gas Power Generation Co., Ltd., Ningbo, China, Post Code: 315208)

Abstract: In order to investigate the influence of air humidity on gas turbine, this paper established two kinds of thermal models for GE PG9351FA heavy-duty gas turbine unit to analyze and optimize the design of thermal parameters of the gas turbine, and analyzed the influence of humidity change on the performance of the unit by correcting the fitting formula for the thermal calculation after adding the model of the compressor under variable working conditions. The results show that when only considering the humidity change, its increase will reduce the unit power generation from the initial 256 959 kW to 254 674 kW, with a decrease of nearly 1%; the unit efficiency decreases from 37.10% to 36.77%; the turbine exhaust temperature rises from 881.00 K to 882.74 K, with a slower change; the proportion of cooling air volume in the turbine is nearly 20%, in which the cooling air volume in the first stage stator blade reaches more than 50% of the total cooling air volume; the specific heat ratios of air, fuel and ISO model gas are 1.388 5, 1.251 6 and 1.304 9, respectively, and the specific heat ratios of gas at all stages of the turbine are 1.289 9, 1.308 5 and 1.322 4, respectively. The calculation errors of the two models are within the acceptable engineering error range.

Key words: gas turbine, thermal model, cooling air, design working condition, air humidity

收稿日期: 2023-06-09; 修订日期: 2023-08-31

基金项目: 河北省自然科学基金(E2022502017)

Fund-supported Project: Natural Science Foundation of Hebei Province (E2022502017)

作者简介: 张继宏(1977-), 男, 浙江浙能镇海天然气发电有限责任公司工程师。

引 言

燃气轮机发电机组作为一种以天然气为主要燃料的发电装备,因高效、清洁、启动快、自动化程度高等优点被广泛采用^[1]。当前燃气轮机热力模型关注点主要集中在透平热力模型的建立方式上。大多数学者^[2-6]采用零维半经验模型推测透平的关键参数信息。在已知透平流道及叶片几何信息的基础上,部分学者^[7-9]使用准一维连续膨胀模型使计算结果更加准确。

张丽丽等人^[3]对 PG9351FA 燃气轮机进行变工况热力建模,以分析此机组改烧合成气的性能。郑露霞等人^[4]对 GE 公司各系列的燃气轮机产品进行建模分析,估算出各型号燃气轮机的冷却空气量,并对模型进行敏感性分析。朱志劼等人^[8]考虑更加细化的燃气轮机模型,将压气机抽气分别加入透平的不同级,得到燃气轮机热力参数,并分析其对燃气轮机总体热力性能的影响。宫鹏^[10]对某 H 级重型燃气轮机进行热力建模。李永毅^[11]建立了燃气蒸汽联合循环机组模型,在建立燃烧室模型时使用文献^[12]提出的气体热力性质计算方法,但是该方法并没有考虑空气湿度的影响。当空气湿度变化时其空气拟合系数便不再适用,入口空气湿度的变化导致拟合效果欠佳的问题需要修正。

为此,本文考虑了湿度变化下空气热力参数的计算方法,以燃气轮机标准进气条件(压气机进口温度 288 K,大气压力 101.325 kPa,相对湿度 60%)修正了文献^[12]空气拟合计算系数,并比较了修正前后模型参数变化情况。同时,建立了 GE 公司 PG9351FA 型燃气轮机热力模型,推测机组内部参数信息,在考虑湿度变化对机组主要运行参数影响的条件下,得到湿度变化与各主要参数变化之间的关系,并分析了其变化规律。

1 燃气轮机机组及其热力模型

1.1 燃气轮机机组模型

机组系统模型包括压气机、燃烧室和透平 3 个部分,分别对应燃气轮机 3 个热力过程。假设压缩和膨胀过程绝热,燃烧过程等压绝热。分别对各部件进行建模,然后将 3 个模型耦合。考虑发电机效

率和机械效率的影响,最终得到 9FA 型燃气轮机机组的热力模型。

目前,对于透平入口温度有 3 种表示方式^[6]: (1) 标准工况(ISO)温度 T_{ISO} ,燃气进入透平前与所有冷却空气掺混后的温度;(2) 实际进口温度 $T_{3,0}$,也为燃烧室出口燃气温度;(3) 转子进口温度 $T_{3,1}$,透平第 1 级静叶后燃气温度。3 种透平进口温度间相互联系。在获得压气机出口参数的情况下,若已知 $T_{3,0}$ 和冷却空气量信息则可求得 T_{ISO} ,若已知 $T_{3,0}$ 和 $T_{3,1}$ 则可求得 1 级静叶冷却空气量。为此,建立了 ISO 简化模型和透平逐级膨胀模型,以获得更多燃气轮机内部参数。ISO 工况简化模型如图 1 所示,透平逐级膨胀模型如图 2 所示。

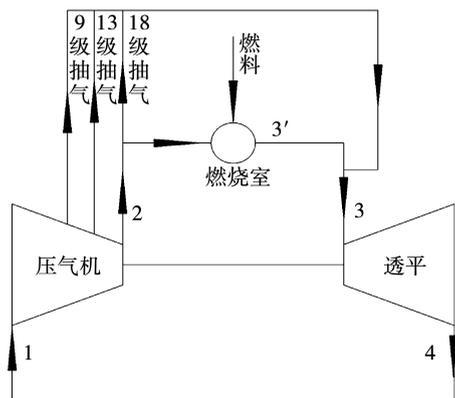


图 1 9FA 机组 ISO 简化模型

Fig. 1 ISO simplified model of 9FA unit

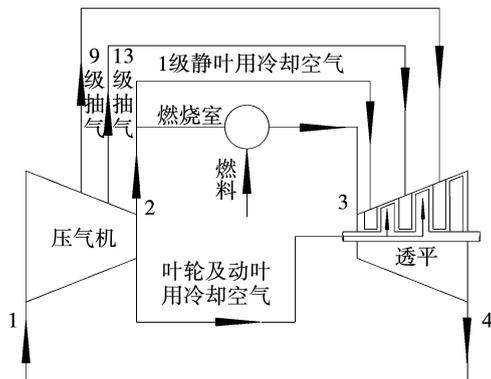


图 2 9FA 机组逐级膨胀模型

Fig. 2 Stepwise expansion model of 9FA unit

1.2 压气机模型

假设每级压比相同且不考虑抽气对压比的影响,进气压力取大气压,进气温度取 288 K。通过计算相对压比,求得等熵压缩后的气体参数,再根据压

气机等熵效率,计算压气机出口空气参数。文献[4]提出了压气机多变效率的计算式(1),而通过热力学关系,等熵效率便可由式(2)计算得出^[13]。

$$\eta_{\text{pol,c}} = 0.832 + 0.015 \ln m_{\text{in}} - 0.0053 \ln \pi_c \quad (1)$$

式中: $\eta_{\text{pol,c}}$ —压气机多变效率; m_{in} —压气机进气质量流量,kg/s; π_c —压气机压比。

$$\eta_{\text{ad,c}} = \left[(p_2/p_1)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] / \left[(p_2/p_1)^{\frac{k_a-1}{\eta_{\text{pol,c}} k_a}} - 1 \right] \quad (2)$$

式中: $\eta_{\text{ad,c}}$ —压气机等熵效率; p_2, p_1 —压气机出口和入口的压力,MPa; k_a —空气绝热指数。

需要注意的是,空气绝热指数随温度变化,以平均温度计算的空气绝热指数会改变,因此需要多次迭代直至绝热指数收敛,得到压气机等熵效率和空气参数值。

1.3 燃烧室模型

以甲烷为参考燃料,不考虑散热损失,则进入燃烧室的能量包括压气机出口的空气所携带的能量以及燃料的显热和热值,离开燃烧室的能量为燃气携带的能量,具体能量平衡关系由式(3)表示:

$$G_f q_f \eta_b + G_f (h_{f2} - h_{f0}) + G_{cc} (h_{a2} - h_{a0}) = (G_f + G_{cc}) (h_{g3'} - h_{g0}) \quad (3)$$

式中: G_f —燃料量,设计工况燃料量由式(4)计算,kg/s; q_f —燃料低位热值,kJ/kg; η_b —燃烧室效率,取99%; G_{cc} —进入燃烧室的空气量,kg/s; h_{f2}, h_{f0} —燃料进入燃烧室的焓值和燃料在288 K下的焓值,kJ/kg; h_{a2}, h_{a0} —空气在压气机出口和288 K下的焓值,kJ/kg; h_{g3}, h_{g0} —燃气在燃烧室出口温度和288 K下的焓值,kJ/kg。

$$G_f = \frac{W_{\text{gt,de}}}{q_f \eta_{\text{gt,de}}} \quad (4)$$

式中: $W_{\text{gt,de}}$ —机组设计出力,kW; $\eta_{\text{gt,de}}$ —机组设计效率。

为方便计算燃料进入燃烧室比焓,对甲烷在228~788 K范围内的定压比热进行五次多项式拟合,拟合公式由式(5)表示。

$$c_{p,f} = (B_{10} + B_{11} T + B_{12} T^2 + B_{13} T^3 + B_{14} T^4 + B_{15} T^5) \quad (5)$$

式中: $B_{10}, B_{11}, B_{12}, B_{13}, B_{14}$ 和 B_{15} —拟合系数,分别为

3.309 5, -0.011 42, 4.34×10^{-5} , -6.84×10^{-8} , 5.84×10^{-11} 和 -2.1×10^{-14} 。

若将燃料也看作理想气体,则燃料比热比也是定压比热的函数,其值由式(6)计算。

$$k_f = \frac{c_{p,f}}{c_{p,f} - R/\mu_{\text{CH}_4}} \quad (6)$$

式中: R —通用气体常数,J/(mol·K); μ_{CH_4} —甲烷相对分子质量,g/mol。

燃料压缩功 ΔH_f 计算式为:

$$\Delta H_f = \frac{c_{p,f} T_1}{\eta_f} \left[\left(\frac{p_f}{p_1} \right)^{\frac{k_f-1}{k_f}} - 1 \right] \quad (7)$$

式中: $c_{p,f}$ —燃料定压比热,kJ/(kg·K); η_f —燃料压缩效率,取压气机压缩效率; p_f —燃料进入燃烧室压力,MPa; k_f —燃料绝热指数。

本文燃料压缩效率与空气压缩效率一致,压比设置为17。

1.4 透平模型

分级设置逐级膨胀模型膨胀比,并对其做如下假设^[14]:(1)静叶用冷却空气在该级透平膨胀之前加入,参与透平膨胀做功;(2)动叶用冷却空气在级后与冷却空气掺混,不参与该级透平膨胀做功;(3)不考虑冷却透平叶轮从轴端流出的冷却空气,认为所有冷却空气都经由透平叶片流入透平。对于ISO模型,因为冷却空气已于透平前和主燃气掺混,因此将透平看做整体膨胀。

应用Jonsson^[15]提出的经验公式冷却模型,以透平多变效率的降低量化冷却空气的影响,具体模型如式(8)~式(10)所示:

$$\frac{\Delta p}{p_{\text{ti}}} = -\frac{G_c K}{G_g}, \quad \Delta p < 0 \quad (8)$$

$$\frac{\eta_{\text{pol,uc}} + \Delta \eta}{\eta_{\text{pol,uc}}} = \frac{\ln(p_{\text{to}}/p_{\text{ti}})}{\ln[p_{\text{to}}/(p_{\text{ti}} + \Delta p)]} \quad (9)$$

$$\eta_{\text{pol,c}} = \eta_{\text{t,uc}} - \Delta \eta, \quad \Delta \eta > 0 \quad (10)$$

式中: Δp —由于冷却空气掺混导致的燃气压力下降,MPa; p_{ti} —透平入口燃气压力,MPa; G_c —冷却空气流量,kg/s; G_g —主燃气流量,kg/s; K —压力损失系数,考虑了冷却空气喷入方向、绝热指数以及马赫数3方面造成的影响; $\eta_{\text{pol,c}}$ —考虑了冷却的透平多变效率; $\Delta \eta$ —由于冷却造成的透平多变效率的损失; $\eta_{\text{t,uc}}$ —未考虑冷却的透平多变效率,本模型取

86.65% ; p_{t0} —透平出口燃气压力,MPa。

ISO 透平模型 K 值选取文献[4]的优化值 0.201。而考虑到 K 取值受燃气绝热指数影响,透平逐级膨胀模型每级透平的 K 值定义为各级燃气绝热指数与 ISO 模型燃气绝热指数之比与 ISO 模型的 K 值的积。

透平等熵效率与多变效率关系也可由热力学关系推导,其关系式如式(11)所示:

$$\eta_{ad,t} = \frac{1 - (p_3/p_4)^{\frac{\eta_{pol,tc}(1-k_g)}{k_g}}}{1 - (p_3/p_4)^{\frac{1-k_g}{k_g}}} \quad (11)$$

式中: $\eta_{ad,t}$ —透平等熵效率; $\eta_{pol,tc}$ —透平多变效率; k_g —燃气绝热指数; p_3, p_4 —透平级进出口压力,MPa。

与压气机模型相似,由等熵效率求得实际膨胀比焓。而计算透平排气相对压比需要已知透平膨胀比,设计工况透平膨胀比由压气机压比与压气机和燃烧室压力保持系数之积计算。

2 热力参数计算与模型参数设置

2.1 气体热力参数计算

文献[12]将燃气分为未参与燃烧的空气、燃烧产生的二氧化碳、燃烧产生与空气携带的水蒸气和大气中氮气,拟合了4种气体的比焓与温度间关系: $h = 4.1868(B_0 + B_1T + B_2T^2 + B_3T^3 + B_4T^4 + B_5T^5)$

$$c_p = 4.1868(B_1 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4) \quad (13)$$

$$c_v = c_p - 8.32026 \quad (14)$$

$$k = c_p/c_v \quad (15)$$

$$\lg \pi_0 = \frac{1}{4.575835} \left(B_1 \ln T + 2B_2T + \frac{3}{2}B_3T^2 + \frac{4}{3}B_4T^3 + \frac{5}{4}B_5T^4 + B_6 \right) \quad (16)$$

式中: h —气体比焓,kJ/kmol; c_p —气体比定压热容,kJ/(kmol·K); c_v —气体比定容热容,kJ/(kmol·K); k —气体比热比; $\lg \pi_0$ —相对压比的常用对数值; T —气体温度,K; $B_0 \sim B_6$ —拟合系数。

文献[16]通过热力学第一定律推导出相对压比的概念。相对压比定义为定熵过程中某一状态点

压力与基准状态压力的比值。本文以此计算等熵状态下压气机压缩和透平膨胀后的气体参数。

需要注意的是,文献[12]所使用的空气成分并没有考虑空气中的水蒸气,但是在压气机部分的计算中,空气参数的计算并没有考虑湿度的影响,而燃气轮机标准运行工况(ISO 工况)的条件是环境温度 288 K、大气压力 0.101 325 MPa,大气相对湿度 60%。因此,基于文献[12]推导不同相对湿度下空气拟合系数的计算式:

$$B'_{n,air} = v_{H_2O,air} B_{n,H_2O} + (1 - v_{H_2O,air}) B_{n,air} \quad (17)$$

式中: $B'_{n,air}$ —考虑空气相对湿度的空气拟合系数; $v_{H_2O,air}$ —水蒸气容积比例; B_{n,H_2O} —水蒸气拟合系数; $B_{n,air}$ —原空气拟合系数。

拟合系数的修正公式也同样适用于空气热力参数的修正,如比焓等参数。

表 1 机组标准进气条件下空气的拟合系数

Tab.1 Fitting coefficients of air in the unit under standard intake conditions

系数	温度 222 ~ 1 000 K	温度 1 000 ~ 2 000 K
B_0	-33.09 531 9	5.097 240 2 × 10 ²
B_1	7.289 442 6	4.853 364 0
B_2	-1.441 345 2 × 10 ⁻³	2.840 178 0 × 10 ⁻³
B_3	2.368 379 8 × 10 ⁻⁶	-1.233 493 6 × 10 ⁻⁶
B_4	-1.065 564 3 × 10 ⁻⁹	3.125 739 4 × 10 ⁻¹⁰
B_5	1.301 415 9 × 10 ⁻¹³	-3.423 486 4 × 10 ⁻¹⁴
B_6	-40.34 962 7	-28.31 407 5

2.2 冷却空气参数计算

压气机模型和透平逐级膨胀模型需要考虑抽气和冷却空气的影响。文献[17]描述了 PG9351FA 型燃气轮机冷却空气流程,透平第一、二级动叶由压气机排气经过透平转子中心孔冷却。本文以动叶第一级与第二级冷却空气量比例确定两者关系。

主燃气与冷却空气掺混后比焓降低,掺混后燃气比焓可由能量平衡关系表示:

$$h'_{gas} = \frac{G_{gas} h_{gas} + \sum G_{ca} h_{ca}}{G_{gas} + \sum G_{ca}} \quad (18)$$

式中: h'_{gas} —掺混后燃气焓值,kJ/kg; G_{gas} —掺混前燃气流量,kg/s; h_{gas} —掺混前燃气焓值,kJ/kg; h_{ca} —冷

却空气焓值, kJ/kg ; G_{ca} —冷却空气流量, kg/s 。

2.3 整机热力参数计算

通过GE公司公布的参数信息以及文献[17]的研究,可以获得PG9351FA型燃气轮机的部分热力参数,由表2所示。本文以透平排气温度、机组功率与机组效率作为校核参数,其余参数作为模型已知参数,输入燃气轮机各部分模型。

表2 PG9351FA型燃气轮机已知参数

Tab.2 PG9351FA gas turbine known parameters

参数	数值
机组功率/MW	255.6
机组效率/%	36.9
压气机进气流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	623.7
压气机压比	15.4
燃烧室出口气温/K	1 703
透平动叶进口气温/K	1 591
透平排气温度/K	882

压气机功耗由式(19)计算,逐级膨胀模型透平级膨胀功由式(20)计算,透平整机膨胀功为各级膨胀功之和。ISO模型透平膨胀功以总燃气流量计算,机组发电量由式(21)计算。

$$W_{\text{cop}} = G_{\text{cop}}(h_{a2} - h_{a0}) - \sum G_{ca-n}(h_{a2} - h_{ca-n}) \quad (19)$$

式中: W_{cop} —压气机实际耗功, kW ; G_{cop} —压气机进气流量, kg/s ; h_{ca-n} —压气机第 n 级抽气焓值, kJ/kg 。

$$W_{\text{tub}} = (G_{\text{gas}} + G_{ca-v})(h_{\text{tubi}} - h_{\text{tubo}}) \quad (20)$$

式中: W_{tub} —透平级膨胀功, kW ; G_{gas} —燃气流量, kg/s ; G_{ca-v} —透平静叶冷却空气流量, kg/s ; h_{tubi} —透平入口燃气比焓, kJ/kg ; h_{tubo} —透平出口燃气比焓, kJ/kg 。

$$W_{\text{gt}} = (W_{\text{tub}} - W_{\text{cop}})\eta_m\eta_G \quad (21)$$

式中: W_{gt} —模型输出机组发电量; η_m —机械效率,取 99%; η_G —发电机效率,取 97.5%。

2.4 模型参数设置

根据文献[4]合理设置抽气量占总冷却空气量

比例、动叶冷却空气量比、压力损失系数与效率,压力保持系数取经验系数。燃气轮机各部件模型参数设置如表3所示。

表3 模型设置参数

Tab.3 Model setup parameters

参数	数值
压气机末级抽气流量占总冷却空气量比例/%	85
压气机9级抽气量占总冷却空气量比例/%	10
压气机13级抽气量占总冷却空气量比例/%	5
压气机压力保持系数/%	99
燃烧室压力保持系数/%	98.01
燃烧室效率/%	99
燃料压缩比	17
透平第一级膨胀比	3
透平第二级膨胀比	2.463
透平第二级与第一级动叶冷却空气量比/%	35.8
ISO透平模型压力损失系数	0.201
未考虑冷却的透平多变效率/%	86.65
机械效率/%	99
发电机效率/%	97.5

3 结果与分析

本文的研究主要分为以下3个方面:(1)比较空气拟合系数修正前后对于模型计算的影响。(2)对比透平逐级膨胀模型和透平ISO简化模型的输出参数。(3)加入压气机变工况模型,分析压气机进口空气湿度变化对机组运行性能的影响。

3.1 压气机进口空气湿度影响

为对比修正空气拟合系数前后对机组参数的影响,设定3种条件:(1)定义空气相对湿度为60%;(2)定义为模型参数设置不变的情况下,调整进口空气的相对湿度为0;(3)改变条件2的模型中未考虑冷却的透平多变效率(86.59%)以及透平第二级动叶动叶冷却空气量与第一级的比值(52.8%),使机组出力和排气温度与额定值一致,定义为条件3。表4为3种条件下模型主要输出参数。

表 4 3 种条件下模型输出参数汇总

Tab. 4 Summary of model output parameters under three conditions

参 数	条件 1	条件 2	条件 3
压气机进气比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	289.338 475 5	288.175 841 1	288.175 841 1
压气机等熵效率/%	87.76	87.75	87.75
压气机出口比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	679.588	677.526	677.526
压气机压缩功/ kW	240 384.307	239 903.741	239 903.741
燃烧室出口燃气比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	2 017.155	2 007.682	2 007.682
冷却空气总量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	117.81	114.89	114.89
透平一级效率/%	87.53	87.59	87.59
透平二级效率/%	87.64	87.66	87.55
透平三级效率/%	87.40	87.41	87.35
透平排气温度/ K	882.03	884.01	881.96
透平膨胀功/ kW	505 182.994	506 028.000	504 706.514
机组出力/ kW	255 596.933	256 876.441	255 600.877
ISO 温度/ K	1 520.75	1 525.74	1525.74
ISO 透平效率/%	88.82	88.86	88.82
ISO 模型透平膨胀功/ kW	512 064.108	512 249.527	512 249.527
ISO 模型机组出力/ kW	262 238.928	262 881.770	262 881.770

由表 4 可知,考虑压气机进口湿度会使压气机进口比焓增加,在燃烧室出口燃气温度设置不变的情况下冷却空气量相差近 3 kg/s , ISO 温度相差 5 K 。因此,不能忽略压气机进口湿度对建立燃气轮机热力模型的影响。

3.2 模型输出参数

表 5 列举了标准进气条件下机组各部分的关键参数。

设置燃料压比为 17,透平第一、第二级膨胀比为 3 和 2.463,计算出燃料压缩耗功为 $8\ 986 \text{ kW}$,与文献[18]计算结果相符。模型输出的冷却空气量占进气量的 18.89%,透平一级冷却空气量占压气机进气量的 11.59%。计算结果符合关于燃气轮机冷却空气量的推测结果^[3-5,19],且模型输出机组性能符合已知参数,证实了模型的有效性。

由 ISO 模型计算参数可以看出,尽管混合后燃气焓值下降,但排气温度差距不大使排气焓值相差不多,燃气量增加使透平膨胀功的增量大于由于焓值降低导致的透平膨胀功的减小量。同时,由于透平膨胀比更大,在进行多变效率和等熵效率的换算时,相对透平各级效率 ISO 模型的等熵效率更高。由表 5 数据可知,两种模型机组发电量误差为 2.72%,两个模型的透平出口温度相差 0.48%,其

结果满足工程误差范围。因此,在工程实际中,在误差要求不高且需要快速获得计算机组额定工况热力参数的条件下,可以考虑使用 ISO 模型代替复杂的逐级膨胀模型,同时 ISO 模型参数也可为建立透平逐级膨胀模型提供参考。

表 5 模型关键输出参数汇总

Tab. 5 Summary of model key output parameters

参 数	数 值
压气机参数	
进气比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	289.338
等熵效率/%	87.756
出口温度/ K	665.90
出口比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	679.588
平均温度下空气比热比	1.388 5
9 级抽气温度/ K	443.89
9 级抽气比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	447.385
13 级抽气温度/ K	533.46
13 级抽气比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	539.807
燃烧室参数	
燃料量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	13.84
燃料定压比热/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	2.578
燃料压缩功/ kW	8 986.424
出口燃气比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	2 017.155
ISO 温度/ K	1 520.88

续表 5

参数	数值
燃烧室参数	
膨胀比	14.9426
第一级静叶冷却空气量/kg·s ⁻¹	72.30
第一级动叶冷却空气量/kg·s ⁻¹	20.50
第一级效率/%	87.53
第一级燃气比热比	1.289 9
第二级静叶冷却空气量/kg·s ⁻¹	11.78
第二级动叶冷却空气量/kg·s ⁻¹	7.34
第二级效率/%	87.64
第二级燃气比热比	1.3085
三级静叶冷却空气量/kg·s ⁻¹	5.89
第三级效率/%	87.40
第三级燃气比热比	1.3224
透平排气温度/K	882.03
燃气排气温度下比焓/kJ·kg ⁻¹	956.592
ISO 模型效率/%	88.82
ISO 模型燃气比热比	1.304 9
ISO 模型排气温度/K	886.23
机组功率参数	
压气机耗功/kW	240 384.307
透平第一级膨胀功/kW	235 427.971
透平第二级膨胀功/kW	161 598.366
透平第三级膨胀功/kW	108 156.700
机组发电量/kW	255 596.974
ISO 模型透平膨胀功/kW	512 386.484
ISO 模型机组发电量/kW	262 550.102

3.3 湿度对设计参数影响

中国科学院大学的路绪坤^[20]对压气机特性曲线做了详细研究,采用文献[20]中的拟合方法获得压气机的通用特性曲线,如图3所示,以此作为压气机变工况模型。其中,压气机进口导叶角度IGV对压气机性能参数的影响参考了文献[3]的研究。

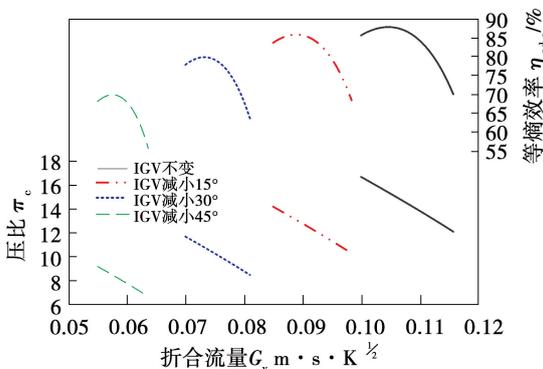


图3 压气机IGV变化下压气机通用特性曲线
($n=3\ 000\ \text{r/min}$)

Fig. 3 Compressor general characteristic curve under compressor IGV change ($n=3\ 000\ \text{r/min}$)

保持环境温度与大气压力不变,机组性能随空气相对湿度的变化如图4~图7所示。

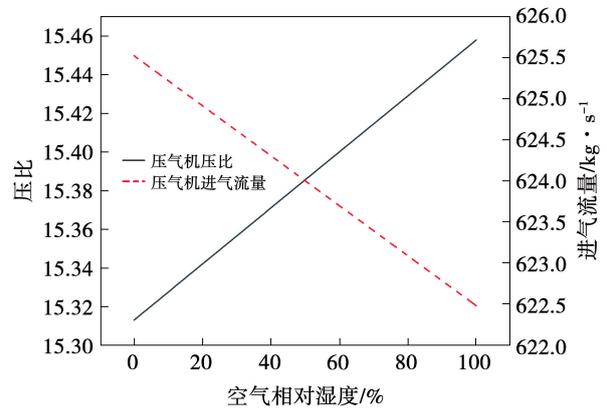


图4 压气机压比和进气流量随进口空气相对湿度的变化
Fig. 4 Variation of pressure ratio and intake flow rate of compressor with air relative humidity

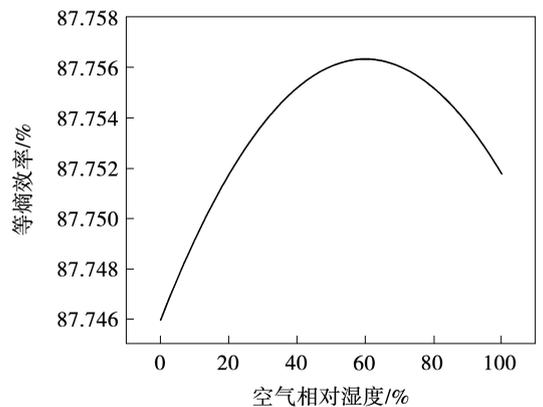


图5 压气机等熵效率随空气相对湿度的变化
Fig. 5 Variation of compressor isentropic efficiency with air relative humidity

由图4、图5可知,当进口空气湿度增加时,空气成分中水蒸气含量增加,而水的相对分子质量小于空气,即相同物质的量的空气质量会降低。在理想气体假设下,压气机进口空气质量流量会随相对湿度的增加而降低,压气机压比会增加,而压气机效率呈现先增加后减小的趋势,且在标准进气条件下最高。湿度变化使压气机流量降低,但同时压比也增加,且压比变化对压气机耗功的影响大于流量变化的影响,因此压气机耗功依然随湿度增加而增加,且增加的趋势逐渐变大。由图6可知,压气机出口空气焓值及成分的变化会影响燃烧室出口气体焓值,进而影响其出口温度。

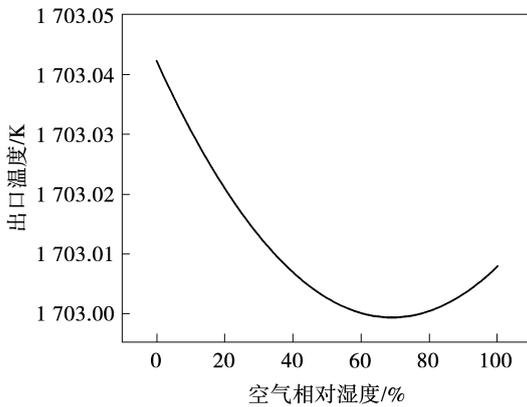


图6 燃烧室出口温度随空气相对湿度的变化
Fig. 6 Variation of combustion chamber outlet temperature with air relative humidity

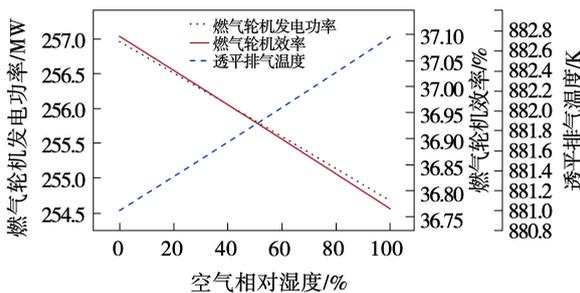


图7 机组性能参数与空气相对湿度关系
Fig. 7 Relation of unit performance parameter and air relative humidity

由于空气湿度增加使压气机耗功增加,而透平膨胀功略微降低,机组发电量减少,同时机组效率也随湿度增加而降低,透平排气温度随湿度增加而升高。其中,发电量由最初 256 959 kW 降低至 254 674 kW,降幅近 1%;机组效率由 37.10% 降至 36.77%;透平排气温度由 881.00 K 升至 882.74 K,变化较缓。机组发电量与效率随空气相对湿度的变化趋势与实际燃气轮机随空气湿度变化关系相符。本文计算结果与镇海机组燃气轮机系统的湿度效应曲线趋势^[21]基本吻合。

4 结论

本文详细介绍了 GE 公司 9FA 型燃气轮机热力模型的建立过程。通过建立、选取模型以及与其他学者研究的交互验证,获得了 9FA 型燃气轮机的重要内部热力参数,并推算了机组变工况运行数据。具体结论如下:

(1) 基于文献[12]对空气拟合系数进行修正,比较了修正前后机组设计参数,认为机组需要考虑空气湿度影响。

(2) 详细介绍了模型选取及建立过程,提出了该机型压气机抽气量和冷却空气量的估算思路,并优化了透平逐级膨胀模型的参数设置。建立了 228~788 K 下甲烷的定压比热的拟合公式,确定空气、燃料和燃气在该温度量级下的部分热力性质。

(3) 将 ISO 工况模型和透平逐级膨胀模型模拟结果进行对比,两个模型计算误差相差较小。

(4) 加入压气机变工况模型,分析机组性能随进气相对湿度的变化规律,并与实际机组比较,进而验证了模型的有效性。

参考文献:

- [1] 姚秀平. 燃气轮机与联合循环[M]. 北京:中国电力出版社,2010.
YAO Xiuping. Gas turbine and combined cycle[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2010.
- [2] 王德慧,李政,麻林巍,等. 大型燃气轮机冷却空气量分配及透平膨胀功计算方法研究[J]. 中国电机工程学报,2004,24(1):180-185.
WANG Dehui, LI Zhen, MA Linwei, et al. Study on cooling air allocation and expander power calculation of large scale gas turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(1): 180-185.
- [3] 张丽丽,王波,张士杰,等. PG9351FA 燃气建模及改烧合成气的流通调整分析[J]. 工程热物理学报,2011,32(1):1-5.
ZHANG Lili, WANG Bo, ZHANG Shijie, et al. Modelling of PG9351FA gas turbine and analysis of flow matching for syngas[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(1): 1-5.
- [4] 郑露霞,张士杰,王波,等. GE 公司重型燃气轮机透平冷气和燃气初温推测[J]. 中国电机工程学报,2019,39(23):6934-6943,7106.
ZHENG Luxia, ZHANG Shijie, WANG Bo, et al. The cooling air and firing temperature estimation for GE's heavy duty gas turbines[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(23): 6934-6943, 7106.
- [5] 王波,张士杰,肖云汉. 大型燃气轮机透平冷却空气量估算[J]. 燃气轮机技术,2009,22(3):29-32.
WANG Bo, ZHANG Shijie, XIAO Yunhan. The cooling air estimation of large scale gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2009, 22(3): 29-32.
- [6] 李政,江宁,麻林巍,等. 西门子公司 V94.3 燃气轮机冷却空气信息推测[J]. 燃气轮机技术,2002,15(4):13-15,38.
LI Zheng, JIANG Ning, MA Linwei, et al. Speculation on cooling

- air information of Siemens V94.3 gas turbine [J]. Gas Turbine Technology, 2002, 15(4): 13 - 15, 38.
- [7] 王凯琳,王波,张士杰,等.透平材料和冷却技术及燃气轮机关键参数变化时联合循环热力性能分析[J].中国电机工程学报,2022,42(3):1034 - 1043.
- WANG Kailin, WANG Bo, ZHANG Shijie, et al. Thermodynamic performance analysis of combined cycle considering variation of turbine cooling-material technology and key parameters of gas turbine [J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(3): 1034 - 1043.
- [8] 朱志劫,田书耘,范雪飞,等.考虑透平逐级冷却的重型燃气轮机热力学建模及关键参数影响分析[J].热力发电,2023,52(5):72 - 81.
- ZHU Zhijie, TIAN Shuyun, FAN Xuefei, et al. Thermodynamic modeling and influence analysis of key parameters of heavy-duty gas turbine considering turbine stage cooling [J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 72 - 81.
- [9] 张盈盈,郑露霞,张士杰.基于联合冷却计算模型的9HA.02燃气轮机冷却空气量预测及参数分析[J].中国电机工程学报,2023,43(2):619 - 629.
- ZHANG Yingying, ZHENG Luxia, ZHANG Shijie. Cooling air prediction and parameter analysis of 9HA.02 gas turbine based on joint cooling calculation model [J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(2): 619 - 629.
- [10] 宫鹏.中低热值燃料燃气轮机热力性能建模与分析[D].北京:中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所),2020.
- GONG Peng. Cooling turbine modeling and thermal performance analysis for heavy-duty gas turbines [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2020.
- [11] 李永毅.重型燃气轮机联合循环部分负荷特性预估模型与系统性能优化研究[D].北京:华北电力大学,2020.
- LI Yongyi. Study on the off-design characteristics prediction model and system performance optimization of the heavy-duty gas turbine combined cycle [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020.
- [12] 张世铮.燃气热力性质的数学公式表示法[J].工程热物理学报,1980(1):10 - 16.
- ZHANG Shizheng. Polynomial expressions of thermodynamic properties of the products of combustion of fuel with air [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1980(1): 10 - 16.
- [13] 强艳,陈云永,李游,等.压气机效率计算方法的探讨[J].燃气涡轮试验与研究,2019,32(6):26 - 30.
- QIANG Yan, CHEN Yunyong, LI You, et al. Calculation methodology of compressor efficiency [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2019, 32(6): 26 - 30.
- [14] 段秋生.燃气-蒸汽联合循环电站热力性能分析理论与计算[M].北京:清华大学出版社,2010.
- DUAN Qiusheng. Theory and calculation of thermal performance analysis of gas-steam combined cycle power plants [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2010.
- [15] JONSSON M, BOLLAND O, BÜCKER D, et al. Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles [J]. Proceedings of Ecos, 2005: 10.
- [16] 吴仲华.燃气的热力性质表[M].北京:科学出版社,1959.
- WU Zhonghua. Table of thermal properties of gas [M]. Beijing: Science Press, 1959.
- [17] 陈文炎. GE9FA燃气轮机若干关键技术特点[J].热力发电,2007,36(11):4 - 6.
- CHEN Wenyan. Features of some key technologies for GE 9FA-grade gas turbines made by GE company [J]. Thermal Power Generation, 2007, 36(11): 4 - 6.
- [18] 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(中国科学院工程热物理研究所),2019.
- ZHENG Luxia. Cooling turbine modeling and thermal performance analysis for heavy-duty gas turbines [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2019.
- [19] 史玉恒.重型燃气轮机变工况性能预测与分析[J].燃气轮机技术,2014,27(1):11 - 15.
- SHI Yuheng. Off-design performance estimation and analysis of heavy duty gas turbine [J]. Gas Turbine Technology, 2014, 27(1): 11 - 15.
- [20] 路绪坤.燃气轮机压气机特性曲线拟合研究[D].北京:中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所),2021.
- LU Xukun. Research on fitting characteristic curves of gas turbine compressor [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences), 2021.
- [21] GE Energy. 燃气运行培训手册-镇海[M].2005.
- GE Energy. Gas turbine operation training manual - Zhenhai [M]. 2005.