

低热值煤气燃气轮机联合循环运行方案分析

钟再锡¹, 霍兆义^{1*}, 汪新², 刘峰¹, 韩仁志¹, 潘玉华¹, 吕子强¹

(1. 辽宁科技大学(材料与冶金学院), 辽宁省鞍山市 114051;

2. 鞍山钢铁集团公司第二发电厂, 辽宁省鞍山市 114000)

Operating Scheme Analysis of Gas Turbine Combined Cycle With Low Calorific Value Gas

ZHONG Zaixi¹, HUO Zhaoyi^{1*}, WANG Xin², LIU Feng¹, HAN Renzhi¹, PAN Yuhua¹, LYU Ziqiang¹

(1. School of Materials and Metallurgy, University of Science and Technology of Liaoning, Anshan 114051, Liaoning Province,

China; 2. The Second Power Plant of Anshan Iron and Steel Group, Anshan 114000, Liaoning Province, China)

ABSTRACT: Gas turbine combined cycle systems(GTCC) have wide applications to utilize byproduct gases with the high efficiency in China's steel plants. An analytical model was proposed for simulating the operation of a low calorific value gas GTCC, aiming to analyze the influence of ambient temperature, lower heating value(LHV) of gas, and inlet air temperature on the combined cycle performance under off-design conditions. Three operating schemes for improving the performance of GTCC were evaluated as the ambient temperature rises. The research results show that the maximum output of the combined cycle can be achieved through the operation scheme combining the regulation of inlet air temperature and LHV. For the 300MW M701S(F) unit, the combined cycle output is increased by 28.96MW through inlet air cooling at ambient temperature of 35 °C. When the regulation of gas LHV is considered simultaneously, the combined cycle output can be ultimately increased by 30.28MW.

KEY WORDS: gas turbine combined cycle; low calorific value gas; off-design; operation scheme

摘要: 燃气轮机联合循环发电机组(gas turbine combined cycle systems, GTCC)广泛应用于中国钢铁企业以高效回收利用副产煤气。建立了低热值煤气 GTCC 系统变工况运行仿真模型,分析了环境温度、煤气热值,以及考虑进气冷却时进气温度对联合循环性能的影响过程。研究了3种不同运行方案在环境温度升高情况下,对联合循环性能的改进效果。研究表明:在环境温度高于设计值时,通过调节进气温度和煤气热值相结合的运行方案,联合循环机组出力提升幅度最大。以300MW级M701S(F)燃气轮机联合循环发电机组作为分析对象,当在环境温度为35℃时,进气冷却使联合循环出力提高28.96MW;当煤气热值可调时,联合

循环的最大出力提升幅度可以进一步提高至30.28MW。

关键词: 燃气轮机联合循环; 低热值煤气; 变工况; 运行方案

0 引言

高炉煤气、焦炉煤气和转炉煤气是钢铁生产过程中的副产品,其中高炉煤气转移了高炉输入燃料中约60%的能量^[1]。燃气轮机联合循环发电(gas turbine combined cycle systems, GTCC)是副产煤气清洁高效利用的有效途径之一。目前国内高炉煤气重型燃机机组均为引进,主要的4家供货商为美国GE、瑞士ABB(现为ALSTOM)、日本三菱和德国西门子,其中三菱机组市场份额处于领先地位^[2]。低热值煤气GTCC机组的实际出力和运行效率对降低钢厂用电成本和提高钢厂回收副产煤气能力具有显著影响。因此,考虑到环境温度变化和副产煤气参数的变化,建立GTCC变工况运行仿真模型,分析机组运行性能及运行策略十分必要。

GTCC在近几年发展中,其运行参数和运行方案不断改进,效率与出力不断提高,如9E级到最先进9H级燃机机组效率从33.9%提高到41.8%,GTCC的效率从52%提高到61.8%,其出力从193.2MW提高到755MW^[3]。在GTCC运行参数和运行方案研究上,郑炯智等对GTCC运行性能进行了分析,发现在给定燃气初温下,压比变化对顶底循环效率及底循环出力影响较大,适当提高压比可以改善GTCC的全工况性能^[4]。钱江波等人研究了环境温度改变对GTCC全工况性能影响,结果表明,顶循环效率变化幅度大于底循环,提高顶循环热效率有利于提高GTCC的全工况性能^[5]。

基金项目: 辽宁省自然科学基金项目(2019-ZD-0272)。

Natural Science Foundation of Liaoning Province (2019-ZD-0272).

Mikielewicz D. 等对燃气轮机类型和燃料热值进行了研究, 发现热值降低可以提高简单燃气轮机效率, 然而使得燃烧室设在透平出口的开式循环燃气轮机效率下降^[6]。戈志华对燃气轮机联合循环热电联产多种运行方式进行了研究, 结果表明, 在供热初末期, 宜通过一拖一背压模式与二拖一抽凝模式配合运行, 供热负荷较大时宜采用二拖一背压模式与二拖一抽凝式模式配合^[7]。Korakianitis T. 等分析了多种轴系燃气轮机设计工况与变工况的优劣性^[8]。Liu Z. 和 Karim I.A. 分析了燃料控制(FFC)和进口导叶控制(IGVC)负荷控制策略对变工况下 GTCC 性能的影响, 并用粒子群优化方法对负荷控制策略进行了优化^[9]。

环境变化对 GTCC 的性能影响较大, 研究表明, 温度每提升 1℃, 燃机出力下降 0.5%~1%^[10-12]。考虑进气冷却可以减少环境对 GTCC 性能的消极影响。宋澜波等分析了 2 种进气冷却技术对连钢 M251S 燃气轮机联合循环出力影响, 与喷雾冷却技术相比, 吸收式制冷机组初始投资成本高, 但环境适应能力强, 在 5~8 月份燃机功率可以提高 10% 左右, 比喷雾冷却高出 5%^[13]。Mohapatra A.K. 和 Sanjay 分析了考虑进气冷却的 GTCC 机组运行性能, 结果表明, 进气冷却可以提高 GTCC 机组的系统热效率和焓效率^[14]。Mahmoudi S.M.S. 等人分析了考虑进气冷却的简单回热式燃气轮机, 结果表明进气温度每降低 10℃, 燃气轮机的热效率和焓效率值增加约 2%~7%^[15]。

GTCC 的变工况运行仿真研究进展显著, 但针对低热值煤气 GTCC 运行特性的相关研究较少。张学镭等针对中低热值燃料燃气轮机工况点调整进行分析, 比较了 5 种调整方案的经济性和安全性^[16]。张兴华构建了高炉煤气 GTCC 变工况数学模型, 并以连钢 50MW 机组为研究对象进行变工况热力性能研究^[17]。张元华通过试验方法分析了 GTCC 机组在变热值运行中的特性参数变化, 为机组实现变热值运行控制改进提供了重要依据^[18]。

研究低热值煤气 GTCC 的变工况特性, 改进其运行方案, 对提高机组性能和降低钢厂运行成本具有重要意义。三菱低热值煤气燃机典型机组包括 150MW 级别 M701SDA 型, 180MW 级别 M701SLDA 型和 300MW 级别 M701S(F)型, 机组热效率高达 45%~50%^[19]。本文以目前国内单机容量最大的 M701S(F)型燃气轮机联合循环机组为研究对象, 考虑进气冷却系

统, 分析环境温度、煤气热值和燃机进气温度对低热值煤气 GTCC 机组运行性能的影响, 并对 3 种保证其最大出力的运行方案性能进行分析。

1 GTCC 与进气冷却集成系统构成

集成系统主要由 M701S(F)燃气轮机、煤压机、溴化锂吸收式制冷机组、三压再热余热锅炉、蒸汽轮机、凝汽器、水泵等单元组成。其系统工作流程如图 1 所示, 由燃气轮机顶循环和蒸汽轮机底循环组成。顶循环中, 空气经过进气冷却系统调节温度后进入压气机压缩, 空气与高炉煤气、焦炉煤气的混合煤气在燃烧室混合燃烧, 产生高温高压烟气进入燃气轮机膨胀做功, 排出中温烟气进入底循环三压再热余热锅炉。余热锅炉产生高、中、低 3 个等级的蒸汽, 一部分低压蒸汽被送往吸收式制冷机组, 其余蒸汽进入汽轮机膨胀做功, 乏汽进入凝汽器放热凝结, 凝结水经过轴封加热器和 TCA 冷却器加热升温, 由给水泵送至余热锅炉。M701S(F)燃气轮机联合循环基准工况参数如表 1 所示。

2 低热煤气联合循环变工况模型

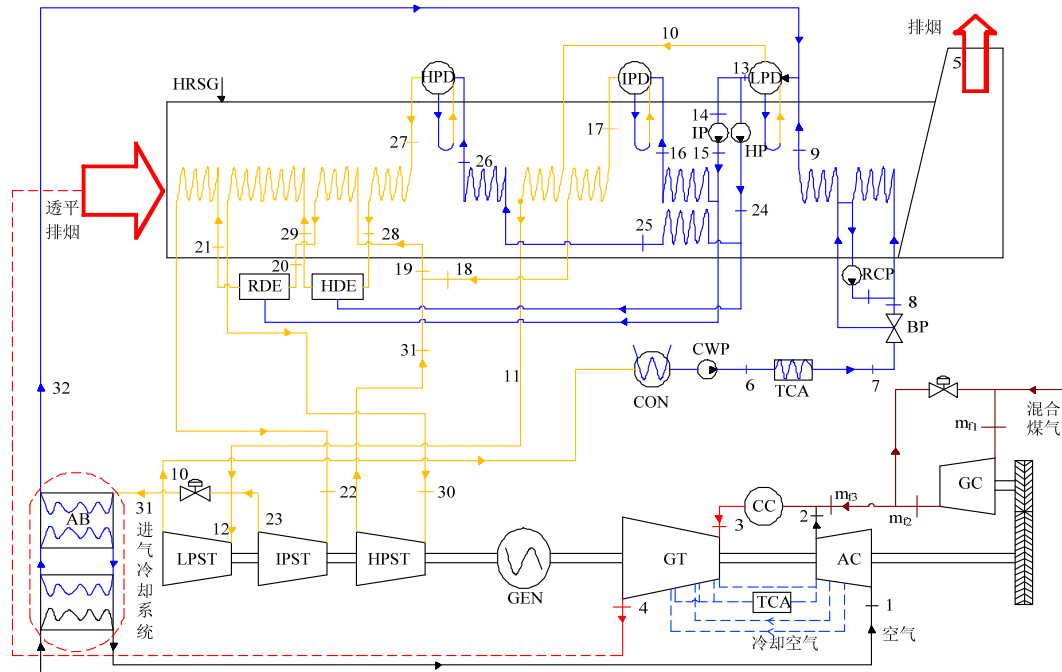
2.1 压气机模型

目前获取压气机特性曲线的办法有以下几种: 逐级叠加法、基元叶栅法、三维 N-S 方程法和简单统计法^[20]。为了降低压气机特性建模的难度, 可通过试验数据拟合得到压气机特性公式、借鉴其他相近的压气机特性曲线或利用相近压气机的结构数据获得压气机特性曲线^[9,16,21]。由于文献[9]中使用的压气机级别与本文接近, 本文采用文献中描述的压气机特性曲线来获得压气机特性参数。计算时, 可以将压气机特性曲线转化为式(1)和(2)带入到模型中去:

$$m_{cr,map} = f(\varepsilon_{cr,map}, (\frac{n}{\sqrt{T}})_{cr,map}) \quad (1)$$

$$\eta_{cr,map} = f(m_{cr,map}, (\frac{n}{\sqrt{T}})_{cr,map}) \quad (2)$$

式中: $m_{cr,map}$ 、 $\eta_{cr,map}$ 、 $\varepsilon_{cr,map}$ 和 $(n/\sqrt{T})_{cr,map}$ 分别是相对折合流量、相对效率、相对压比和相对折合转速。它们是进口导叶(IGV)为设计值时压气机特性曲线的 4 个主要参数, 确定其中任何 2 个参数, 压气机工作状态就确定了, 然而重型燃气轮机压气机进口一般安装有进口导叶, 压气机特性曲线与 IGV 开度的关系如式(3)~(5)所示^[9]:



GC—煤气压缩机; AC—压气机; TCA—透平冷却空气冷却器; CC—燃烧室; GT—透平; HRSG—余热锅炉; HPST—高压汽轮机; IPST—中压汽轮; LPST—低压汽轮机; CON—凝汽器; CWP—循环水泵; RCP—再循环水泵; BP—三通阀; AB—蒸汽型溴化锂吸收式制冷机; GEN—发电机

图1 低热值煤气GTCC与进气冷却集成系统流程

Fig. 1 Flow diagram of lower heating value GTCC and intake air cooling integrated system

表1 GTCC基准工况参数

Table 1 Benchmark operating parameters of GTCC

项目	参数	基准工况	计算值
总体性能参数	燃气初温/℃	1300	1300
	压气机压比	17.92	17.92
	煤压机压比	17.50	17.50
	压气机进口流量/(kg/s)	□	522.72
	煤压机进口流量/(m ³ /h)	496769	496630
	燃气轮机出力/MW	187.62	187.66
	联合循环出力/MW	300	300
	燃气轮机效率/%	31	31
	联合循环效率/%	49.58	49.58
	环境条件与参数	15℃, 100kPa, 37.77%RH	
燃料		H ₂ :5.776%, CO:23.3498%	
		CH ₄ :1.9489%, C ₂ H ₆ :0.1753%	
		N ₂ :53.1597%, CO ₂ :15.5905%	
		LHV=4386.5kJ/m ³	
压损	进口压损/%	2.75	2.75
	燃烧室压损/%	□	2
	排气压损/%	3.05	3.05
效率损失	机械损失/%	1	1
	发电损失/%	2	2
	燃烧室热损失/%	□	1
透平参数	转速/(r/min)	3000	
	等熵效率/%	□	86.1
煤压机参数	压气机出口空气温度/℃	426.72	426.52
	等熵效率/%	□	85.4
透平参数	压气机出口空气温度/℃	416.85	417.27
	等熵效率/%	□	87.30
底循环参数	冷却空气比例/%	□	24.94
	高/中/低压蒸汽温度/℃	□	526.9/276.7/254.2
	再热蒸汽温度/℃	□	528.9
	高/中/低压蒸汽压力/MPa	□	10.64/3.18/0.58
	再热蒸汽压力	□	3.04
汽轮机参数	高/中/低压蒸汽流量/t/h	□	240.9/57.0/45.5
	再热蒸汽流量/t/h	□	283.5
	汽轮机效率/%	□	28.36
	汽轮机出力/MW	112.73	112.37

$$m_{cr} = m_{cr,map} (1 - c_1(\Delta\alpha)_d (1 - \frac{\theta}{\theta_d})) \quad (3)$$

$$\eta_{cr} = \eta_{cr,map} (1 - c_2(\Delta\alpha)_d (1 - \frac{\theta}{\theta_d})) \quad (4)$$

$$\varepsilon_{cr} = \varepsilon_{cr,map} (1 - c_3(\Delta\alpha)_d (1 - \frac{\theta}{\theta_d})) \quad (5)$$

式中: $\Delta\alpha$ 为IGV变化的角度; θ 为IGV的开度, 下标 d 表示设计值; c_1 、 c_2 和 c_3 为公式中的系数, 分别取 0.01、0.0001 和 0.01^[22]。

2.2 燃烧室模型

燃烧室内的燃烧通过热平衡方程描述, 如式(6)所示^[23]:

$$V_{lk} [(h_{\beta=0})_{t_{kout}} - (h_{\beta=0})_{t_j}] + \beta [(h_m)_{t_{mout}} - (h_m)_{t_j}] + \beta \eta_{cc} LHV = V_{lk} (1 - \beta) [(h_{\beta=0})_{t_{cc}} - (h_{\beta=0})_{t_j}] + V_{ly} \beta [(h_{\beta=1})_{t_{cc}} - (h_{\beta=1})_{t_j}] \quad (6)$$

式中: V_{lk} 和 V_{ly} 分别为理论空气量和烟气量; LHV为煤气的低位热值; β 为摩尔燃料系数; η_{cc} 为燃烧室效率; 下标 m 为煤气; t_{kout} 为压气机出口温度, t_{mout} 表示煤压机出口温度, t_{cc} 为燃气初温, t_j 为测燃料热值时的基准温度, 其值为 15℃。

2.3 透平模型

燃气轮机透平共有四级, 由于经过透平第四级的烟气温度已经低于叶片的耐温极限, 所以本文不

考虑透平第四级的冷却。透平静叶所需要的冷却空气量主要来自压气机第 11 级、第 14 级和 17 级出口的抽气, 动叶冷却所需要冷却空气量均从压气机出口抽出并经过 TCA 冷却器冷却后被送至每一级动叶进行冷却^[24]。冷却空气与烟气混合产生的压损视为透平效率的损失, 因此不考虑混合压损。冷却空气计算模型如式(7)所示:

$$m_{ca} = m_{ca,d} \frac{P_{ca}}{P_{ca,d}} \left(\frac{T_{ca,d}}{T_{ca}} \right)^{0.5} \quad (7)$$

式中 m_{ca} 、 P_{ca} 和 T_{ca} 分别表示从压气机级出口抽出的冷却空气的质量、压力和温度。由于透平运行工况稳定, 本文假设流过透平的流量保持在临界流量, 由式(8)描述^[4,16]:

$$\text{Const} = \frac{m_{in} \sqrt{T_{in}}}{k A_{in} P_{in}} \quad (8)$$

其中:

$$k = \sqrt{\frac{\gamma}{R_g} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (9)$$

式中 m_{in} 、 T_{in} 、 P_{in} 分别为透平进口的质量流量、温度和压力。 A_{in} 为透平进口横截面积, γ 为燃气的比热比, R_g 为气体常数, 在燃气初温基本保持不变的情况下, k 基本不变化。变工况下透平的等熵效率可以通过半经验公式(10)描述^[4]:

$$\frac{\eta_t}{\eta_{t,d}} = \frac{n}{n_d} \sqrt{\frac{T_{in,d}}{T_{in}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{1}{\pi_t}\right)_d}{1 - \left(\frac{1}{\pi_t}\right)}} [a_c - (a_c - 1)] \quad (10)$$

式中: π_t 为透平的膨胀比; η_t 为透平等熵效率; n 为燃气轮机转速; a_c 为常数, 取 2.083^[4]。

2.4 底循环热力计算模型

三压再热余热锅炉变工况换热过程可通过传热公式和热平衡公式描述^[4,9,25-26], 通过热平衡公式来确保烟气与水或蒸汽换热过程中的能量守恒, 由于不同工况下余热锅炉换热面积和结构是不能改变的, 因此烟气热量不能无限的传递给水或蒸汽, 所以通过传热公式描述传热过程中的传热限制。以下为余热锅炉传热过程求解公式:

吸热与放热平衡方程:

$$Q_s = V_g \varphi (h_{gi} - h_{go}) = m_s (h_{so} - h_{si}) \quad (11)$$

受热面传热方程:

$$Q_s = UA \Delta T \quad (12)$$

其中:

$$\begin{cases} \Delta T = \frac{(t_{gi} - t_{so}) - (t_{go} - t_{si})}{\ln\left(\frac{t_{gi} - t_{so}}{t_{go} - t_{si}}\right)} \\ UA = UA_d \left(\frac{m_g}{m_{gd}}\right)^n \end{cases} \quad (13)$$

式中: Q_s 为蒸汽或水吸收的热量, V_g 为烟气的标准体积, φ 为换热损失, m_s 为水或蒸汽质量流量, UA 为总传热系数; ΔT 表示对数温差; m_g 为烟气质量流量; t_g 和 h_g 为烟气温度和焓值; t_s 和 h_s 为水或蒸汽焓值; 下标 i 表示进口, o 表示出口, d 表示设计值; n 取 0.8^[9,26]。余热锅炉受热侧水或蒸汽在换热过程中存在一定的压降, 变工况时可通过表达式(14)修正:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_d} = \left(\frac{m}{m_d}\right)^x \left(\frac{T}{T_d}\right)^y \left(\frac{p}{p_d}\right)^z \left(\frac{v}{v_d}\right)^a \quad (14)$$

式中: m 、 T 、 P 和 v 分别表示流体流速、温度、压力和比容; 上标为 x 、 y 、 z 和 a 为各参数的影响指数。对于过热器侧, a 等于 1, x 、 y 和 z 为 0, 对于蒸发器侧, x 、 y 、 z 和 a 都为 0, 对于省煤器侧, x 为 1.98, y 、 z 和 a 都为 0^[4,22]。

汽轮机运行分为定压运行和滑压运行, 目前多数相关文献采用如下简化^[4,26]: 当汽轮机负荷高于 45% 时, 采用滑压运行; 当汽轮机负荷低于 45% 时, 采用定压运行。

汽轮机变工况主要考虑外部通流能力和内部运行效率的变化^[26]。外部通流能力可通过 Flügel 公式描述, 内部运行效率可通过如下公式修正^[4]:

$$\frac{\eta_s}{\eta_{s,d}} = -1.0176 \left(\frac{m_s}{m_{s,d}}\right)^4 + 2.4443 \left(\frac{m_s}{m_{s,d}}\right)^3 - 2.1812 \left(\frac{m_s}{m_{s,d}}\right)^2 + 1.0535 \left(\frac{m_s}{m_{s,d}}\right) + 0.701 \quad (15)$$

式中 η_s 为汽轮机效率, 下标 d 表示设计值。由于汽轮机最后几级是在湿蒸汽区工作的, 所以需要根据排汽干度对低压汽轮机等熵效率做相应的修正, 其修正公式如下^[4]:

$$\eta_{s,corr} = \eta_s - \frac{1}{2} \Delta x_e \quad (16)$$

式中 Δx_e 为设计干度与变工况干度差值。

凝汽器将低压缸排出的汽水混合物冷凝成饱和水。假定进入凝汽器的循环冷却水量保持不变，即凝汽器的 UA 保持不变。凝汽器的变工况热平衡方程如式(17)所示：

$$Q_{con} = m_{con}(h_{con,i} - h_{con,o}) = UA_{con} \frac{t_{cw,o} - t_{cw,i}}{\ln \frac{t_{con} - t_{cw,i}}{t_{con} - t_{cw,o}}} \quad (17)$$

式中： Q 为热量； m 为质量流量； h 为焓值； t 为温度； UA 为总传热系数；下标 con 表示凝汽器，cw 表示循环冷却水，i 表示进口，o 表示出口。

2.5 吸收式制冷机组模型

燃机进气冷却所需的制冷量：

$$Q_{air} = m_{ain}h_{ki0} - (m_{ain} - m_w)h_{ki} + m_w\psi_w \quad (18)$$

吸收式制冷机消耗的低压蒸汽热量：

$$Q_{AC} = Q_{air} / COP \quad (19)$$

式中： m_{ain} 为进入进气冷却系统的空气流量； m_w 为冷却后空气析出的凝结水流量； h_{ki0} 为环境温度下空气的焓值； h_{ki} 为冷却后空气的焓值； ψ_w 为水蒸汽凝结潜热，COP 为效能系数，取 1.41^[13]。

2.6 性能评价模型

顶循环效率为

$$\eta_{gt} = \frac{3600W_{netGT}}{V_f LHV} \quad (20)$$

底循环效率为

$$\eta_b = \eta_{hrsg}\eta_{st} \quad (21)$$

联合循环热效率为

$$\eta_{gtcc} = \frac{3600(W_{st} + W_{netGT})}{V_f LHV} \quad (22)$$

在式(19)到式(21)中： W_{netGT} 为燃气轮机负荷； V_f 为进入燃烧室的煤气量； W_{st} 为汽轮机负荷； η_{hrsg} 和 η_{st} 分别为余热锅炉效率和汽轮机效率。

3 机组变工况计算与结果分析

燃机基本运行策略有 3 种，分别是燃料控制、等燃机初温运行(等 T_3 运行)和等燃机排烟温度运行(等 T_4 运行)^[4]。在本文，M701S(F)机组采用等 T_4 运行和燃料控制相结合的运行控制策略。随着负荷下降，先采用燃料调节方式，当排烟温度降到 522℃ 时，则采用等 T_4 调节方式，通过 IGV 开度调节燃气轮机出力。

3.1 模型验证

设定大气压力为 100kPa，煤压机入口表压为

6.69kPa，煤压机进口温度取 34℃。环境温度分别为 15℃ 和 25℃ 时，选取压气机压比、压气机出口温度、燃机排烟温度、联合循环出力和循环效率的实际运行数据和模型数据进行验证，其验证结果如图 2—6 所示。模型得到的运行参数随燃机负荷的

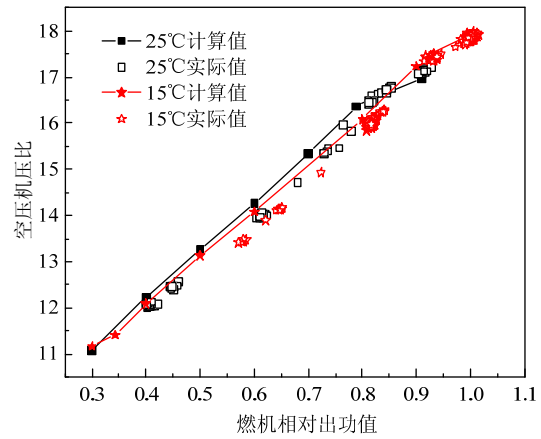


图 2 变工况下压气机压比模拟验证

Fig. 2 Simulation verification of air compressor ratio under part-load conditions

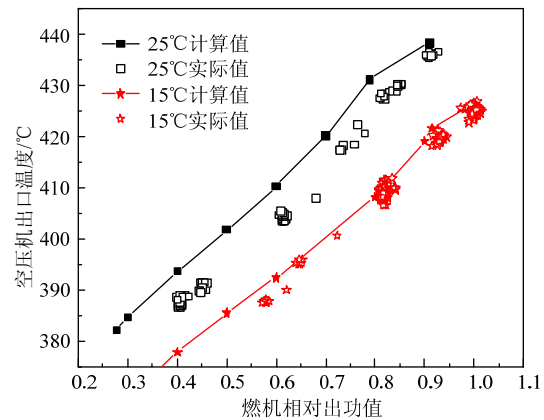


图 3 变工况下压气机出口温度模拟验证

Fig. 3 Simulation verification of air compressor outlet temperature under part-load conditions

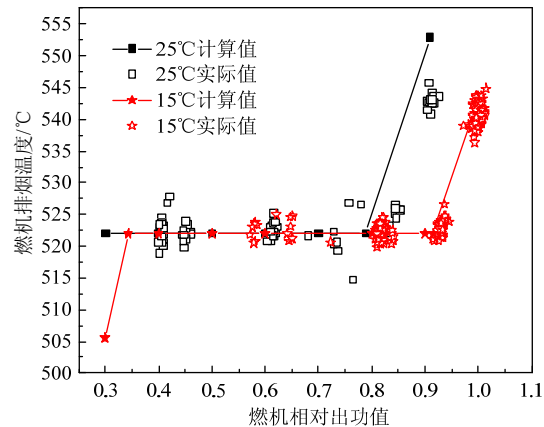


图 4 变工况下燃机排烟温度模拟验证

Fig. 4 Simulation verification of gas turbine exit temperature under part-load conditions

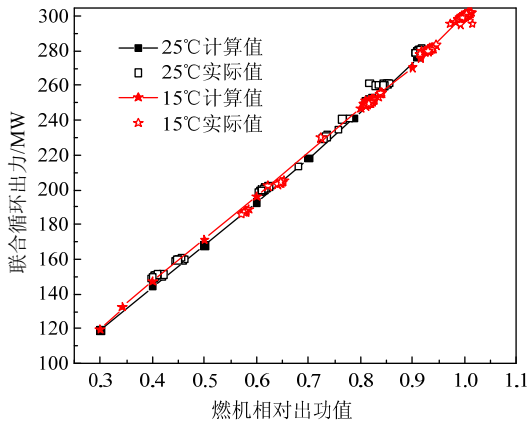


图 5 变工况下联合循环出力模拟验证

Fig. 5 Simulation verification of combined cycle output under part-load conditions

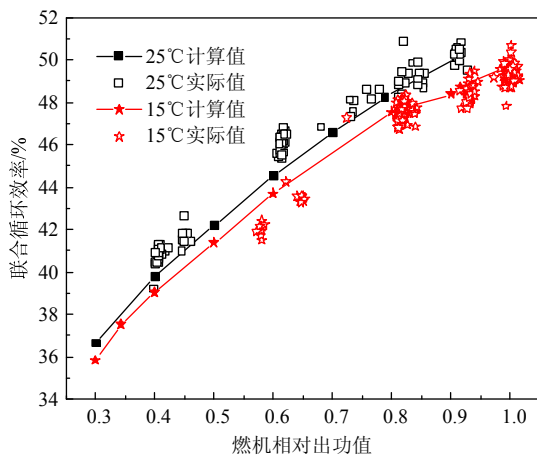


图 6 变工况下联合循环效率模拟验证

Fig. 6 Simulation verification of combined cycle efficiency under part-load conditions

变化规律与实际数据基本吻合，其中压气机出口温度存在一定偏差，但并没有影响联合循环整体性能的准确预测。联合循环出力及其效率的模型数据与实际数据吻合良好，尤其在燃机相对出功值大于 0.9 时高度吻合。

3.2 环境温度和煤气热值变化对联合机组性能影响

设定环境压力为 100kPa，环境湿度为 60%；煤压机进口表压为 6.69kPa，煤压机进口温度为 34℃；通过调节高炉煤气与焦炉煤气的流量配比使煤气热值控制在 4100~4600kJ/Nm³ 范围。为保证机组达到最大出力，维持燃气初温在 1300℃ 不变，图 7、8 分析了环境温度和煤气热值变化对无进气冷时 GTCC 机组性能的影响。

如图 7 所示，GTCC 机组出力的整体变化趋势为随着环境温度升高而下降，随着煤气热值的增大而减小。如环境温度达到 35℃ 时，GTCC 机组最大出力无法达到额定出力 300MW，此时，通过降低煤气热值可使其提高 12.59MW。如图 8 所示，随着

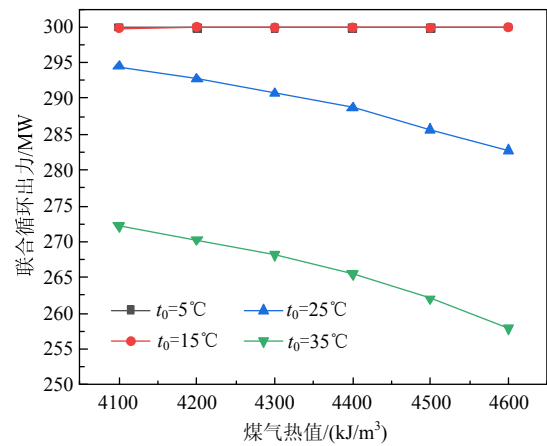


图 7 不同环境温度下煤气热值对联合循环出力影响

Fig. 7 Impact of Gas lower heating value on the power of combined cycle under different ambient temperature

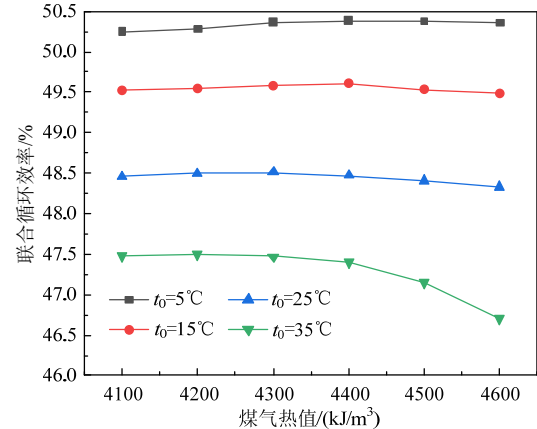


图 8 不同环境温度下煤气热值对联合循环效率影响

Fig. 8 Impact of Gas lower heating value on the efficiency of combined cycle under different ambient temperature

环境温度升高，GTCC 机组循环效率下降明显，在煤气热值为 4600kJ/Nm³ 时，环境温度升高导致机组循环效率下降 3.03 个百分点；而煤气热值变化对 GTCC 机组的循环效率影响较小，在环境温度为 35℃ 时，随着煤气热值降低，机组循环效率上升 0.34 个百分点。

图 9、10 为 IGV 开度和燃机排烟流量的变化过程。在 IGV 可调范围内，IGV 开度随着环境温度和煤气热值的增大而增大，以提高燃机进气流量，从而增大 GTCC 机组出力。因此，燃机排烟流量随着环境温度升高而增大，随着煤气热值增加先减小后增大。然而当 IGV 开度达到 100% 时，压气机流通能力达到最大，燃机排烟流量随环境温度和煤气热值增大快速下降，GTCC 机组出力随之下降。

3.3 进气冷却对联合机组性能影响

设煤气热值为 4400kJ/Nm³，其他计算条件与 3.2 节相同，分析了在不同环境温度下燃机进气温度变化对 GTCC 机组性能的影响。

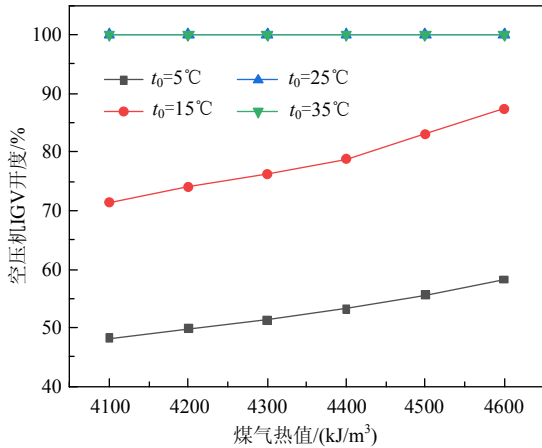


图9 不同环境温度下煤气热值对压气机IGV开度影响
Fig. 9 Impact of heating value of gas on air compressor's

IGV opening under different ambient temperature

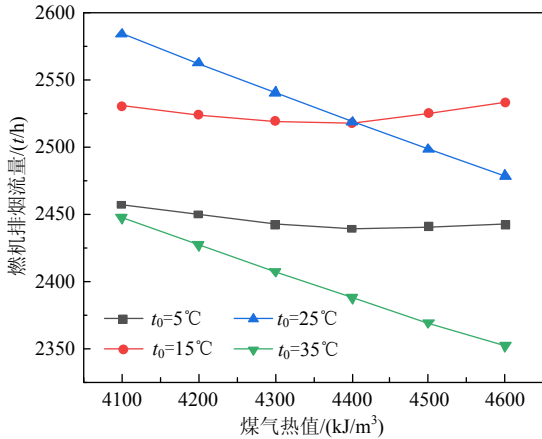


图10 不同环境温度下煤气热值对燃机排烟流量影响
Fig. 10 Impact of gas lower heating value on gas turbine exhaust flow under different ambient temperature

如图11所示,当环境温度升高导致GTCC机组无法达到额定出力时,降低燃机进气温度可以提高GTCC机组出力。如当环境温度为35°C时,进气温度从19°C降低到11°C,GTCC机组出力提高了3.9MW。如图12所示,调节燃机进气温度对GTCC

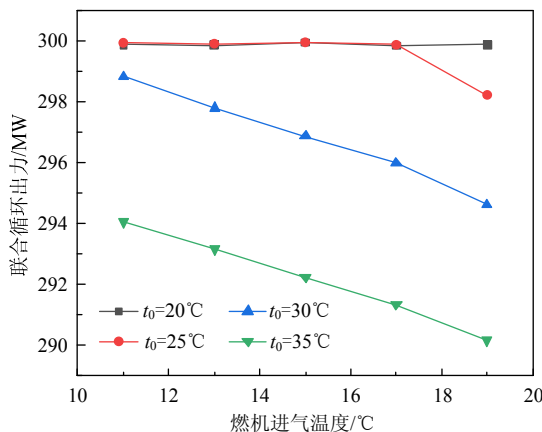


图11 不同环境温度下燃机进气温度对联合循环出力影响
Fig. 11 Impact of turbine inlet air temperature on combined cycle power under different ambient temperature

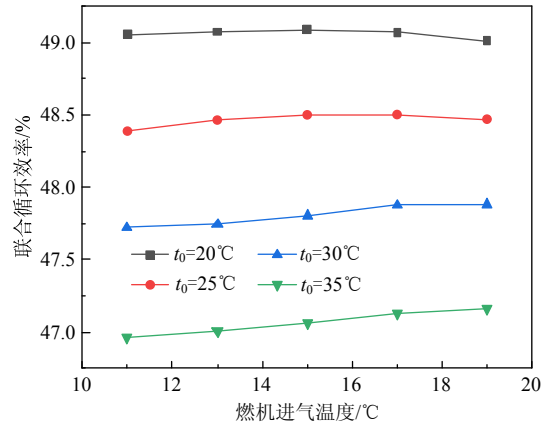


图12 不同环境温度下燃机进气温度对联合循环效率影响
Fig. 12 Impact of turbine inlet air temperature on efficiency of combined cycle under different ambient temperature

机组热效率影响较小。当环境温度为35°C时,进气温度变化导致的GTCC机组热效率最大变化幅度仅为0.2个百分点。

IGV开度和燃机排烟流量的变化过程如图13、14所示。相同环境温度下,IGV开度随着进气温度升高而增大;最大IGV开度由压气机最小安全喘振裕度确定,压气机最小安全喘振裕度一般取10%~20%,本文取15%^[27-28]。当IGV达到最大开度之前,燃机排烟流量随着燃机进气温度和环境温度的升高而增大。当IGV达到最大开度,燃机排烟流量受环境温度变化影响较小,其仅随着燃机进气温度升高而减小。这是IGV开度调节与空气密度变化综合作用的结果。

图15、16为环境温度和燃机进气温度对顶底循环性能的影响。从图中可知,随着环境温度升高和燃机进气温度降低,顶循环效率和出力会随之增

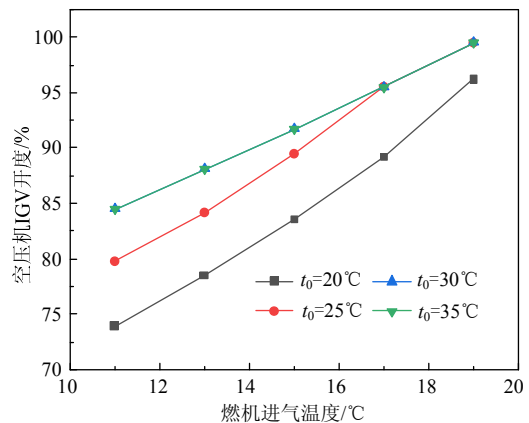


图13 不同环境温度下燃机进气温度对IGV开度影响
Fig. 13 Impact of gas turbine inlet air temperature on air compressor's IGV opening degree under different ambient temperature

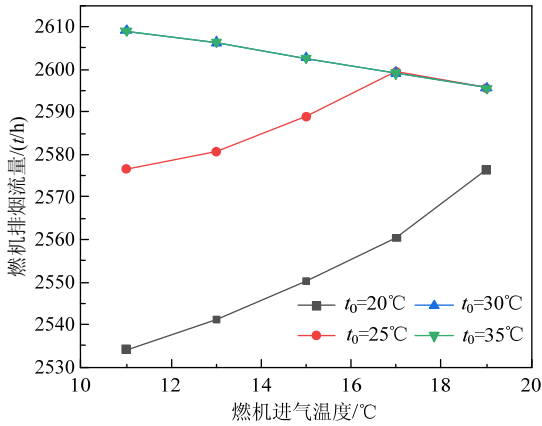
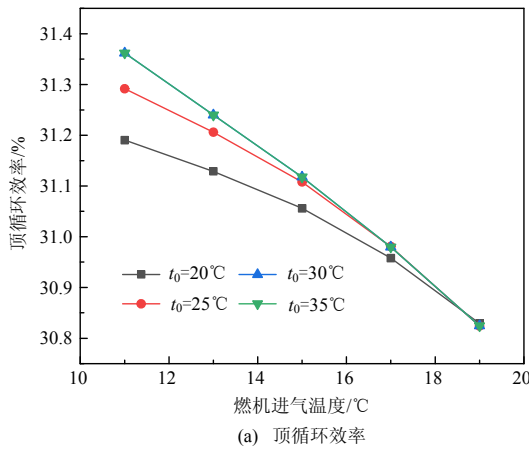
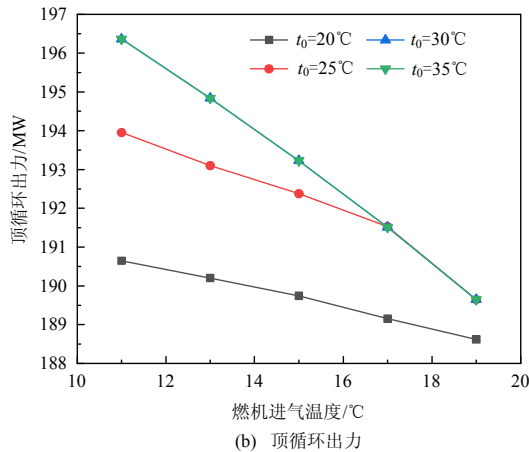


图 14 不同环境温度下燃机进气温度对燃机排烟流量影响

Fig. 14 Impact of turbine inlet air temperature on gas turbine exhaust gas flow under different ambient temperature



(a) 顶循环效率

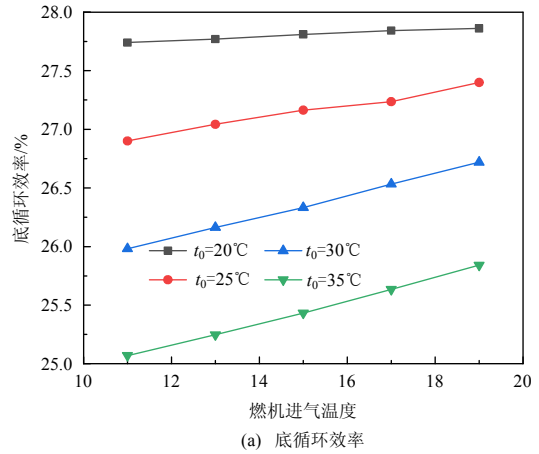


(b) 顶循环出力

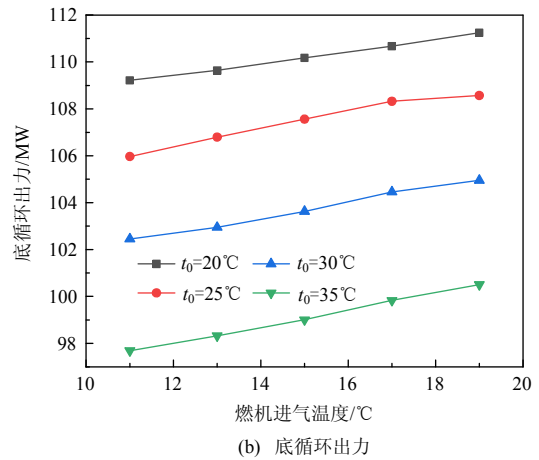
图 15 不同环境温度下燃机进气温度对顶循环性能影响

Fig. 15 Impact of turbine inlet air temperature on top cycle performance under different ambient temperature

大。环境温度大于 30℃时，顶循环的出力和效率达到最大，燃机进气温度降低到 11℃时，它们分别为 196.36MW 和 31.36%，比环境温度为 20℃时机组出力增加 5.72MW，循环效率提高了 0.17 个百分点。原因是进气温度降低，空气密度增大，压气机压缩相同工质的耗功相对降低。底循环出力和效率的变



(a) 底循环效率



(b) 底循环出力

图 16 不同环境温度下燃机进气温度对底循环性能影响

Fig. 16 Impact of turbine inlet air temperature on bottom cycle performance under different ambient temperature

化趋势与顶循环相反，其降幅在 35℃时达到最大，分别降低 2.82MW 和 0.77 个百分点。原因是环境温度升高导致汽轮机背压增大，单位进汽量做功减小，同时进气冷却负荷增大使汽轮机低压缸进汽量减少，从而导致底循环出力降低。综合作用下，GTCC 机组的效率变化较小，而其出力随着进气温度降低而增大。

4 联合循环运行方案分析

GTCC 机组维持最大出力运行可以回收更多副产煤气，减少钢厂的购电成本。本文分析了 GTCC 机组最大出力下的 3 种变工况运行方案。方案一不考虑进气冷却，煤气热值设为 4400kJ/Nm³，仅通过增大 IGV 开度提高联合循环机组出力；方案二在方案一基础上考虑进气冷却，采用增大 IGV 开度和降低进气温度的调节手段提高 GTCC 机组出力；方案三在方案二基础上考虑变热值运行，采用增大 IGV 开度、降低煤气热值和降低进气温度的方式提高 GTCC 机组出力。3 种运行方案仿真计算逻辑如图 17 所示。

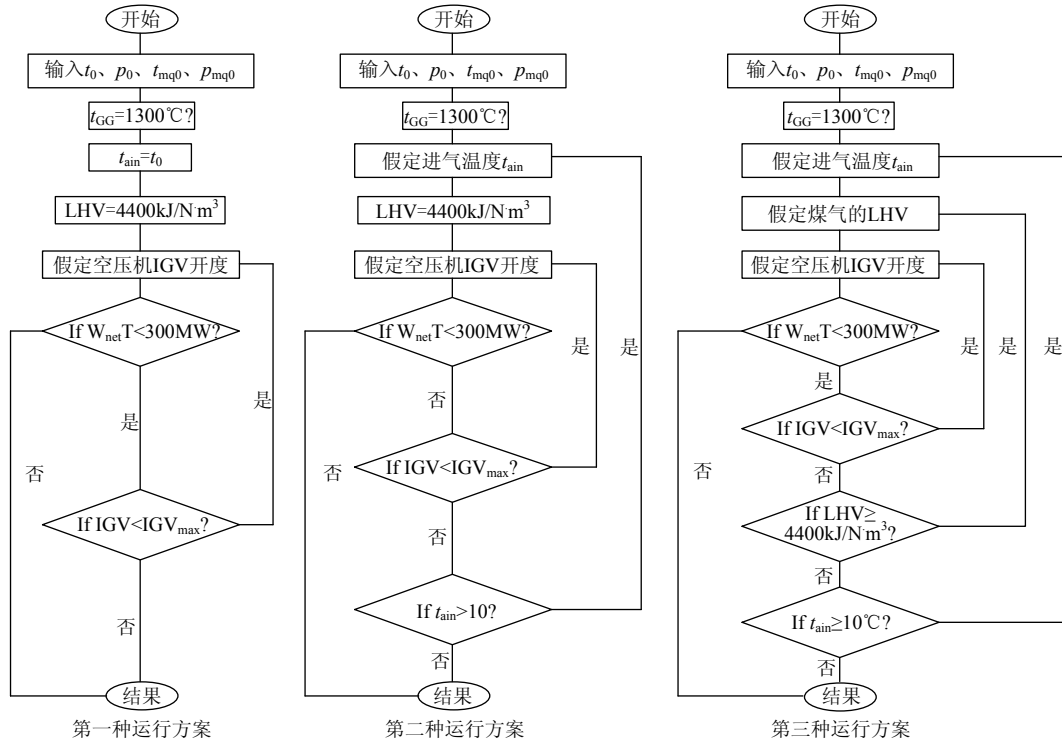


图 17 3种联合循环运行方案逻辑框图

Fig. 17 Logical block diagram of three combined cycle operation schemes

图 18、19 展示了 3 种运行方案下 GTCC 机组的变工况性能对比分析。从图中可以看出，进气冷却能够在环境温度高于设计值时，显著提升 GTCC 机组的出力，且提升幅度随着环境温度的升高而增大。在环境温度为 35℃ 时，进气冷却使得 GTCC 机组出力提高了 28.96MW；当煤气热值可调时，GTCC 机组的最大出力提升幅度可以进一步提高至 30.28MW，比方案二提高了 1.31MW。与对 GTCC 机组出力影响不同，进气冷却会导致 GTCC 机组效率略微下降。在环境温度为 35℃ 时，进气冷却使 GTCC 机组热效率下降 0.53 个百分点。由此可见，

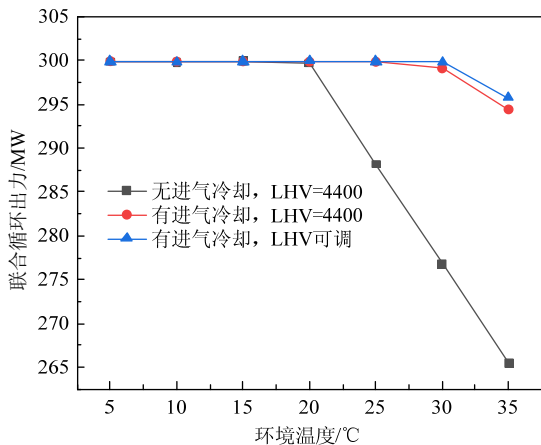


图 18 3种运行方案对联合循环出力影响
Fig. 18 Impact of operating schemes on combined cycle output

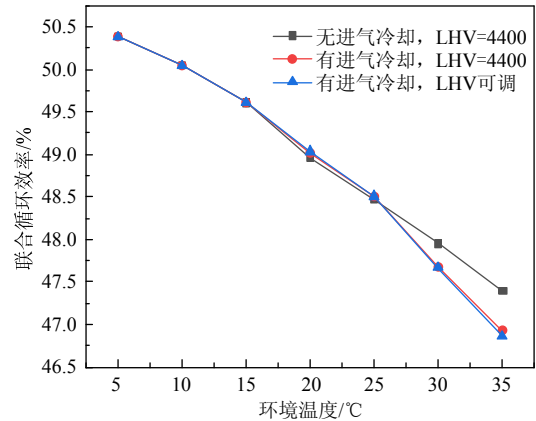


图 19 3种运行方案对联合循环效率影响
Fig. 19 Impact of operating schemes on combined cycle efficiency

GTCC 机组最重要的 2 个经济性指标在不同运行方案下存在矛盾。考虑联合循环的燃料为钢厂副产煤气，在副产煤气供给充足的情况下，提高联合循环的出力显然是更值得寻求的控制目标。

综上，方案三为符合工程实际需求的最佳运行方案，GTCC 机组在此运行方案下出力最大。表 2 列出了 GTCC 机组在方案三控制下变工况运行的主要运行参数。随着环境温度升高，当环境温度小于 20℃ 时，GTCC 机组可通过开大 IGV 开度和降低煤气热值维持满负荷运行。当环境温度达到 20℃ 时，煤气热值从 4400kJ/Nm³ 降低到 4300kJ/Nm³，

表 2 基于方案三联合循环机组主要运行参数

Table 2 The main operating parameters of GTCC for operating scheme 3

环境 温度/℃	压比	燃机排 气流量/(t/h)	燃机排 气温度/℃	顶循环 出力/MW	冷负荷/ MW	抽汽比	底循环 出力/MW	混合煤气 热值/(kJ/Nm ³)	压气机 IGV 开度/%	燃机进气 温度/℃	煤气量/ (m ³ /h)
5	17.25	2438.88	546.11	184.23	0	0	115.61	4400	53.2	5	486890.68
10	17.53	2472.26	544.91	185.78	0	0	114.03	4400	64.4	10	490161.39
15	17.90	2517.40	543.12	187.32	0	0	112.57	4400	78.8	15	494601.57
20	18.37	2578.05	541.62	188.29	0	0	111.45	4300	95	20	512107.99
25	18.60	2608.47	539.72	190.73	1.99	0.0087	109.14	4300	97.9	19	517548.05
30	18.64	2626.51	538.14	196.61	18.67	0.0819	103.22	4200	80.7	11	539159.89
35	18.68	2637.35	538.42	196.70	30.03	0.131	99.04	4100	77.29	10	554113.19

IGV 开度从 78.8% 开大到 95%，顶循环出力从 184.23MW 提高至 188.29MW，底循环出力从 115.61MW 降至 111.45MW。当环境温度大于 20℃ 时，进气冷却系统开启，通过降低进气温度和煤气热值来提高 GTCC 机组出力。当环境温度达到 35℃ 时，进气温度降低至 10℃，煤气热值降低至 4100kJ/Nm³，GTCC 机组出力提升幅度达到最大。

5 结论

本文以 300MW 级 M701S(F) 燃气轮机联合循环发电机组作为分析对象，通过建立低热值煤气 GTCC 变工况分析模型，对环境温度升高情况下 GTCC 机组的不同运行方案进行分析，主要结论如下：

1) 煤气热值变化可显著影响 GTCC 机组出力，而对机组循环效率影响较小。当环境温度为 35℃ 时，随着煤气热值下降，GTCC 机组出力提高 12.59MW，机组循环效率上升 0.34 个百分点。

2) 在定煤气热值下，随着进气温度降低，联合循环出力提高，联合循环热效率略微下降。当环境温度为 35℃ 时，进气温度从 19℃ 降低到 11℃，其出力提高了 3.9MW，热效率仅下降了 0.2%。

3) 当环境温度升高时，同时考虑进气冷却和煤气热值调节是最佳的运行方案。当环境温度为 35℃ 时，联合循环最大出力可提升 30.28MW，联合循环效率仅下降约 0.53 个百分点。

参考文献

- [1] 吴丹, 赵双鹏, 黄金船, 等. 浅谈高炉煤气在鞍钢的发电利用[J]. 冶金与材料, 2020, 40(1): 157-158.
WU Dan, ZHAO Shuangpeng, HUANG Jingchuan, et al. Talking about the utilization of blast furnace gas in Angang[J]. Metallurgy and Materials, 2020, 40(1): 157-158(in Chinese).
- [2] 余正环, 邢跃, 朱基木, 等. 大型联合钢铁企业低中热值煤气发电综合利用的优化分析[J]. 宝钢技术,

2011(1): 20-28.

- YU Zhenghuan, XING Yue, ZHU Jimu, et al. Optimization of power generation with low or medium calorific gas in large integrated iron and steel works [J]. Bao-Steel Technology, 2011(1): 20-28(in Chinese).
- [3] MATTA R K, MERCER G D, TUTHILL R S. Power systems for the 21st century-“H” gas turbine combined-cycles[R]. Schenectady, NY: GE Power Systems, 2000.
- [4] 郑炯智, 张国强, 许彦平, 等. 顶底循环参数对燃气-蒸汽联合循环全工况性能影响分析[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(23): 6418-6431.
ZHENG Jiongzhi, ZHANG Guoqiang, XU Yanping, et al. Analysis of topping and bottoming cycle parameters on the performance of the combined cycle at design/off-design condition[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(23): 6418-6431(in Chinese).
- [5] 钱江波, 周伟伟, 谷青峰, 等. 环境温度对 E 级燃气-蒸汽联合循环机组全工况影响[J]. 北京理工大学学报, 2018, 38(9): 905-911.
QIAN Jiangbo, ZHOU Weiwei, GU Qingfeng, et al. Effect of ambient temperature on the performance and peak load regulation of the E-stage gas-steam combined cycle unit[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2018, 38(9): 905-911(in Chinese).
- [6] MIKIELEWICZ D, KOSOWSKI K, TUCKI K, et al. Influence of different biofuels on the efficiency of gas turbine cycles for prosumer and distributed energy power plants[J]. Energies, 2019, 12(16): 3173-3194.
- [7] 戈志华, 马立群, 何洁, 等. 燃气-蒸汽联合循环热电联产机组多种运行方式负荷特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(8): 2587-2596.
GE Zhihua, MA Liqun, HE Jie, et al. Study on load characteristics of multiple operation modes of gas-steam combined cycle cogeneration unit[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(8): 2587-2596(in Chinese).
- [8] KORAKIANITIS T, SVENSSON K. Off-design performance of various gas-turbine cycle and shaft configurations[C]//ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Stockholm, Sweden: ASME, 1998: 649-655.
- [9] LIU Zuming, KARIMI I A. Simulation and optimization of a combined cycle gas turbine power plant for part-load operation[J]. Chemical Engineering Research and Design, 2018, 131: 29-40.
- [10] 李双江, 刘亚. 燃气轮机进气喷雾式蒸发冷却装置的经

- 济性分析[J]. 电力建设, 2012, 33(9): 51-54.
- LI Shuangjiang, LIU Ya. Economic analysis of spray evaporative cooler for gas turbine inlet air[J]. Electric Power Construction, 2012, 33(9): 51-54(in Chinese).
- [11] 梁庆林. 燃气轮机进气冷却技术及其应用[J]. 山东工业技术, 2014(17): 16-17.
- LIANG Qinglin. Gas turbine inlet cooling technology and application[J]. Shandong Industrial Technology, 2014(17): 16-17(in Chinese).
- [12] MOHANTY B, PALOSO JR G. Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller[J]. Heat Recovery Systems and CHP, 1995, 15(1): 41-50.
- [13] 宋澜波, 王波, 龙文辉, 等. 燃气轮机进气喷雾蒸发式冷却与 Li-Br 吸收式制冷冷却增能对比分析[J]. 热科学与技术, 2019, 18(5): 405-410.
- SONG Lanbo, WANG Bo, LONG Wenhui, et al. Comparative analysis of the spray evaporation cooling technology and Li-Br refrigeration cooling system for the gas turbine output increases[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2019, 18(5): 405-410(in Chinese).
- [14] MOHAPATRA A K, SANJAY. Exergetic evaluation of gas-turbine based combined cycle system with vapor absorption inlet cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 136: 431-443.
- [15] MAHMOUDI S M S, ZARE V, RANJBAR F, et al. Energy and exergy analysis of simple and regenerative gas turbines inlet air cooling using absorption refrigeration[J]. Journal of Applied Sciences, 2019, 9(13): 2399-2407.
- [16] 张学镭, 王松岭, 陈海平, 等. 燃烧中低热值燃料时燃气轮机系统的应对方案及其性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(19): 110-116.
- ZHANG Xuelei, WANG Songling, CHEN Haiping, et al. Adjustment strategy and performance analysis of gas turbine system when burning medium and low heat value fuel[J]. Proceeding of the CSEE, 2006, 26(19): 110-116(in Chinese).
- [17] 张兴华. 高炉煤气燃气-蒸汽联合循环热力性能数学模型及优化研究[D]. 长沙: 中南大学, 2010.
- ZHANG Xinghua. Thermal performance models and optimization study on gas-steam combined cycle unit using blast furnace gas[D]. Changsha: Central South University, 2010(in Chinese).
- [18] 张元华. 高炉煤气燃气-蒸汽联合循环发电机组变热值运行分析及应用[D]. 鞍山: 辽宁科技大学, 2017.
- ZHANG Yuanhua. Analysis and application of variable calorie operation in BFG firing combined cycle power plant[D]. Anshan: University of Science and Technology Liaoning, 2017(in Chinese).
- [19] 雍一正, 穆克进. 三菱高炉煤气燃机在中国市场的应用与普及[J]. 中国钢铁业, 2013(5): 26-27.
- YONG Yizheng, MU Kejin. Application and popularization of mitsubishi blast furnace gas turbine in the Chinese market[J]. China Steel Industry, 2013(5): 26-27(in Chinese).
- [20] 黄志峰. 电站 GTCC 变工况建模及其应用[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.
- HUANG Zhifeng. Off-design model building and its application for GTCC[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2016(in Chinese).
- [21] 刘喜超, 唐胜利. 基于偏最小二乘法的压气机特性曲线的拟和[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(5): 327-329.
- LIU Xichao, TANG Shengli. Mathematical model of compressor characteristic map based on the partial least square theory[J]. Turbine Technology, 2006, 48(5): 327-329(in Chinese).
- [22] LIU Zuming, KARIMI I A. Simulating combined cycle gas turbine power plants in Aspen HYSYS[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 171: 1213-1225.
- [23] 王文华, 陈林根, 丁泽民, 等. 钢铁厂高炉煤气燃气轮机循环热力分析[J]. 热力透平, 2014, 43(4): 276-280, 290.
- WANG Wenhua, CHEN Lingen, DING Zhemin, et al. Thermodynamic performance analysis for blast-furnace gas firing gas turbine in steel mill[J]. Thermal Turbine, 2014, 43(4): 276-280, 290(in Chinese).
- [24] 黄力森, 陈红英. M701F 型燃气轮机冷却空气系统[J]. 热力发电, 2006, 35(10): 54-56, 59.
- HUANG Lisen, CHEN Hongying. The cooling air system of M701F type gas turbines[J]. Thermal Power Generation, 2006, 35(10): 54-56, 59(in Chinese).
- [25] GANAPATHY V. Simplify heat recovery steam generator evaluation[J]. Hydrocarbon Processing, 1990, 69: 1-6.
- [26] 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(中国科学院工程热物理研究所), 2019.
- HUANG Chaoqun. Analysis and optimization of thermodynamic performance for bottom cycle of heavy duty gas turbine combined cycle[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2019(in Chinese).
- [27] KIM Y S, LEE J J, KIM T S, et al. Effects of syngas type on the operation and performance of a gas turbine in integrated gasification combined cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(5): 2262-2271.
- [28] 张倩倩, 薄泽民, 桑振坤, 等. 以生物质气为燃料的微型燃气轮机运行特性分析[J]. 热能动力工程, 2016, 31(3): 44-49.
- ZHANG Qianqian, BO Zhemin, SANG Zhenkun, et al. Analysis on operating characteristics of biogas-fired micro gas turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016, 31(3): 44-49(in Chinese).



钟再锡

在线出版日期: 2021-03-25.

收稿日期: 2020-09-08.

作者简介:

钟再锡(1995), 男, 硕士研究生, 主要从事电厂热力系统仿真与优化研究, 18328064694@163.com;

*通信作者, 霍兆义(1982), 男, 工学博士, 讲师, 主要从事过程能量集成优化研究, huozhaoyi@ustl.edu.cn.

(责任编辑 王庆霞)

Operating Scheme Analysis of Gas Turbine Combined Cycle With Low Calorific Value Gas

ZHONG Zaixi¹, HUO Zhaoyi^{1*}, WANG Xin², LIU Feng¹, HAN Renzhi¹, PAN Yuhua¹, LYU Ziqiang¹

(1. School of Materials and Metallurgy, University of Science and Technology of Liaoning;

2. The Second Power Plant of Anshan Iron and Steel Group)

KEY WORDS: gas turbine combined cycle (GTCC); Low calorific value gas; off-design; operation scheme

Gas turbine combined cycle systems (GTCC) have wide applications to utilize byproduct gases with the high efficiency in China's steel plants. The operating output and thermal efficiency of GTCC have significant influence on power cost and energy efficiency of steel plants. It is necessary to study the characteristic of combined cycle under off-design condition and propose an operating scheme to ensure the maximum output of combined cycle. An analytical model is proposed for simulating the operation of a low calorific value gas GTCC, aiming to analyze the influence of ambient temperature, lower heating value of gas and inlet air temperature on combined cycle performance under off-design conditions.

The proposed model equations can simulate off-design characteristics of various components, including compressor, combustor, turbine, heat recovery steam generator (HRSG), steam turbines and pump. Its performance map can describe the compressor operating characteristics. The combustion chamber operation is simulated using the energy and mass balance. The turbine off-design output is calculated based on blade cooling air model and characteristics of constant swallowing capacity. The HRSG is modeled as a series of heat exchangers with varying overall heat transfer coefficient. The simplified Flügel formula is applied for steam turbine off-design model. The model of absorb chiller is built by assuming a constant coefficient of performance (COP). The generator efficiency for GTCC is calculated as follow:

$$\eta_{gtcc} = \frac{3600(W_{st} + W_{netGT})}{V_f LHV} \quad (1)$$

where W_{netGT} is the net work output of gas turbine cycle, W_{st} is the work output of steam turbine, V_f is fuel gas consumption, LHV is lower heating value of fuel gas.

The proposed model is applied for the 300MW M701S(F) unit to analyze the influence of ambient temperature, calorific value of gas and inlet air temperature on combined cycle performance under off-design conditions. Three operating schemes for

improving the performance of GTCC are evaluated when a rise in the ambient temperature exists.

The results show that maximum output of GTCC can be achieved through decline of inlet air temperature and calorific value of gas simultaneously based on two common operating strategies (fuel flow control and inlet guide vane control). The work output and the thermal efficiency of combined cycle under different operation schemes are shown in Fig. 1 and Fig. 2. When the ambient temperature rises, it is the best operation scheme to consider both inlet air cooling and gas calorific value adjustment. When the ambient temperature is 35°C, the maximum output of the combined cycle can be increased by 30.28MW, and the combined cycle efficiency decreases by 0.6% slightly.

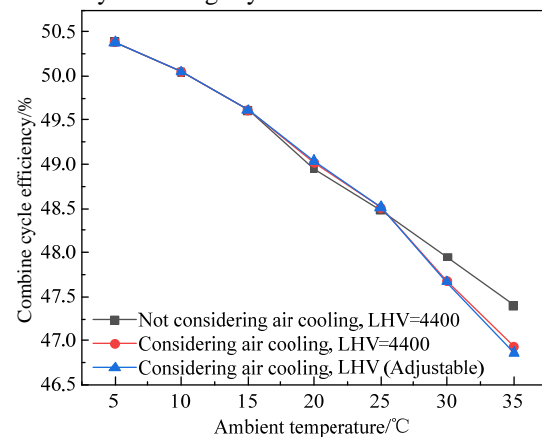


Fig. 1 Impact of operating schemes on combined cycle output

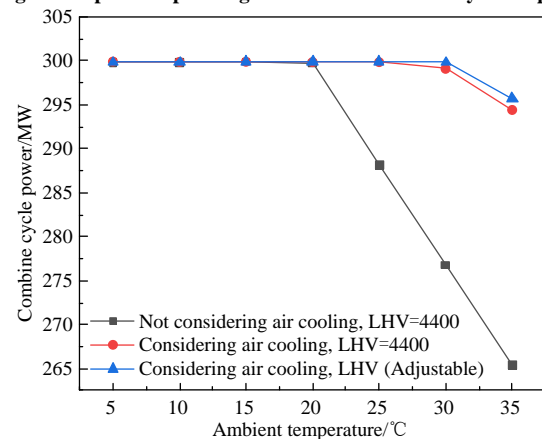


Fig. 2 Impact of operating schemes on combined cycle efficiency