

# 燃气轮机进气抽气加热系统 IBH 深度分析与性能优化

赖晓华

(珠海市钰海电力有限公司, 广东 珠海 519000)

## Gas Turbine Inlet Bleed Heating System IBH depth Analysis and Performance Optimization

LAI Xiao-Hua

( Zhuhai YuHai Electric Power Co., Ltd.Guangdong, Zhuhai 519000 )

**ABSTRACT:** Through the analysis of Modified Wobbe Index formula of gas turbine DLN2.0 + combustion System, put forward the Compressor Inlet Temperature CTIM (Compressor Inlet Temperature) to modify the formula of Modified Wobbe Index is more reasonable and analysis of gas turbine IBH (Inlet Bleed Heating System) shortcomings, Therefore, propose research and development a new type of Gas turbine intake hot water heating system (Inlet Water Heat) IWH. The system of heating gas turbine intake with low grade hot water of economizer in waste heat boiler. Thus, the optimal artificial air intake environment for the compressor is established. Give first place to IWH and supplemented with IBH energy saving system. Deeply apply the principle of fundamental supercharging of gas turbine compressor. Deduce that When the IGV temperature control plays a leading role under partial load, IGV controls the throttle, the air density is less than the air density at the same load when the air inlet is heated by hot water, can be put into the compressor for hot water heating. At this time, the compressor intake heating is the best. And verified by the false cases. Then compare the starting process of the same grade gas turbine, such as the M701F3, V94.3A, AE94.3A without IBH and so on. Obtain IWH system under the optimal working condition, the premixed combustion of this type of unit and the economic operation under partial load are of great help. It's a great innovation, worth promoting in the gas turbine industry.

**Key words:** IBH; Wobbe index; IWH; Air density; Elementary level

**摘要:**通过分析燃气轮机 DLN2.0+燃烧系统的天然气当量韦伯指数公式,提出压气机进气温度 CTIM (Compressor Inlet Temperature) 对当量韦伯指数更合理的修改公式,并分析燃气轮机进气抽气加热系统 IBH (Inlet Bleed Heating System)

的不足,提出研发一种新型的燃气轮机进气热水加热系统 IWH (Inlet Water Heat),即用余热锅炉省煤器低品位热水来加热燃气轮机进气的系统,由此建立启停机过程压气机进气最优人工环境,做到以 IWH 为主,IBH 为补充的节能系统,并深入运用燃气轮机压气机基元级增压原理,推导出在部分负荷下在 IGV 温度控制起主导作用时,当 IGV 控制节流后的空气密度,小于相同燃气轮机负荷下投运 IWH 系统后的空气密度时,可以投入压气机进气热水加热,此时压气机进气加热才是合算的,并通过伪案例得到验证,再对比无 IBH 的燃气轮机如 M701F3, V94.3A, AE94.3A 等机型的启动过程,得出 IWH 系统对优化变工况下该类型机组的预混燃烧及部分负荷下经济运行有极大帮助,是一个重大创新,值得在燃气轮机行业推广。

**关键词:** IBH; 韦伯指数; IWH; 空气密度; 基元级

## 0 引言

目前电力市场竞争激烈,效益增速放缓,燃气轮机机组两班制日启停运行、全年调峰运行成为常态,如中电投珠海横琴热电有限公司 2017 年全厂平均负荷率在 78%左右,中海油珠海天然气发电有限公司 2017 年全厂平均负荷率在 65%左右,随负荷率降低,燃气轮机热效率下降,运行成本上升,如何在机组调峰过程甚至是深度调峰时仍有较高的经济性,如何在深度调峰时组织好燃烧,降低 NO<sub>x</sub> 生成,能在电力市场环境中取得差异性竞争优势,这将成为燃气轮机发电企业追求的目标<sup>[1-2]</sup>。

机组在部分负荷下运行,IBH 调节及 IGV 调节性能将影响燃气轮机运行经济性,其中 GE 公司生产的 9F 级燃气轮机配置有 IBH 系统,调峰运行时 IBH 投运会影响经济性,如冬季环境温度 5℃,PG9351FA 燃气轮机调峰运行,负荷降至 295MW 时,IBH 将打开控制阀,这时机组经济性将受影响。由此来研究开发一种新型的燃气轮机进气热水加热系统 IWH,该系统是利用余热锅炉省煤器低品位热

水来适度加热燃气轮机进气的加热系统。该系统区别于我国北方现有的一些燃气轮机进气加热系统，因为它们只是用于燃气轮机冬季除冰用，而不是用于提高部分负荷下机组运行经济性<sup>[3-4]</sup>。

另外 IWH 系统是否也能提高无 IBH 的 M701F3, V94.3A, AE94.3A 等机型在部分负荷下运行经济性？这也是目前各燃气轮机制造厂家正在研究的课题。总之通过对 IBH 机理的研究，寻找一种性能更加优化的压气机进气加热系统对提升燃气轮机运行效率有重要意义。

## 1 IBH+合适 FTG 的稳定韦伯指数系统

### 1.1 低负荷下提高压气机 CTD 及天然气温度 FTG

#### 利于均相预混燃烧

均相预混的机理更接近于分子碰撞理论，燃气轮机在低负荷下空气明显过量，并且在低负荷下压气机排气温度 CTD (Compressor Discharge Temperature) 及天然气加热后的温度 FTG (Fuel Gas Temperature) 均较机组正常运行时低，因此低负荷下均相预混的整体温度较低，影响该燃烧化学反应速度，所以低负荷下希望提高压气机排气温度 CTD 及天然气加热后的温度 FTG，这样有利于维持预混的天然气温度。目前低负荷下唯一提高压气机进气温度 CTIM 的方法是投入进气加热系统 IBH，并通过提高压气机排气温度 CTD，来改善预混区温度，扩展了预混燃烧区域<sup>[5-8]</sup>。压气机进气抽气加热系统 IBH 就是从压气机排气处位置引一路压缩空气，经相关的管道、阀门引到压气机的进口位置，按一定的程序控制对压气机的进口空气进行加热的系统。其作用主要有 3 点，一是扩大 DLN2.0+燃烧室预混燃烧工作范围和限制压比超限的作用，二是增大压气机喘振裕度，达到防喘的目的，三是冬季作为防止压气机进口结冰用<sup>[9-11]</sup>。仅 GE 公司生产的 9F 及部分 9E 燃气轮机配置有 IBH 系统，用于燃气轮机部分负荷的情况。而没有 IBH 的机组如 M701F4、V94.3A、AE94.3A 等在低负荷下如何优化燃烧？解决办法之一增加 IWH 系统。

### 1.2 DLN2.0+燃烧系统的天然气韦伯指数稳定系统

DLN2.0+燃烧系统的天然气韦伯指数稳定系统指在低负荷下提高 CTD、天然气温度 FTG 利于当量韦伯指数控制在限值上的系统。目前，国内外燃气互换性判断方法主要有华白指数法、美国 A.G.A (美国燃气协会 American Gas Association) 指数判定法、韦弗指数法、法国德尔布法、燃烧特性判定法。这些方法各有利弊，而 GB/T 11062-2014 天然

气 发热量、密度、相对密度和沃伯指数的计算方法中对沃伯指数定义是在规定参比条件下的体积高位发热量除以在相同的规定计量参比条件下的相对密度的平方根。其表达式为

$$W = \frac{H}{\sqrt{d}}$$

(1)

式中： $W$  为沃伯指数即韦伯指数，或称热负荷指数， $\text{MJ}/\text{m}^3$ ； $H$  为燃气高热值， $\text{MJ}/\text{m}^3$ ； $d$  为燃气相对密度（设空气的相对密度等于 1）。以上这些方法都是针对大气式燃烧方式提出的，有各自的适应性和局限性，从表达式也可看出参与反应的燃料与空气的温度未在公式 (1) 中体现<sup>[12-13]</sup>。随着天然气利用终端设备的多样化，根据具体的天然气燃烧模式，特别是针对均相预混燃烧模式，天然气 FTG 和空气 CTD 对预混通道内均相混合物的温度产生重大影响，在不同的变工况运行方式下，通过采取合理的配风，对压气机进气进行加热，对天然气燃料进行加热的方法，满足当量韦伯指数的要求。基于燃料热值和密度及综合考虑燃烧系统的燃烧现象和燃烧的“动力特性”，GE 公司 DLN2.0+燃烧系统的天然气当量韦伯指数表达式为

$$MWI = \frac{LHV}{\sqrt{SG \times (FTG + ^\circ R)}} \quad (2)$$

式中校正韦伯指数 MWI (Modified Wobbe Index, 简称 MWI) 即当量韦伯指数，英热单位  $\text{Btu}/(\text{立方英尺 } \text{ft}^3 \cdot \text{sqrt}(^\circ\text{R}))$ ，现场应用常把 MWI 当数值处理；LHV 气体燃料的低位热值，GE 程序中为 KFG\_LHV，英热单位  $\text{Btu}/\text{立方英尺 } \text{ft}^3$ ；SG 气体燃料对干空气的相对密度，无量纲； $^\circ\text{R}$  兰氏度；FTG 性能加热器加热后的天然气温度， $^\circ\text{F}$ 。

对应的逻辑模块如图 1

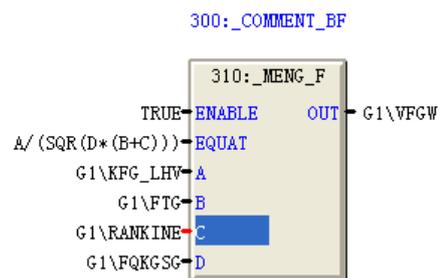


图 1 修正韦伯指数算法模块

Fig.1 Modified Wobbe Index algorithm module

其中  $G1\KFG\_LHV=935.152 \text{ Btu}/\text{ft}^3=34.843$

$\text{MJ}/\text{M}^3$ ，为常数，对于 DLN2.0+燃烧器未实现燃烧在线自动调整所以将天然气物性作定值处理； $G1\FTG$  性能加热器加热后的天然气温度， $^\circ\text{F}$ ； $G1\RANKINE=459.6$ ，换算为兰氏度的一个常数； $G1\FQKGS=0.587494$ ，为常数，把天然气相对密度作常数处理； $G1\VFGW$ : 韦伯指数输出值。从韦

伯指数计算逻辑图可以看出,目前用于计算韦伯指数的三个参数中,只有天然气温度  $FTG$  是实时变化的,而天然气的低位热值、天然气相对密度均为定值。那么当前的韦伯指数变化并不能真正意义上的反应天然气品质的变化。和式子  $W = \frac{H}{\sqrt{a}}$  相比较,校正韦伯指数  $MWI$  引入了天然气温度  $FTG$ , 在一定程度上包含燃料密度因素的影响,因为  $MWI$  式子中相对密度用的是常数,  $FTG$  用来衡量进入燃烧器的相对能量,在允许的  $MWI$  数值范围内可以保证燃机在不同负荷运行时燃烧器喷嘴的压比。

低负荷下在预混前,压缩空气  $CTD$  数值同天然气加热后的温度  $FTG$  不相等,且明显  $CTD$  数值,通常在  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右,大于在  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右的  $FTG$ , 根据当量韦伯指数公式,采用的是天然气加热后的温度  $FTG$ , 而不是  $CTD$ , 体现天然气物性在燃烧中的主导影响因素作用,另在低负荷下,  $IBH$  投入运行都会将压气机进口温度  $CTIM$  有一定提升,通常温升  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右,且压气机压比  $CPD$  有所降低,那么在预混通道,较高温的压缩空气对预混的天然气有更好的加热作用,有利化学反应速度的提高,另一方面  $IBH$  再循环运行会分流部分压缩空气,这都有利于均相预混,显然较正韦伯指数表达式只体现了天然气加热后的温度  $FTG$ , 未体现  $IBH$  对空气加热及再循环分流的影响,而这影响最终反应到  $CPD$ 、 $CTD$  的变化上,而根据压气机的特性,  $CPD$ 、 $CTD$  又直接受压气机进口温度  $CTIM$  的影响,所以应当考虑  $CTIM$  对组织均相预混燃烧的影响,且考虑这种影响主要发生在低负荷下。由于当  $IBH$  退出运行时,环境温度  $ATID$  数值与  $CTIM$  数值相等,当投入  $IBH$  运行,稳定情况下  $ATID$  数值将小于  $CTIM$  数值,因为进气被加热,故定义  $\Delta CTIM$  为投入  $IBH$  后  $CTIM$  与环境温度  $ATID$  的差值,即  $\Delta CTIM = CTIM - ATID$ , 通常压气机进口温升  $\Delta CTIM$  升高多少,  $CTD$  将相应升高  $\Delta CTIM$ , 因此一种更合理反应  $MWI$  变化趋势的修正公式为

$$MWI = \frac{LHV}{\sqrt{SG \times (FTG + R + \Delta CTIM)}} \quad (3)$$

以下对公式(3)进行验证。

方法1:参照现场实际的  $\Delta CTIM$  值代入公式(3)所得  $MWI$  数值与设计值比较。

由于  $\Delta CTIM$  的温升变化,真实反应部分负荷下天然气与压缩空气在燃烧室的均相预混时温度变化,参照公式(2)中  $FTG$  系数为1,则公式(3)中

$\Delta CTIM$  系数也为1。在晋江气电燃气轮机设计值  $MWI=42.896$ , 当  $PPM$  模式运行  $FTG=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 根据公式(2)式,计算出  $MWI=45.291$  与设计值  $42.896$  偏差  $5.59\%$ , 而实际  $IBH$  系统在运行,利用公式(3)计算,  $\Delta CTIM$  要换算为华氏度,差值  $\Delta CTIM=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 则计算  $MWI=45.013$  与设计值  $42.896$  偏差  $4.93\%$ , 当差值  $\Delta CTIM=10\text{ }^{\circ}\text{C}$  则计算  $MWI=44.739$  与设计值  $42.896$  偏差  $4.3\%$ , 当差值  $\Delta CTIM=19\text{ }^{\circ}\text{C}$  则计算  $MWI=44.26$  与设计值  $42.896$  偏差  $3.18\%$ , 从机组实际运行情况,电厂  $IBH$  运行情况及燃烧情况看,也验证带有  $\Delta CTIM$  变化的  $MWI$  变化趋势的修正公式(3)正确,此公式更合理体现  $IBH$  对低负荷下均相预混燃烧积极帮助,另  $IBH$  退出时  $CTIM=ATID$ , 则  $\Delta CTIM=0$ , 也就是常规的当量韦伯指数公式(2),这实际上体现低负荷的均项预混可燃混合物的可燃性极限范围比较狭窄,而且在低温下的火焰传播速度比较低,在  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  的进气温升都将对预混燃烧产生积极影响。实际机组从  $95\%$  额定转速开始至约  $70\%$  额定负荷阶段,投入  $IBH$  加热压气机进气温度,也验证  $IBH$  是配合  $FTG$  满足  $MWI$  要求<sup>[14]</sup>。

方法2:通过  $TTRF1$  经验公式验证。

GE公司早期的控制系统中  $TTRF1$  经验公式为  $TTRF1 = TTXM \times TTKRn\_F1 + TTKRn\_F4 + (CPD + TTKAPC) \times TTKRn\_F2 + CTIM \times TTKRn\_F3$  (4)

(4)式中  $TTXM$  为透平排气温度,  $F$ ;  $CPD$  为压气机出口压力,psi;  $CTIM$  压气机进口温度,  $F$ ;  $TTKAPC$  表示压气机进口压力修正参数;  $TTKRn\_F1$ ,  $TTKRn\_F2$ ,  $TTKRn\_F3$ ,  $TTKRn\_F4$  表示相应的4个经验公式系数,计算出的  $TTRF1$  量纲也为美制单位  $\Phi$ <sup>[15]</sup>。从公式(4)分析,机组启动过程当  $IBH$  投入,  $CTIM$  值将上升,而燃气轮机同一负荷下  $CPD$  的值将略有下降,并实现  $IBH$  扩大预混燃烧的功能。由于相对高的环境温度,影响  $CTIM$  相对较高,使得  $TTRF1$  更快达到全预混切换要求,尽快切换  $DLN$  模式运行,降低  $NO_x$  排放,满足环保要求。所以相对高的环境温度起到一定的  $IBH$  功能作用,有助于缩短  $IBH$  运行时间,从而提高部分负荷下机组运行经济性。可见  $CTIM$  对  $TTRF1$  的影响进一步验证公式(3)的有效性。

结论:公式(3)比原公式(2)更合理反应  $MWI$  变化趋势。另外根据公式(3)有个推论,即满负荷下当天然气热值有较大波动时,如  $LHV$  值上升超过设计值,则为了稳定燃烧,除常规的提高  $FTG$  值在高限外,还可以投入  $IWH$  系统适当提高  $CTIM$  值。因此满负荷下调节  $IWH$  系统,加热或冷却进气,从而提高或降低  $CTIM$  值,以适应  $LHV$  值的较大变化需要。

## 2 IBH 再循环运行降低经济性

在实际运行中 IBH 会影响燃气轮机功率和热效率，这种采用压气机抽气的进气加热系统 (IBH) 使压气机耗功增加，因为其本质就是抽气旁路再循环运行方式，将高品质的压缩空气用于压气机进气加热这明显降低了燃气轮机的发电效率。效率降低的多少与抽气加热控制阀的开度有关，开度越大，效率降低的越多。一般来说当环境温度低的时候开度大，环境温度高的时候开度小或关闭。而风机或水泵的调节也很少采用再循环调节的方式，只有当流量不足影响风机或水泵的安全运行时才会采用最小流量的再循环运行方式，因为再循环运行方式的经济性差，再循环部分对外输出的有用功为零。

压气机进气热水加热系统 IWH 投运置换 IBH 的抽气旁路再循环量的简单经济分析：当 IBH 流量为压气机流量的 5%，即压气机耗功的 5% 用于压气机抽气旁路再循环，如果压气机抽气旁路再循环全关闭，用压气机进气热水加热系统 IWH 取代，则可以认为压气机耗功减少约 5%，其效率近似提高 5%。所以压气机进气热水加热系统 IWH 部分或全部取代 IBH，其压气机效率将得到极大提高。三分之二用于压缩空气耗功，若对外发电量为 1，则压气机耗功为 2，则简单计算 IWH 取代 IBH 可以多发电  $2 \times 0.05 = 0.1$ ， $0.1 = 1 \times 100\% = 10\%$ ，效率提高 10%，十分惊人！故结论，IBH 是牺牲经济性，满足低负荷下预混燃烧要求。

总之环境温度越低、负荷越低，为实现更好的均相预混燃烧，将投入 IBH 运行，将影响经济性，

另外环境温度越高 IBH 投运时间越短，机组运行经济性越好，由此提出研发一种新型的燃气轮机进气热水加热系统 (Inlet Water Heat) IWH，同样用于压气机进气加热，达到一定范围内人为控制环境温度的目的，形成 IWH+IBH 系统实现 IBH 的性能优化，详述如下。

## 3 燃气轮机进气热水加热系统 IWH

### 3.1 IWH 工作原理

燃气轮机进气热水加热系统 IWH 工作原理：进气加热系统利用余热锅炉低压省煤器的低品位热水，注入燃气轮机进气系统进气室内用于加热空气的换热盘管，加热进入压气机空气的温度。IWH 来自低压省煤器的热水和来自汽轮机凝汽器的凝结水，按一定比例混合后达到所要求的温度和流量，出水回流到凝结水中。对来自低压省煤器的热水、来自凝汽器的凝结水、混合后的盘管进水以及盘管出水均监控其温度和压力，并且通过调整水侧温度端差来控制进水流量。另外该系统要保证压气机进气加热后的空气温度场应分布均匀，形成满足燃气轮机启动需求的人工环境，系统如图 2 配置 IWH 的 IBH 系统。由于 IWH 利用余热锅炉低品位热水来加热压气机进气，根据计算在大气温度  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，湿度 60%，压力 101.325 kPa，加热至  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，空气流量  $579.7\text{ kg/s}$  能满足压气机进气加热要求，比单一的 IBH 有更好的经济性<sup>[16-17]</sup>。

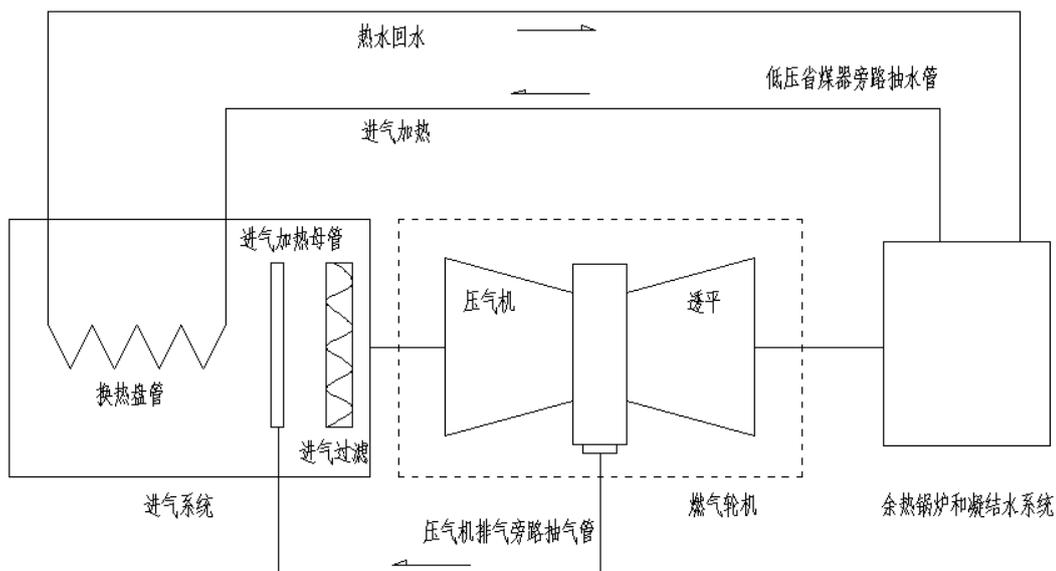


图 2 配置 IWH 的 IBH 系统

Fig.2 Allocation the IWH of IBH system

IWH 控制策略为：在机组启动过程，95%额定转速时能维持高的 CTIM 如  $40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，并维持至将切换到预混模式前，以达到韦伯指数的要求，

然后再根据情况降低加热温度，直到退出。这样和原来的 IBH 加热效果比较，IWH 都能保持 CTIM 温度在  $40\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，更加有利配风，当加热量不足

时投入 IBH 运行, 实现 IWH+IBH 优化运行, 甚至达到 IWH 取代 IBH 的可能。所以机组负荷越低或环境温度越低, IWH 投运后效率的提升更为明显。因此 IWH 能配合 IBH 扩大预混燃烧要求, 并提高运行经济性, 另一方面在 70% 额定负荷后, IBH 已关闭, 只要部分负荷下合理投运 IWH, 将提高部分负荷下机组经济运行, 这是 IBH 所不具备的。

### 3.2 部分负荷下 IWH 配合 IGV 温度控制, 提高运行经济性

表 1 空气在不同压力和温度下的密度 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )  
Table 1 The density of air at different pressures and temperatures

温度	压力/kPa							
$^{\circ}\text{C}$ (K)	1.013 25	10.132 5	40.53	70.927	101.325	405.3	709.275	1 013.25
-13.15(260)	0.013 577	0.135 77	0.54322	0.950 9	1.358 7	5.446 0	9.554	13.679
-3.15 (270)	0.013 076	0.130 74	0.52307	0.915 6	1.308 2	5.242 0	9.191	13.153
6.85 (280)	0.012 607	0.126 07	0.50736	0.882 8	1.261 4	5.052 0	8.855	12.668
16.85 (290)	0.012 171	0.121 73	0.486 96	0.852 2	1.217 7	4.876 0	8.543	12.218
26.85 (300)	0.011 767	0.117 67	0.470 71	0.823 8	1.176 9	4.712 0	8.253	11.799
36.85 (310)	0.011 386	0.113 36	0.455 50	0.797 2	1.138 9	4.558 0	7.982	11.410
46.85 (320)	0.011 031	0.110 31	0.441 26	0.772 2	1.103 2	4.414 0	7.728	11.045

分析表 1 在同一空气压力下, 且在有限空气温度变化范围内, 空气密度变化不大, 如空气压力若为 101.325 kPa, 空气温度为 270 K 时对应空气密度为  $1.308 2 \text{ kg/m}^3$ ; 空气温度为 320 K 时对应空气密度为  $1.103 2 \text{ kg/m}^3$ 。可见在 101.325 kPa 气压下,  $50^{\circ}\text{C}$  温差范围内, 空气密度变化值较小, 仅为  $0.205 0 \text{ kg/m}^3$ , 在平均  $10^{\circ}\text{C}$  温差范围, 对应平均空气密度变化  $0.041 \text{ kg/m}^3$ , 即说明同一空气压力下, 有限的空气温度变化, 如变化  $10^{\circ}\text{C}$ , 相应空气密度变化不大。而在同一空气温度下, 压力变化对空气密度影响较大, 若空气温度为 290 K, 空气压力分别为 1.013 25 kPa、10.132 5 kPa、101.325 kPa、1013.25 kPa 时, 则对应空气密度分别是  $0.012 171 \text{ kg/m}^3$ 、 $0.121 73 \text{ kg/m}^3$ 、 $1.217 7 \text{ kg/m}^3$ 、 $12.218 \text{ kg/m}^3$ 。可见在空气压力不太高情况, 常温下, 空气密度与压力基本成正比关系。综合分析, 在有限空气温差范围内, 如不超过  $10^{\circ}\text{C}$  温差, 空气密度的变化受此温差变化影响小, 主要受压力变化影响较大, 可认为当空气压力变化 10 倍, 相应空气密度变化 10 倍, 因此燃气轮机在部分负荷下压气机 IGV 角度越小, 节流越大, 对空气密度影响越大。

另外, 实际气体经过节流膨胀后温度可能下降, 也可能升高或不变。对于理想气体始终有焦汤系数 (Joule-Thomson coefficient) 等于零, 即膨胀后气体温度不变, 而压气机中经过 IGV 节流的空气近似看作理想气体, 这样经 IGV 节流后的空气温度变化不大。且经调研, 国内的三菱燃气轮机机组都没有除冰系统, 从侧面反映压气机入口空气温度变化受压气机 IGV 调节影响有限, 故认为空气经 IGV 节流

### 3.2.1 压气机 IGV 调节下空气密度与压力、温度的关系

表 1 摘自《工程常用物质的热物理性质手册》一书中表 5-1-4, 列示了空气在不同压力和温度下的密度变化, 在接近燃气轮机进气温度的范围内, 如进气温度在 270 K~320 K 时, 分析其空气密度与压力、温度的变化趋势。

膨胀后的温度变化对空气密度影响视为零。

### 3.2.2 轴流式压气机基元级增压原理及压气机在不同进气条件下经济性对比分析

轴流式压气机中, 一圈转子叶片和一圈相邻的静子叶片构成了轴流式压气机的一个级即基元级, 通过研究压气机首级的增压影响因素, 来论述燃气轮机部分负荷下, IGV 角度未全开时, 投入燃气轮机进气热水加热系统 IWH, 对提高燃气轮机的部分负荷下运行经济性很有帮助。另外以下分析均不考虑压气机的进气压损。压气机级的热力参数见图 3。

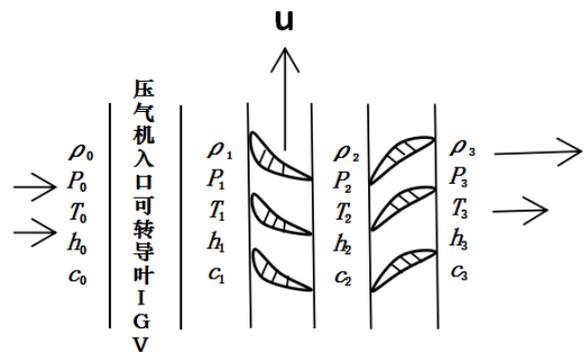


图 3 压气机级的热力参数

Fig.3 The thermodynamic parameters of the compressor stage

图 3 中  $P_0$  为压气机 IGV 前压力, 若不考虑压力损失即为大气压力, kPa;  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$  分别为压气机级的动叶栅前后及静叶栅后的空气压力, kPa;  $T_0$  为压气机 IGV 前空气温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$  分别为压气机级的动叶栅前后及静叶栅后的空气温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$h_0$  为压气机 IGV 前空气的焓值, kJ/kg;  $h_1$ 、 $h_2$ 、 $h_3$  分别为压气机级的动叶栅前后及静叶栅后的焓值, kJ/kg;  $C_0$  为压气机 IGV 前空气的绝对速度, m/s;  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  分别为压气机级的动叶栅前后及静叶栅后的空气绝对速度, m/s;  $w_1$ 、 $w_2$  分别为压气机级的动叶栅前后空气相对速度, m/s。

如图 3 把压气机入口 IGV 及第 1 级动叶栅、静叶栅组合在一起作为一个单元来研究基元级中空气能量的转换关系。

外界作用于 1 kg/s 空气, 则空气在动叶栅中压力增高计算式为

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \int_{p_1}^{p_2} dp/\rho + l_{m1} = \frac{p_2 - p_1}{\bar{\rho}_2} + l_{m1} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

式中:  $l_{m1}$  为空气流过动叶栅时, 由于摩擦等不可逆现象的存在所必须损耗的能量;

$\bar{\rho}_2$  在动叶栅前后空气的平均密度, 简单计算  $\bar{\rho}_2 = (\rho_1 + \rho_2)/2$  (6)

$\int_{p_1}^{p_2} dp/\rho$  为在动叶栅中的多变压缩功。

由式 (5) 可见, 在动叶栅中气流相对速度动能的减少, 可以引起空气压力的增高<sup>[18]</sup>。分析以下二种情况对燃气轮机经济性的影响。

情况一: 燃气轮机组带部分负荷, 常规的 IGV 温度调节时, 分析推导动叶栅中压力增高关系式。

前提条件, 压气机进气压力  $P_0$  为 101.3 kPa, 环境温度 0 °C。则部分负荷下受常规的 IGV 温度控制, 受 IGV 节流影响, IGV 前后空气压力分别是  $P_0$ 、 $P_1$ , 且设定  $P_1/P_0 = 1/k_{xh}$ , 显然,  $k_{xh} > 1$ 。按表 1 空气在不同压力和温度下的密度, 在一定的温度范围 (如 -20 °C ~ 50 °C), 一定的空气压力下 (如 1013.25 Pa ~ 10132.5 kPa), 空气的密度几乎和压力成正比, 即  $P_1/P_0 = 1/k_{xh}$ ,  $\rho_1 \approx \frac{1}{k_{xh}}\rho_0$ , 定义  $k_{xh}$  是节流空气膨胀系数, 反映 IGV 节流后空气膨胀程度, 在当地大气压下, 认为  $\rho_1 = \frac{1}{k_{xh}}\rho_0$ 。

则算式 (5) 可写成

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \int_{p_1}^{p_2} dp/\rho + l_{m1} = \frac{2(p_2 - \frac{1}{k_{xh}}p_0)}{\frac{1}{k_{xh}}\rho_0 + \rho_2} + l_{m1} \quad (7)$$

情况二: 燃气轮机组带部分负荷, 用热水对压气机进气加热, 压气机进气温升 10 °C, IGV 角度开大, 分析压气机进气温度升高对燃气轮机经济性的影响。

前提条件: 压气机进气压力  $P_0$  为 101.3 kPa, 环境温度 0 °C, 压气机进气加热工况各热力参数右边多一上角标 “ $\dot{\cdot}$ ” 表示, 则: 部分负荷下投压气机进气加热, 进气温度升高 IGV 角度开大, 但相对于

部分负荷下未对进气加热时的 IGV 角度, 可忽略 IGV 节流影响, 则  $p_1^{\dot{\cdot}} = p_0$ , 有

$$\frac{w_1^{\dot{\cdot}2} - w_2^{\dot{\cdot}2}}{2} = \int_{p_1^{\dot{\cdot}}}^{p_2^{\dot{\cdot}}} dp/\rho + l_{m1} = \frac{p_2^{\dot{\cdot}} - p_1^{\dot{\cdot}}}{(\rho_1^{\dot{\cdot}} + \rho_2^{\dot{\cdot}})/2} + l_{m1} = \frac{p_2^{\dot{\cdot}} - p_0}{(\rho_1^{\dot{\cdot}} + \rho_2^{\dot{\cdot}})/2} + l_{m1} \quad (8)$$

假定压气机进气加热与不加热情况下, 其燃气轮机以下参数相同, 即所带负荷相同, 压气机排气压力值相同、排气温度值相同, 即  $P_2 = P_2^{\dot{\cdot}}$ ,  $\rho_2 = \rho_2^{\dot{\cdot}}$ , 因为观察环境温度变化时, 同一燃气轮机部分负荷下, 环境温度高 (相当进气加热) 与环境温度低 (相当未进气加热) 时压气机的参数比较, 环境温度高 (相当有进气加热) 时压气机排气压力值略低后者, 而排气温度值略高于后者, 因为二者相差不大, 为便于分析问题, 进行以上假定。

对压气机进气加热与不加热工况进行比较分析。由于二者燃气轮机功率相同, 如果部分负荷下压气机进气加热效率高, 则分析压气机基元级增压原因, 必须有部分负荷下压气机进气加热的压气机部分轴功率小于压气机进气未加热的情况, 即必须有

$$\frac{w_1^{\dot{\cdot}2} - w_2^{\dot{\cdot}2}}{2} > \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (9)$$

$$\text{即只需 } \frac{2(p_2 - \frac{1}{k_{xh}}p_0)}{\frac{1}{k_{xh}}\rho_0 + \rho_2} + l_{m1} > \frac{p_2^{\dot{\cdot}} - p_1^{\dot{\cdot}}}{(\rho_1^{\dot{\cdot}} + \rho_2^{\dot{\cdot}})/2} + l_{m1} = \frac{p_2^{\dot{\cdot}} - p_0}{(\rho_1^{\dot{\cdot}} + \rho_2^{\dot{\cdot}})/2} + l_{m1} \quad (10)$$

由于  $P_2 = P_2^{\dot{\cdot}}$ , 且  $\frac{1}{k_{xh}}p_0 < p_0$ , 则  $p_2 - \frac{1}{k_{xh}}p_0 > p_2^{\dot{\cdot}} - p_0$  (11)

则只需  $\frac{1}{k_{xh}}\rho_0 + \rho_2 < (\rho_1^{\dot{\cdot}} + \rho_2^{\dot{\cdot}})$ , 由于  $\rho_2 = \rho_2^{\dot{\cdot}}$

则只需  $k_{xh} > \frac{\rho_0}{\rho_1^{\dot{\cdot}}} \quad (12)$

由于  $\rho_1^{\dot{\cdot}} = \rho_0 - \Delta\rho$  而  $\Delta\rho$  是压气机进气加热空气温升造成的空气密度差值, 则 (12) 式可写成只需  $k_{xh} > \frac{\rho_0}{\rho_0 - \Delta\rho}$ , 定义  $k_{xh}$  是节流空气膨胀系数, 反映 IGV 节流后空气密度膨胀程度。即只需  $k_{xh} =$

$$\frac{\rho_0}{\rho_1} = \frac{\rho_0}{\rho_0 - \Delta\rho} \quad (13)$$

分析式 (13) 中  $\rho_1$  指 IGV 节流后空气密度,  $\Delta\rho$  是压气机进气加热空气温升造成的空气密度差

值,因此只有在 IGV 温控调节时节流后的空气密度小于相同燃气轮机负荷下压气机进气热水加热后的空气密度时,压气机进气加热才是合算的,而且是压气机 IGV 开度越小,节流越大,空气密度膨胀量越大,相应进气加热的温升量就可以越大,即部分负荷下燃气轮机的负荷越低,投入 IWH 后机组的效率提升越明显。因此 IWH 相对 IGV 节流的调节方式有二个优点:一是前者有较小的空气密度膨胀量,就会有较小的压气机耗功量;二是前者充分利用余热锅炉省煤器低品位的热量,这样投运压气机入口热水加热系统 IWH 后,压气机进气温度升高时,压气机排气温度也会增高,为保证燃气初温恒定,喷入燃烧室的燃料量就可以减少,提高燃气轮机运行经济性。

压气机基元级中,静叶扩压情况分析与动叶类似,故不再重复。另外多级轴流式压气机的压比 $\pi^*$ 为各级压比的乘积,其耗压缩轴功原理同上。因此从压气机基元级扩压原理到多级轴流式压气机增压原理可以得到:对压气机进气加热与不加热工况进行比较,只有在 IGV 温控调节时节流后的空气密度小于相同燃气轮机负荷下压气机进气热水加热后的空气密度时,压气机进气加热才是合算的。

还有通常情况下,布雷顿循环 Brayton Cycle 的 p-v 图,见图 4,常规循环为 1-2 绝热压缩过程,2-3 定压加热过程,3-4 绝热膨胀过程,4-1 定压放热过程,未体现部分负荷下 IGV 节流调节情况,实际部分负荷下 IGV 调节时,空气有节流膨胀现象,即图 4 中的点 1 移到点 1',说明 IGV 节流后的空气压力 p 比节流前变小,体积 v 节流膨胀,即空气密度变小,其循环过程为 1'-2-3-4-1-1',如果采用压 IWH 系统,对进气加热,如加热后的状态在 1'-2 曲线与 1-4 直线的交点 1<sub>1</sub>,即进气加热后 IGV 角度开大到近似没有节流压力损失,且加热后空气密度变小但大于点 1' 处的空气密度,为便于分析问题,取进气加热后状态在点 1<sub>1</sub>,这样其循环过程为 1<sub>1</sub>

-2-3-4-1<sub>1</sub>,直观看为获得同样的燃气轮机输出功,即面积 1<sub>1</sub>-2-3-4-1<sub>1</sub>,IGV 节流调节时约需多消耗功 e-1<sub>1</sub>-1'-e'-e 所围的面积,所以部分负荷下进气加热比单纯的 IGV 调节经济合算,因此, IWH 有两个功能,一是配合 IBH 满足扩大预混燃烧并提高经济性,二是全预混模式下配合 IGV 提高部分负荷下运行经济性。所以 IWH 可逐步取代 IBH 功能,做到以 IWH 为主,IBH 为补充,甚至完全取代 IBH,是对 IBH 的性能优化。

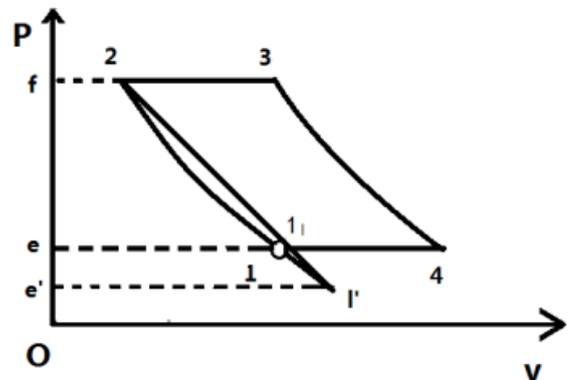


图 4 IGV 调节时 Brayton Cycle 的 p-v 图  
Fig.4 Brayton Cycle p-v diagram of IGV adjustment

### 3.2.3 伪案例验证 IWH 部分负荷运行经济性

目前国内外燃气轮机电厂有部分配置压气机进气冷却系统, IWH 正研究开发中,国内外还没有应用。以下通过一种巧妙的方式,即将环境温度的升高认为是 IWH 作用的伪案例来分析说明压气机进气热水加热在部分负荷下的可行性。

通过采集分析同一燃气轮机负荷下,同一天然气燃料热值时,分析不同环境温度下的燃气轮机 IGV 角度及消耗的天然气燃料量。相对高的环境温度可以理解为是压气机进气热水加热系统 IWH 换热造成。广东 2 个燃气轮机发电厂的工况参数详见表 2、表 3。

表 2 某厂 2 号联合循环机组在燃气轮机负荷基本相同下相关运行参数

Table 2 The relevant operating parameters of a certain factory unit 2 combined cycle units which under basically the same loading of gas turbine

时间 (2017 年)	环境温度 /℃	燃气轮机负荷 /MW	IGV 角度 / (°)	燃料量 / (km <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> )	汽机负荷 /MW	总负荷/MW
2 月 5 日 2: 54	19.82	166.72	57.32	54.97	104.87	271.16
7 月 26 日 4: 00	30.26	167.54	59.56	53.82	103.87	271.42
7 月 26 日 14: 56	35.52	167.79	61.07	53.57	103.79	271.43

注:压气机刚水洗,叶片干净。

由表 2 可知,该联合循环机组在燃气轮机、汽轮机负荷基本相同情况下,甚至总负荷还稍高的情况下,燃气轮机消耗天然气流量随着压气机进气温度的升高而减少;同时,IGV 角度随着压气机进气

温度的升高而开大。并从表 2 计算经济性,环境温度升高 10℃,同样负荷下至少节约天然气 1.0 km<sup>3</sup> · h<sup>-1</sup>,若天然气按每方 2.5 元计算,机组每小时将多产生效益 2500 元,若年调峰 3000 小时,将多产

生效益 750 万元/年,直接说明部分负荷下投运压气机进气热水加热系统 IWH 对提高机组经济性很有帮助。

表 3 M701F4 燃气轮机发电机组 1 号联合循环机组在燃气轮机负荷基本相同下相关运行参数

Table 3 M701F4 The relevant operation parameters of gas turbine generator unit 1 combined cycle units which under basically the same loading of gas turbine

时间 (2017 年)	机组总负荷 /MW	环境温度 /°C	压气机出口压力 /MPa	压气机出口温度/°C	IGV 角度 /(°)	燃料量 /(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )
2月13日	270	17.25	1.29	397.39	4.29	54032
2月13日	270	27.21	1.21	408.01	7.95	53537
2月13日	270	30.33	1.19	412.84	9.90	52704

注:压气机刚水洗,叶片干净。

由表 3 可知,该联合循环机组在调峰工况,总负荷相同情况下,燃气轮机消耗天然气量随着压气机进气温度的升高而减少,同时 IGV 角度随着压气机进气温度的升高而开大,压气机出口温度随着压气机进气温度的升高而缓慢升高。再次说明部分负荷下投运压气机进气热水加热系统 IWH 对提高机组经济性很有帮助。也证明部分负荷下在 IGV 调节时节流后的空气密度小于相同负荷下投运压气机进气热水加热后的空气密度时,才可以投入压气机进气热水加热,此时压气机进气加热才是合算的新观点适用于不同类型压气机。

#### 4 IWH 对无 IBH 的 M701F3、V94.3A、AE94.3A 等机型更加适用

IWH 启停机过程扩大预混范围及提高经济运行的原理,对无 IBH 的 M701F3、V94.3A、AE94.3A 等机型同样适用,极低负荷下未采用加热系统的压气机进气系统如 M701F3、V94.3A、AE94.3A 等机型存在启动过程配风困难的问题,相对高的 CPD 和低的 CTD 不利于低负荷下预混燃烧,如 M701F3 只能通过旁路阀直接排到燃烧系统的过渡段排走,或增大扩散燃烧的比例,造成 NO<sub>x</sub> 排放量增加。而 IWH 提高压气机进气温度,同样有利于提高参加预混的压缩空气温度,降低单位时间内低负荷下参加燃烧的空气量,利于预混燃烧。因此当量韦伯指数公式(3)同样能反应同类型燃气轮机的当量韦伯指数变化趋势。

又如 V94.3A 燃气轮机的组合式燃烧器未设置清吹系统,在极低负荷的燃气轮机排气温度 OTC 控制由燃料量来控制,因为在燃气轮机最小运行负荷值运行或未触发 IGV 温度控制器时,IGV 保持全关开度不变。所以该机型在启动过程进入 IGV 温控后,在部分负荷下对压气机进气加热,同样有利于均相预混燃烧及经济性的提高。另外通过对天然气燃料的加热到一定温度,在低负荷下,IGV 保持全关开度不变的工况,显然有利于控制韦伯指数在合格范围内,在机组热态启动时,对压气机进气加热,有利于提高机组预混燃烧及经济性。特别地对机组冷态启动前用相邻机组的蒸汽或辅助蒸汽母管来的蒸汽进行邻机预暖,将汽轮机预暖到温态以上即进行邻机预暖,再配置压气机进气加热系统,对该机型

的启动及降低启动过程的 NO<sub>x</sub> 很有帮助<sup>[19]</sup>。

因此对于无 IBH 的机组如 M701F4、V94.3A、AE94.3A 等加装了 IWH 将极大改善极低负荷下的预混燃烧工况,及部分负荷下运行经济性。

#### 5 对比分析近年研究成果

由于国内电力过剩,9F 级燃气轮机经常处于部分负荷运行状态,为提高部分负荷下燃气轮机运行经济性,我们同 GE 公司、三菱、西门子、上海电气等厂家充分交流,这种新型的进气加热系统都正处于研发阶段,国外燃气轮机很少长期在部分负荷下运行,因此国外也没有现成经验供参考。通过对 GE 公司的 IBH 深入研究,首次提出以下研究成果。

(1) 一种更合理反应 MWI 变化趋势修正公式为

$$MWI = \frac{LHV}{\sqrt{SG \times (FTG + R^\circ + \Delta CTIM)}}$$

(2) 部分负荷下在 IGV 温度控制起主导作用时,当 IGV 控制节流后的空气密度小于相同燃气轮机负荷下投运压气机进气热水加热后的空气密度时,可以投入压气机进气热水加热,此时压气机进气加热才是合算的。这解决压气机越热越难压缩的难题。

(3) 绘制 IGV 调节时 Brayton Cycle 的 p-v 图。

(4) 首次将 IWH 扩大预混燃烧策略用于无 IBH 的 M701F3、V94.3A、AE94.3A 等机型。

#### 6 结束语

目前目前电力过剩,燃气轮机两班制日启停运行、全年调峰运行成为常态,大型燃煤机组在研究深度调峰技术,燃气轮机的深度调峰技术也值得分析研究。如提高机组调峰过程甚至是深度调峰时仍有较高的经济性,并组织好燃烧,降低 NO<sub>x</sub> 生成都是迫切需要解决的问题。通过深度分析 IBH 工作机理,来研究开发一种新型的燃气轮机进气热水加热系统 IWH,首次提出配置 IWH 的 IBH 系统,用于提高部分负荷下机组运行经济性,较好解决了燃气轮机部分负荷下运行的经济性及降低 NO<sub>x</sub> 排放环境保护问题。

另外,重要的是首次将 IWH 扩大预混燃烧策略用于无 IBH 的 M701F3、V94.3A、AE94.3A 等机型,将提高这些类型机组的启停机过程扩大预混范围,

及提高该类型机组深度调峰运行的经济性,因此这种新型的燃气轮机进气热水加热系统 IWH 值得在燃气轮机行业推广。

## 参 考 文 献

- [1] 徐国群. 江苏省燃气电厂环保现状及政策趋势[J].燃气轮机技术, 2017, 30(4):9-15.
- XU Guoqun. Environmental Protection Status and Policy Trend of Gas Power Plants in Jiangsu Province[J].Gas Turbine Technology, 2017, 30(4):9-15.
- [2] 周杨军, 潘勇进. 9FA 燃气轮机启动过程烟囱可见黄烟问题探析[J].发电与空调, 2015, 36(5):33-38.
- ZHOU Yangjun, PAN Yongjin. Discussion of Yellow Plume Mitigation during 9FA Gas Turbine Starting-up[J].Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2015, 36(5):33-38.
- [3] 俞立凡, 冯宜. 9F 燃气轮机进气加热系统的经济性和安全性初探[J].电力建设, 2008, 29(9):42-45.
- YU Lifan, FENG Yi. Exploration of the Economy and Safety of 9F Gas Turbine Inlet Heating System[J].Electric Power Construction, 2008, 29(9):42-45.
- [4] GE 公司.运行与维护手册[Z].  
GE. Operation and Maintenance manual[Z].
- [5] 付镇柏, 将洪德, 张珊珊, 吕焯. G/H 级燃气轮机燃烧室技术研发的分析与思考[J].燃气轮机技术, 2015, 28(4):1-10.
- FU Zhenbo, JIANG Hongde, ZHANG Shanshan, et al. Analysis and Deliberation upon Combustor Technology Development for the G/H Class Gas Turbine[J].Gas Turbine Technology, 2015, 28(4):1-10.
- [6] 万俊华, 郗冶, 夏允庆.燃烧理论基础[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007.
- WAN Junhua, GAO Zhi, XIA Yunqing. Fundamental Theory of Combustion[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2007.
- [7] 包文飞, 李明, 牟影, 等. RO110 重型燃气轮机 DLN 燃烧室 NOx 排放特性研究[J].燃气涡轮试验与研究, 2013, 26(1):40-42.
- BAO Wenfei, LI Ming, MU Ying, et al. NOx Emissions Properties of DLN Combustor of R0110 Heavy Duty Gas Turbine[J].Gas Turbine Experiment and Research, 2013, 26(1):40-42.
- [8] 毛志伟, 赵琦, 马国珍. GE 公司干式低 NOx 燃烧系统的发展[J].浙江电力, 2005(1):16-19.
- MAO Zhiwei, ZHAO Qi, MA Guozhen, et al. Development of Dry Low NOx Combustion System of GE Company[J].ZHEJIANG ELECTRIC POWER, 2005(1):16-19.
- [9] 赵丽娟. 论 PG9351FA 燃气轮机的进气加热系统[J]. 燃气轮机技术, 2006, 19(4):36-42.
- ZHAO Lijuan. Talking about the inlet air heating system of PG9351FA gas turbine[J].Gas Turbine Technology, 2006, 19(4):36-42.
- [10] 中国华电集团公司. 大型燃气-蒸汽联合循环发电技术丛书(综合分册)[M]. 北京: 中国电力出版社, 2009.
- China HuaDian Corporation. Technical Series on Large Gas-Steam Combined Cycle Electricity(Consolidated Fascicle)[M]. Beijing: China Electric Press, 2009.
- [11] 王曙光, 朱本刚. GE 公司 9E 燃气轮机进气加热系统控制分析[J].燃气轮机技术, 2017, 30(4):47-50.
- WANG Shuguang, ZHU Bengang. Analysis for Inlet Bleed Heating Control System of GE 9E Gas Turbine[J].Gas Turbine Technology, 2017, 30(4):47-50.
- [12] 张杨竣, 秦朝葵, 刘鹏君. LNG 互换性及我国天然气气质管理问题探讨[J].石油与天然气化工, 2012, 41(2):219-222.
- ZHANG Yangjun, QIN Zhaokui, LIU Pengjun. LNG Interchangeability and the Discussion of Natural Gas Quality Management in China[J].Chemical Engineering of Oil and Gas, 2012, 41(2):219-222.
- [13] 杨贤潮, 秦朝葵, 戴万能. 典型互换性判别法对国内燃具适用性的实验研究[J].石油与天然气化工, 2012, 41(1):48-52.
- YANG Xianchao, QIN Zhaokui, DAI Wanneng. Experimental Study on Typical Interchangeability Criterion Method on the Applicability of Domestic[J].Chemical Engineering of Oil and Gas, 2012, 41(1):48-52.
- [14] 赖晓华. 燃烧监测系统(CDM)在晋江气电的实际工程应用[J].燃气轮机技术, 2013, 26(2):62-66.
- LAI Xiaohua. The Practical Engineering Application to Gas Turbine Continuous Dynamics Monitoring System (CDM) in Jinjiang Gas Power Plant[J].Gas Turbine Technology, 2013, 26(2):62-66.
- [15] 何皓, 将洪德, 谢法. 燃气轮机燃烧基准温度估算算法[J].燃气轮机技术, 2014(4):208-212.
- HE Kai, JIANG Hongde, XIE Fa. A Combustion Reference Temperature Estimation Algorithm of Gas Turbines[J].Gas Turbine Technology, 2014, 27(4):10-17.
- [16] 上海电气. 钰海项目 AE94.3A 进气温度调节专题报告[R].2015.
- Shanghai Electric. Special report on air intake temperature regulation for the Yuhai project AE94.3A[R].2015
- [17] 赖晓华. 燃气-蒸汽联合循环机组建设节能高效数字化电厂[J].燃气轮机技术, 2017, 30(4):66-72.
- LAI Xiaohua. Construction of Energy Saving and High Efficiency Digital Power Plant by Gas Steam Combined Cycle Units[J].Gas Turbine Technology, 2017, 30(4):66-72.
- [18] 杨顺虎. 燃气-蒸汽联合循环发电设备及运行[M].北京: 中国电力出版社, 2003.
- YANG Shunhu. Gas-Steam Combined Cycle Power Generation Equipment and Operation[M]. Beijing: China Electric Press, 2003.
- [19] 程志寅, 姜平. SIEMENS V94.3A 燃气轮机 DLN 混合型燃烧器介绍[J].科技创新导报, 2008(31):224-225.
- CHENG Zhiyan, JIANG Ping. Introduction of SIEMENS V94.3A Gas Turbine DLN Mixed Burner [J]. Science and Technology Innovation Herald, 2008(31):224-225.

### 作者简介:

赖晓华(1970—),男,福建武平人,高级工程师,生产准备部主任, E-mail:fjgdlxh@163.com。