

DOI: 10.19666/j.rlfed.202207154

# 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

朱志劼, 田书耘, 范雪飞, 谢岳生, 刘网扣, 张义, 王建业  
(上海发电设备成套设计研究院有限责任公司, 上海 200240)

[摘要] 透平冷却系统是现代重型燃气轮机的核心之一, 如何考虑冷气掺混影响, 是燃气轮机热力学建模和关键参数影响分析中需要解决的首要问题之一。随着燃气轮机总体设计的不断深化, 需要更细化的热力学性能计算模型, 以进行关键部件和总体的协调匹配和保障设计性能的最终实现。为此, 提出了基于透平一维气动分析的燃气轮机透平逐级掺混及总体热力学性能计算方法, 建立了重型燃气轮机热力学性能模型, 并对关键参数的影响和 G/H 级燃气轮机热力学性能方案进行了研究。分析表明: 透平初温、压比和冷却空气量是影响燃气轮机总体热力学性能的关键参数, 在总体设计中应做到三者统一协调, 提高透平初温的同时需研究达到该温度水平需要的最少冷却空气量, 分析最佳压比, 并结合部件设计进行迭代计算和深入研究后最终确认。该研究结果可为自主化重型燃气轮机总体性能设计提供参考。

[关键词] 重型燃气轮机; 热力学性能; 关键参数; 透平冷却

[引用本文格式] 朱志劼, 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.

## Thermodynamic modeling and influence analysis of key parameters of heavy-duty gas turbine considering turbine stage cooling

ZHU Zhijie, TIAN Shuyun, FAN Xuefei, XIE Yuesheng, LIU Wangkou, ZHANG Yi, WANG Jianye  
(Shanghai Power Equipment Research Institute Co., Ltd., Shanghai 200240, China)

**Abstract:** Turbine cooling system is one of the cores of modern heavy-duty gas turbines. How to consider the influence of cold gas admixture is one of the first problems to be solved in gas turbine thermodynamic modeling and analysis of the influence of key parameters. With the continuous deepening of overall design of the gas turbine, a more detailed thermal performance calculation model is required to coordinate and match key components and the whole and ensure the final realization of the design performance. A calculation method of step-by-step blending and overall thermal performance of gas turbine based on one-dimensional aerodynamic analysis of turbine is proposed, and a thermal performance model of heavy-duty gas turbine is established. Moreover, the influence and key parameters and thermodynamic performance scheme of G/H class gas turbine is investigated. The analysis shows that, the turbine initial temperature, pressure ratio and cooling air volume are the key parameters affecting the overall thermal performance of the gas turbine, and the three should be coordinated in the overall design. While improving the turbine initial temperature, the minimum cooling air amount required to reach the temperature level should be studied, the optimal pressure ratio should be analyzed, and the iterative calculation and thorough research should be confirmed after combining the component design. The research results can provide a reference for the overall performance design of autonomous heavy-duty gas turbines.

**Key words:** heavy duty gas turbine; thermodynamic performance; key parameters; turbine cooling

收稿日期: 2022-07-19 网络首发日期: 2022-08-31

基金项目: 国家科技重大专项(2017-I-0002-0002); 上海市青年科技启明星计划(20QB1401900)

Supported by: National Science and Technology Major Project (2017-I-0002-0002); Shanghai Rising-Star Program (20QB1401900)

第一作者简介: 朱志劼(1983), 男, 硕士, 高级工程师, 主要研究方向为燃气轮机及联合循环发电技术, zhuzhijie@speri.com.cn.

随着重型燃气轮机技术发展,透平前温度不断提高,透平冷却空气量占压气机进口空气流量的比例不断增加,已从最早期的3%~4%增加到20%左右。其中,典型F级重型燃气轮机总冷却空气量占比达18%~20%;得益于先进的气膜冷却技术及冷却系统优化,典型G/H级重型燃气轮机总冷却空气量占比未大幅增加,在19%~21%。考虑透平冷却空气掺混计算的燃气轮机热力学建模和关键参数影响分析,成为燃气轮机总体设计尤其是热力性能计算的核心。

文献[1]将不考虑冷却空气掺混的热平衡模型称之为古典燃气轮机热平衡,认为古典热平衡模型只有总体上定性的意义,不能满足新机组设计和机组核算的需要。因此,在计算分析燃气轮机总体性能时,必须考虑冷气掺混对透平气动性能的影响。文献[2-6]基于考虑空气冷却的燃气轮机热力循环模型,进行热力性能分析,并分析了燃烧室出口燃气温度对于循环性能的影响。

当前燃气轮机总体热力性能计算中,普遍采用便捷的零维透平热力模型,即忽略透平叶片几何和流场信息,仅考虑透平内燃气压力和温度变化。而准一维透平热力模型则考虑了透平流道和几何实际情况,计算结果更接近透平实际情况<sup>[7]</sup>。准一维透平热力模型由Consonnis首先提出,其将冷却模型和连续膨胀模型相结合,连续膨胀过程分为若干步,每一步均包含膨胀、冷却和掺混过程<sup>[8]</sup>。近年来,国内围绕准一维透平热力模型及热力性能计算开展了相关研究,如王凯琳等通过准一维透平冷却模型,分析燃气轮机参数变化对燃气轮机性能的影响<sup>[9]</sup>,张盈盈等集成了零维半经验模型和准一维模型的联合冷却计算模型,对GE公司最新型的9HA.02燃气轮机透平一级静叶进行了计算研究<sup>[10]</sup>。

随着燃气轮机总体设计的不断深化,尤其在冷却与密封空气系统图、通流图给出后,燃气轮机总体需要基于更细化的热力性能模型进行计算,并对关键部件和相关系统提出新的要求,并开展多次总体和部件迭代设计,才能保证关键部件和系统的协调匹配和设计性能的最终实现。本文提出了基于透平一维气动分析的燃气轮机透平逐级掺混及总体热力性能计算方法,建立了重型燃气轮机总体热力性能模型,同时开展300MWF级、400MWG/H级燃气轮机总体热力性能方案研究,并分析了关键参数对总体热力性能的影响。

## 1 燃气轮机总体热平衡模型

### 1.1 总体能量平衡

当前,F级、G/H级燃气轮机主要采用可拆卸转子,透平部分使用盘毂结构。虽然冷却空气系统有所差异,但有以下相同点:1)透平第1级静叶由压气机出口旁通单独冷却,排气从型线部分直接排向主气流;2)静子与1级以外静叶的冷却基本上由压气机中间级抽气供给,压气机根据透平不同级压力设置不同抽气口;3)转子部分的冷却一般在压气机后部向转子内部抽气冷却转子各级。

燃气轮机抽气冷却示意如图1所示。虽然由于较大比例的冷却空气量从压气机的不同位置引向透平的不同位置,导致压气机尤其是透平的热力性能计算问题更加复杂。但是燃气轮机仍满足以下总体能量平衡关系<sup>[11]</sup>:

$$m_{c,in} h_{c,in} + m_f h_f + m_f \times Q_{LHV} \times \eta_{comb} = P_{out} / \eta_{gen} + m_{t,out} h_{t,out} + Q_{loss} \quad (1)$$

式中: $m_{c,in}$ 为压气机入口空气流量; $h_{c,in}$ 为压气机入口空气比焓; $m_f$ 为燃料流量; $h_f$ 为燃料比焓; $Q_{LHV}$ 为燃料低位热值; $\eta_{comb}$ 为燃烧室效率; $P_{out}$ 为燃气轮机出力; $\eta_{gen}$ 为发电机效率; $m_{t,out}$ 为透平排气流量; $h_{t,out}$ 为透平排气比焓; $Q_{loss}$ 为能量损失。

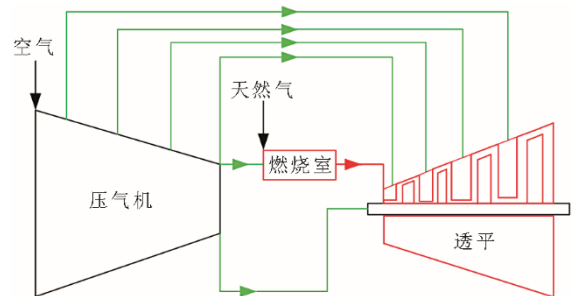


图1 燃气轮机抽气冷却示意

Fig.1 Schematic diagram of gas turbine exhaust cooling

### 1.2 压气机

压气机模块中抽气口是根据透平各列叶片要求不同的冷却空气参数面设定(图2)。压气机温熵图如图3所示。图3中,压气机抽气分为4段,按压力由低到高抽气流量依次为 $m_{c1}$ 、 $m_{c2}$ 、 $m_{c3}$ 、 $m_{c4}$ <sup>[12]</sup>。图3中:A点代表压气机进口,B点代表一段抽气口,C点代表一段抽气口等压理想压缩点,D点代表二段抽气口,E点代表二段抽气口等压理想压缩点,F点代表三段抽气口,G点代表三段抽气口等压理想压缩点,H点代表四段抽气口,I点代表四段抽气口理想压缩点。

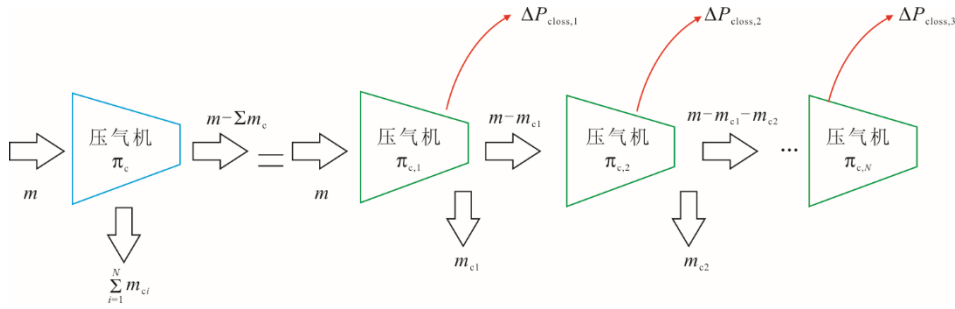


图2 压气机物理模型示意

Fig.2 Schematic diagram of physical model of the compressor

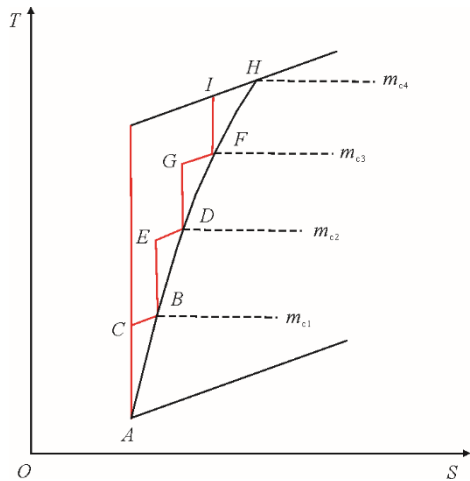


图3 压气机温熵图

Fig.3 The temperature-entropy diagram of the compressor

压气机实际耗功可以表示为<sup>[12]</sup>:

$$W_c = \frac{W_{CS}}{\eta_c} = \frac{\left[ m(h_C - h_A) + (m - m_{c_1})(h_E - h_B) + (m - m_{c_1} - m_{c_2})(h_G - h_D) + (m - m_{c_1} - m_{c_2} - m_{c_3})(h_I - h_F) \right]}{\eta_c} \quad (2)$$

式中:  $W_c$  为压气机实际功耗;  $W_{CS}$  为压气机理想功耗;  $\eta_c$  为压气机效率;  $m$  为压气机进口质量流量;  $h_A$  为压气机进口空气焓值;  $h_B$  为一段抽气口空气焓值;  $h_C$  为一段抽气口空气等压理想压缩焓值;  $h_D$  为二段抽气口空气焓值;  $h_E$  为二段抽气口空气等压理想压缩焓值;  $h_F$  为三段抽气口空气焓值;  $h_G$  为三段抽气口空气等压理想压缩焓值;  $h_I$  为四段抽气口空气等压理想压缩焓值。

采用滞止参数对压气机性能进行分段计算:

$$w_{Ci} = c_p (T_{i2}^* - T_{i1}^*) = \frac{k}{k-1} RT_{i1}^* \left[ \left( \frac{p_{i2}^*}{p_{i1}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3)$$

式中:  $w_{Ci}$  为压气机第  $i$  段的压缩耗功 ( $i=1\sim 4$ );  $c_p$  为压气机空气工质定压比热容;  $T_{i1}^*$  为压气机第  $i$  段的入口空气滞止温度;  $T_{i2}^*$  为压气机第  $i$  段的出口空气滞止温度;  $k$  为空气比热容;  $R$  为气体常数;  $p_{i1}^*$  为压气机第  $i$  段的入口空气滞止压力;  $p_{i2}^*$  为压气机第  $i$  段的出口空气滞止压力。

### 1.3 燃烧室

燃烧室热平衡模块如式(4)所示<sup>[13]</sup>。

$$m_a (h_{a,T_2} - h_{a,T_1}) + m_f (h_{f,T_f} - h_{f,T_1}) + m_f H_{\mu,T_1} \eta_r = (m_a + m_f)(h_{g,T_3} - h_{g,T_1}) + (m_a - m_f L_0)(h_{a,T_3} - h_{a,T_1}) + m_f (1 + L_0)(h_{pg,T_3} - h_{pg,T_1}) \quad (4)$$

式中:  $\eta_r$  为燃烧效率;  $m_a$  为流进燃烧室的空气质量流量;  $m_f$  为供入燃烧室的燃料质量流量;  $h_{a,T_1}$ 、 $h_{a,T_2}$ 、 $h_{a,T_3}$  分别为空气在温度为  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$  时焓值;  $h_{pg,T_1}$ 、 $h_{pg,T_3}$  分别为纯燃气在温度为  $T_1$  和  $T_3$  时的焓值;  $h_{g,T_1}$ 、 $h_{g,T_3}$  分别为燃烧产物在温度为  $T_1$ 、 $T_3$  时的焓值;  $H_{\mu,T_1}$  为温度为  $T_1$  时测定的燃料低位发热量;  $h_{f,T_f}$ 、 $h_{f,T_1}$  分别为燃料在温度  $T_f$  和  $T_1$  时焓值。

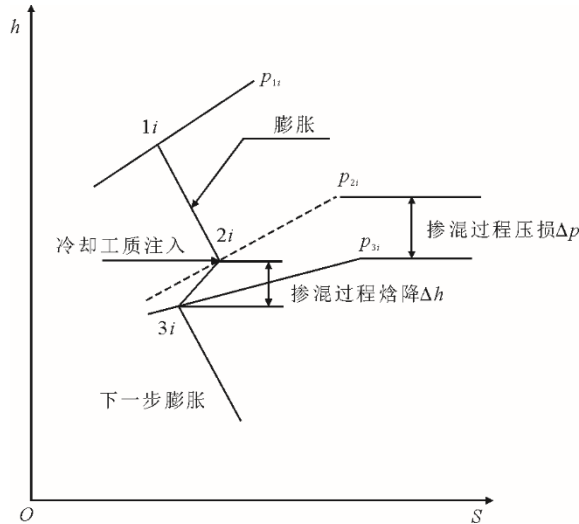
### 1.4 透平

透平膨胀过程如图4所示。图4中:  $1i$  点到  $2i$  点为燃气的膨胀过程,  $2i$  点到  $3i$  点为燃气与冷却空气的掺混过程<sup>[11]</sup>。当考虑透平冷气掺混做功时, 一般有以下3种计算方法。

1) 方法1 燃烧室出口燃气与所有冷却空气量掺混, 燃气滞止温度从透平进气温度  $T_{3A}$  降至  $T_{3C}$ 。  $T_{3C}$  为 ISO 工况燃烧温度, 是由空气流量和燃料流量按热平衡求出的理论燃烧温度<sup>[14]</sup>。

2) 方法2 透平第1级静叶冷却空气与主流燃气掺混, 燃气滞止温度从  $T_{3A}$  降低到  $T_{3B}$ 。  $T_{3B}$  是

第1级静叶尾缘处燃气质量平均总温<sup>[14]</sup>。该方法假定掺混燃气进入第1级动叶膨胀做功，而除冷却第1级静叶的其他冷却空气不参与做功，只用于将透平排气温度冷却至实际排气温度。



$p_{1i}$ —膨胀前压力； $p_{2i}$ —膨胀未掺混压力； $p_{3i}$ —膨胀掺混后压力。

图4 透平膨胀过程示意

Fig.4 Schematic diagram of the turbine expansion process

3) 方法3 透平进气温度为 $T_{3A}$ ，按照二次空气冷却系统给定的各级叶片冷却空气掺混量进行逐级计算。每一级冷却空气均参与下一级透平的做功，由于主流燃气和冷却空气掺混，使得燃气主流温度下降，燃气成分也发生变化。通过逐级计算，可以求得烟气温度以及透平膨胀功。

上述3种方法中，方法1所有冷却空气量均参与了各级透平膨胀做功，不能有效地反映各级冷却空气量分配对燃气轮机性能的影响。方法2重点考虑了透平第1级的冷却空气掺混，比方法1更接近实际情况。本文采用方法3，该方法更加全面和符合实际，计算更精确；但由于需要更多的透平技术参数，建模和计算过程相对复杂。

## 2 透平逐级冷却掺混算法研究

### 2.1 计算假设

本文采用的燃气轮机冷却空气系统方案是：压气机第1抽气口→透平第3、第4级静叶；压气机第2抽气口→透平第2级静叶；压气机第3抽气口→透平叶轮及1、2、3级动叶；压气机排气部分→第1级静叶。抽气口的具体位置根据透平与压气机耦合计算得到。

冷却空气量在各级叶片的分配量，结合热流体系统仿真结果确定。给定透平转速、结构尺寸、主流燃气参数、冷却空气参数，得到透平叶片温度场以及冷却空气流量，获得符合叶片温度要求的冷却空气量。其中F级燃气轮机第1抽气口冷却空气量占总冷却空气量的比例为12.5%，第2抽气口为14.4%，第3抽气口为34.3%，压气机出口为38.8%。透平第1级至第4级冷却空气量占总冷却空气量的比例分别为54.4%、26.9%、15.6%、3.1%。透平第1级静叶至第4级静叶冷却空气量占总冷却空气量的比例分别为38.8%、14.4%、9.4%、3.1%。G/H级第1抽气口为12%，第2抽气口为14%，第3抽气口为34%，压气机出口为40%。

对于每个透平级，来自上游的主流燃气与静叶用冷却空气在该级的动叶流道里进行热功转换。而动叶用冷却空气是在动叶流道沿程的不同位置汇入上游来的主燃气中，很难从理论计算得到动叶用冷却空气在该透平级的做功功率，所以不考虑动叶用冷却空气在本级的做功<sup>[15]</sup>。

本文提出以下假设：1) 流动为稳定、绝热的，用速度系数考虑叶栅流动中的黏性等影响；2) 冷却气流与主流燃气掺混均匀，按质量比求取各列叶片后的混合燃气焓值；3) 冷却气流的流速与主流的流速之比用速度比来描述；4) 每级效率计算中本级余速全部损失，上级余速在本级效率计算中认为全部利用，效率计算除考虑余速损失外，还计及静叶及动叶的损失；5) 实际流动中，由于有的冷却空气会干涉主流，会发生气流角的偏转，增大出气角，本文计算中不考虑。

### 2.2 透平逐级掺混机理模型

透平逐级冷却机理模型如图5所示<sup>[16-17]</sup>。在计算中，从叶片喉道前排出的冷却空气流量计入叶片排出口的混合气流量中。掺混后的流量为：

$$\begin{aligned} m_{4,2i} &= m_{4,1i} + m_{sc} + m_{p1} \\ m_{4,3i} &= m_{4,1i} + m_{sc} + m_{p1} + m_{p2} \\ m_{4,4i} &= m_{4,1i} + m_{sc} + m_{p1} + m_{rc} + m_{p2} \end{aligned} \quad (5)$$

式中： $m_{4,1i}$ 、 $m_{4,2i}$ 、 $m_{4,3i}$ 、 $m_{4,4i}$ 分别为第*i*级静叶前、第*i*级静叶后、第*i*级动叶前、第*i*级动叶后的工质流量； $m_{sc}$ 、 $m_{rc}$ 分别为进入静叶、动叶的冷却空气流量； $m_{p1}$ 、 $m_{p2}$ 分别为静叶前、动叶前进入主流的冷却空气流量。

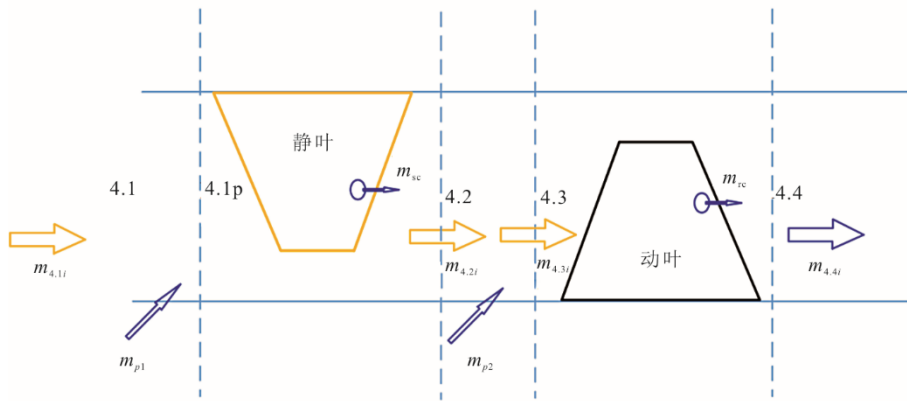


图5 透平逐级冷却掺混示意

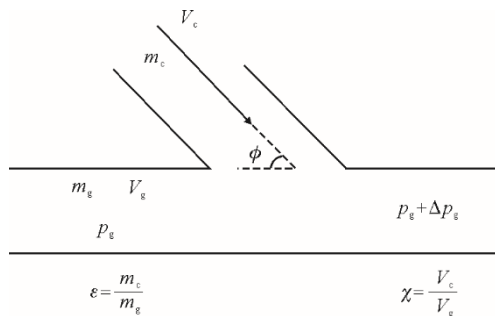
Fig.5 Schematic diagram of step-by-step cooling and blending of turbines

某级动叶后的总焓可以表示为:

$$h_{t4,4i} \cong \frac{h_{tcl,i} - \frac{(K_{swirl} - {}^0R_t)}{\psi} \left( h_{t4,3i} + \frac{m_{rc}}{m_{4,3i}} h_{tcl,i} \right)}{1 - \frac{(K_{swirl} - {}^0R_t)}{\psi}} \quad (6)$$

式中:  $h_{t4,3i}$ 、 $h_{t4,4i}$  分别为第  $i$  级动叶前、第  $i$  级动叶后的主流燃气总焓;  $h_{tcl,i}$  为第  $i$  级动叶内部的冷却空气总焓;  ${}^0R_t$  为透平级反动度;  $K_{swirl}$  为透平冷却空气扰流系数;  $\psi$  为级载荷系数。

考虑冷却空气与主流燃气掺混时产生的总压损失, 采用模型如图 6 所示<sup>[18]</sup>。



$\phi$ —冷却空气进入主流角度;  $V_c$ —注入冷却流的速度;  $V_g$ —主流的速度;  $m_c$ —注入冷却流的流量;  $m_g$ —主流的流量;  $p_g$ —主流压力;  $\Delta p_g$ —掺混后的主流压力变化值。

图6 冷却空气与主流燃气掺混 Shapiro/Harstel 模型

Fig.6 The Shapiro/Harstel model for mixing cooling air with mainstream gas

文献[19-20]中给出了压力损失系数:

$$\Delta p_t / p_t = -0.5 \varepsilon k m_g^2 / (1 + T_c / T_g - 2 \chi \cos \phi) \quad (7)$$

式中:  $\Delta p_t$ 、 $p_t$  分别为压损值、压力值;  $\varepsilon = m_c / m_g$ , 即冷却空气流量和主燃气流量之比;  $k$  为燃气绝热指数;  $T_c$  为冷却空气温度;  $T_g$  为主流燃气温度;  $\chi$  为

注入冷却流的速度与主流的速度比。

### 2.3 透平气动热力计算

透平气动热力计算的流程如图 7 所示。计算的主要输入参数包括透平进口总压、透平进口总温、透平出口背压、大气温、压气机进口空气流量, 各计算叶列的根径、叶高、出气角、速度系数、冷却空气量所占总流量的比例、冷却空气温度、冷却空气出口速度与主流叶栅出口速度之比以及透平各级焓降和透平各级反动度。

根据输入参数计算各级圆周速度  $\mu$  及各叶列通流面积, 并进入循环计算: 首先进行静叶气动参数计算, 如果流量精度满足要求则进入动叶气动参数计算, 否则通过焓值修正返回静叶气动参数计算; 动叶气动参数在满足流量精度要求后, 计算透平级焓降、效率、背压等参数, 至最后一级计算时, 若背压满足要求则停止计算输出结果, 若背压不满足要求, 则修正流量重新进入第 1 级静叶气动参数计算。根据计算假设, 工质通过透平级静叶滞止焓不变, 将工质滞止焓与静叶冷却空气滞止焓混合, 作为动叶进口工质焓值, 计算得到动叶前滞止温度。进入动叶后, 通过级焓降, 可算得动叶出口滞止压力和滞止焓值; 在下一级静叶前与动叶冷却空气混合后求得混合气体焓值, 并作为下一级静叶入口焓值代入计算。

计算主要输出参数包括各级静叶出口主流静压、静叶出口主流静温、静叶出口混合气流静温、出口静压、出口主流静温、出口混合气流静温、出口滞止压力、出口滞止温度、出口余速动能、总焓降、有效焓降、级效率、级热力反动度、静叶出口气流马赫数、动叶末级出口气流马赫数、级输出功、

级理想速度、各级速比、各级动叶有效出口面积、各级静叶有效出口面积、各级动静叶面积比。

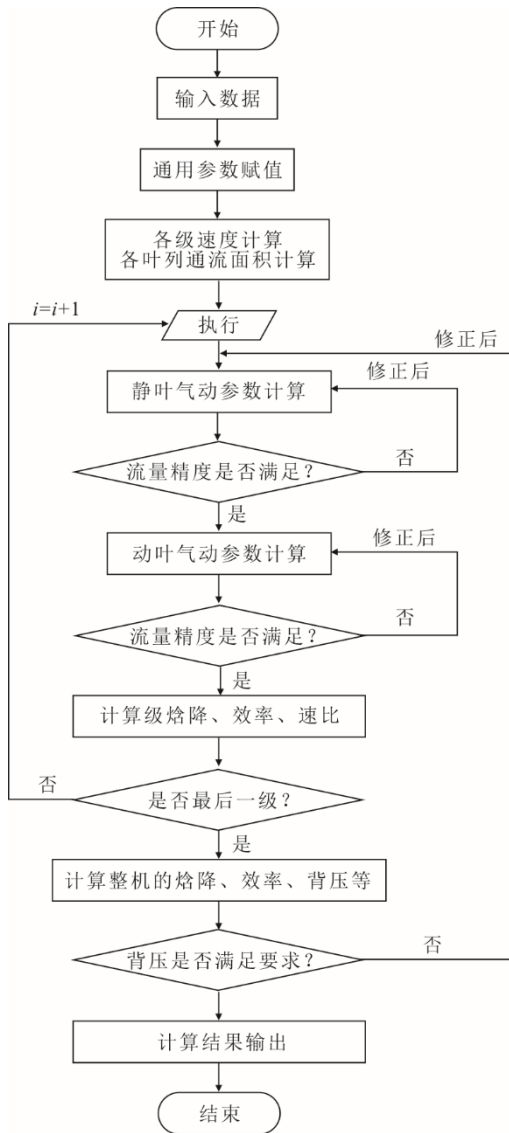


图 7 透平气动热力计算流程  
Fig.7 The turbine aerothermal calculation flowchart

### 3 实例研究与分析

#### 3.1 模型验证

采用本文的计算模型，与国内重型燃气轮机研发单位在相同设计边界参数下的计算结果进行了对比。在压气机压比、透平初温、进口空气流量、压气机效率、燃烧效率、透平效率、透平冷却空气流量占比等参数一致的情况下，300 MW 级 F 级燃气轮机简单循环功率、效率和排气温度的计算误差分别在 0.2%、0.5% 和 0.2% 以内，400 MW 级 G/H 级燃气轮机简单循环功率、效率和排气温度的计算误差分别在 0.1%、0.8% 和 0.3% 以内，验证了计算

模型的准确性和可用性。

#### 3.2 F 级重型燃气轮机关键参数影响分析

##### 3.2.1 透平逐级掺混计算结果

根据某重型燃气轮机通流初步方案，采用上述考虑透平逐级冷却的燃气轮机热力性能模型，对透平各级气动参数进行计算，结果见表 1，各级的热力性能参数见表 2。

表 1 透平各级气动参数（中径位置）  
Tab.1 The turbine pneumatic parameters at all levels (at medium diameter position)

项目	第 1 级	第 2 级	第 3 级	第 4 级
圆周速度 $u/(m \cdot s^{-1})$	338.03	353.12	368.01	397.41
静叶出口绝对速度 $C_1/(m \cdot s^{-1})$	602.36	618.10	621.61	610.09
静叶出口相对速度 $W_1/(m \cdot s^{-1})$	297.05	313.54	319.67	340.62
动叶出口绝对速度 $C_2/(m \cdot s^{-1})$	200.25	211.10	248.38	372.09
动叶出口 $W_2/(m \cdot s^{-1})$	408.73	427.89	462.40	541.67
气流角 $\alpha/(^\circ)$	17.27	20.67	23.48	31.35
气流角 $\beta/(^\circ)$	29.19	29.42	32.34	43.39
反动度	0.20	0.21	0.25	0.34
静叶出口气流马赫数	0.80	0.87	0.94	0.99
动叶末级出口气流马赫数	0.57	0.64	0.75	0.94

表 2 透平各级热力性能参数  
Tab.2 The turbine thermodynamic performance parameters at all levels

项目	第 1 级	第 2 级	第 3 级	第 4 级
级进口压力 $p_1/MPa$	1.161	0.640	0.316	0.139
级进口温度 $T_1/K$	1 475.600	1 242.260	1 047.968	877.843
级出口压力 $p_2/MPa$	1.028	0.550	0.252	0.093
级出口温度 $T_2/K$	1 398.851	1 190.732	998.154	811.109
级出口总压 $p_2^*/MPa$	1.077	0.584	0.279	0.121
级出口总温 $T_2^*/K$	1 413.782	1 207.296	1 021.021	862.292

##### 3.2.2 冷却空气量及透平初温影响分析

在压气机效率 88%、压比 18、压气机进口空气流量 730 kg/s 的条件下，对冷却空气量在 16%、18%、20%，透平初温 1200、1300、1400 °C 的燃气轮机的性能进行了计算，部分结果见表 3。燃气轮机出力及效率随透平初温及冷却空气量的变化关系如图 8、图 9 所示。由图 8 和图 9 可见：提高透平初温，燃气轮机的效率和出力都会增加；在相同燃气初温下，冷却空气量占压气机进气流量的份额越小，则燃气轮机效率越高，出力也越高。在冷却空气量不断增加的情况，压气机抽气量增加，使得压气机的耗功减少，但这一变化相对较小；对透平的影响效应则较大，进入透平的燃气流量进一步减少，参与叶片冷却的冷却空气量进一步增加，使得透平总的出力减少，导致循环比功和效率下降。

表 3 冷却空气量、透平初温对燃气轮机性能的影响  
Tab.3 Effects of cooling air volume and turbine initial temperature on gas turbine performance

冷却空气量/%	透平初温/℃	简单循环效率/%	压气机功耗/MW	透平出力/MW	燃气轮机出力/MW	排气温度/℃
16	1 200	37.65	301.44	532.379	230.92	489.0
	1 300	38.47	301.43	572.420	270.99	544.7
	1 400	39.04	301.41	613.200	311.79	601.2
18	1 200	37.43	300.76	524.880	224.12	480.8
	1 300	38.29	300.74	564.090	263.35	535.4
	1 400	38.91	300.72	603.530	302.81	589.3
20	1 200	37.20	300.07	517.380	217.31	472.6
	1 300	38.11	300.05	555.750	255.70	526.1
	1 400	38.76	300.03	594.830	294.80	580.3

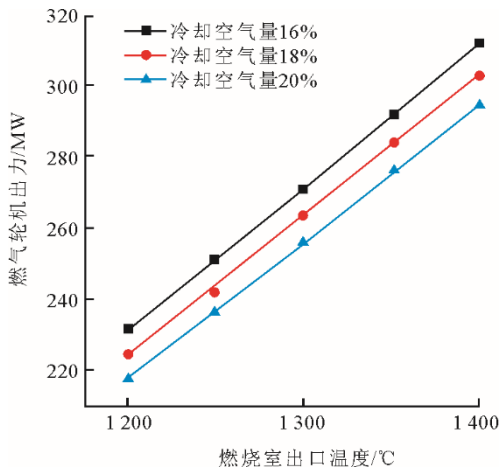


图 8 燃气轮机出力随透平初温及冷却空气量的变化关系  
Fig.8 Variations of gas turbine output with turbine initial temperature and cooling air volume

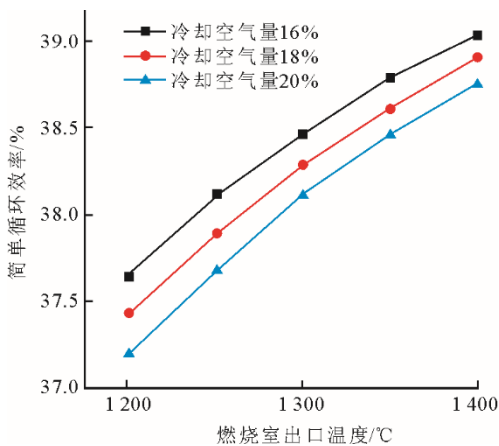


图 9 燃气轮机简单循环效率随透平初温及冷却空气量的变化关系

Fig.9 Variations of gas turbine simple cycle efficiency with turbine initial temperature and cooling air volume

由表 3 可见：随着冷却空气抽气量的增加，透平初温提升对燃气轮机效率提高的幅度增强，但对于燃气轮机出力提高的幅度减弱；冷却空气量占比为 16%

时，透平初温由 1 200 ℃ 升高至 1 400 ℃ 时，效率提高了 1.39 个百分点、出力增加值约为 81 MW；而冷却空气量占比为 20% 时，透平初温提升对应的效率增加值为 1.56 个百分点，出力增加值约为 77 MW。

透平初温是决定燃气轮机热力性能的关键因素，但其温度水平受到透平耐热材料及工艺和透平冷却技术的制约。较高的冷却空气量抵消了透平初温提高对燃气轮机性能提升的正作用。提高透平初温和降低冷却空气量密切相关，提高初温的同时需研究达到该温度水平需要的最少冷却空气量，并结合压比和部件效率进行迭代计算。

3.2.3 冷却空气量及压比影响分析

在压气机效率 88%、透平初温 1 400 ℃、压气机进口空气流量 730 kg/s 的条件下，对冷却空气量在 16%、18%、20%，压气机压比 15、18、21 的燃气轮机性能进行了计算，部分结果见表 4。燃气轮机出力及效率随压气机压比及冷却空气量的变化关系如图 10、图 11 所示。

表 4 冷却空气量、压比对燃气轮机性能的影响  
Tab.4 Effects of cooling air volume and pressure ratio on gas turbine performance

冷却空气量/%	压比	简单循环效率/%	压气机功耗/MW	透平出力/MW	燃气轮机出力/MW	排气温度/℃
16	15	37.57	274.43	584.39	309.96	631.6
	18	39.04	301.41	613.20	311.79	601.2
	21	40.17	325.20	636.58	311.38	576.4
18	15	37.46	273.80	575.46	301.66	620.4
	18	38.91	300.72	603.53	302.81	589.3
	21	40.01	324.45	627.24	302.79	566.6
20	15	37.34	273.19	566.52	293.33	609.2
	18	38.76	300.03	594.84	294.81	580.3
	21	39.84	323.70	617.87	294.17	556.8

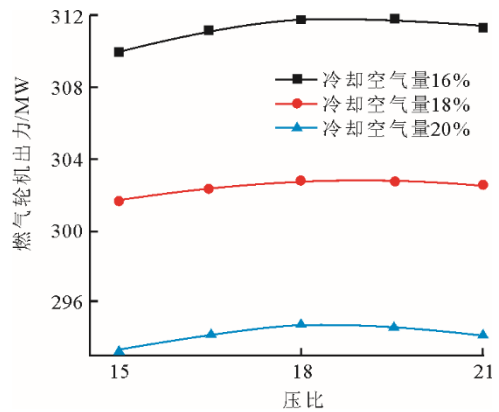


图 10 燃气轮机出力随压比及冷却空气量的变化关系  
Fig.10 Variations of gas turbine output with pressure ratio and cooling air volume

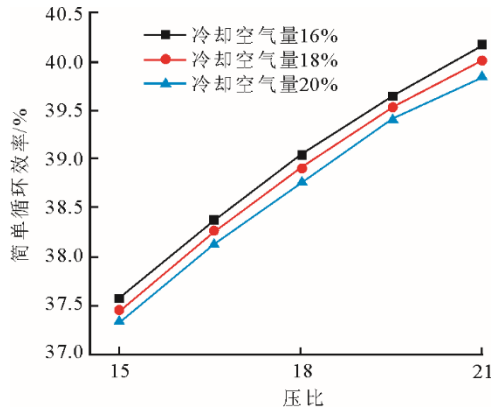


图 11 燃气轮机简单循环效率随压比及冷却空气量的变化关系

Fig.11 Variations of gas turbine simple cycle efficiency with pressure ratio and cooling air volume

由图 10 和图 11 可见：在压比为 15~21 时，随着压比提高，燃气轮机效率增加；压比 18 时燃气轮机出力高于压比 15 和压比 21。通过进一步计算可以判断本文的 300 MW 级 F 级燃气轮机模型对应的比功最佳压比在 18 左右。这说明压比在 15~21 内，对于简单循环来说未达到最佳效率下的压比，但已在简单循环最佳比功下的压比范围。

由表 4 可见：随着冷却空气抽气量的增加，压气机压比提升对燃气轮机效率提高的幅度减弱，对于燃气轮机出力提高的幅度减弱。冷却空气量占比为 16% 时，压比由 15 增加至 21 时，燃气轮机效率提高了 2.6 个百分点，燃气轮机出力增加值约为 1.4 MW；而冷却空气量占比为 20% 时，压比提升对应的效率增加值为 2.5 个百分点，出力增加值约为 0.8 MW。

压比的设定涉及压气机设计技术路线，并将直接影响压气机的气动设计，高压比给压气机气动设计提出了更高的要求。对总体设计而言，调整设计压比后，总体设计中的透平性能将重新计算，冷却空气抽气位置重新确定，冷却效果及对透平性能的影响将重新评估。

由表 4 可见：冷却空气量提高后会造成排气温度的下降；压比提高后也会造成排气温度的下降。在相同的燃气轮机效率下，排气温度的高的燃气轮机组成的联合循环效率高，因此选用效率高和排气温度的高的燃气轮机组成联合循环，可提高联合循环的效率。在目前的初温等级下，简单循环能达到的压比越高，循环效率越高。联合循环的最佳效率压比介于燃气轮机简单循环时的效率最佳压比和比功最佳压比之间，接近于简单循环比功最佳压比。

### 3.3 G/H 级燃气轮机热力性能方案研究

在压气机效率 88%、透平效率 90%、进口空气流量 835 kg/s、压气机压比 22 的设计条件下，对不同透平初温（1 520~1 550 °C）、不同压气机压比（21~23）、不同冷却空气量（19%~21%）的总体热力性能进行了计算，结果如图 12—图 14 所示。

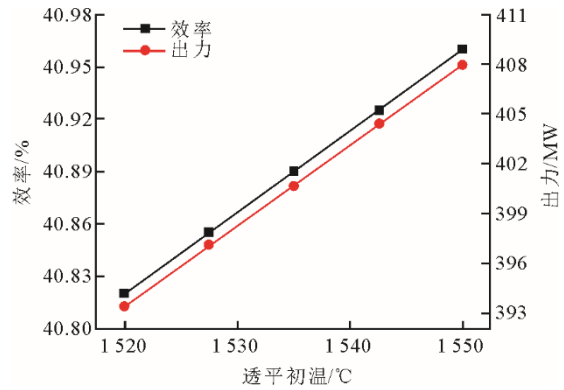


图 12 不同透平初温下的热力性能

Fig.12 Thermodynamic performance of the turbine at different initial temperatures

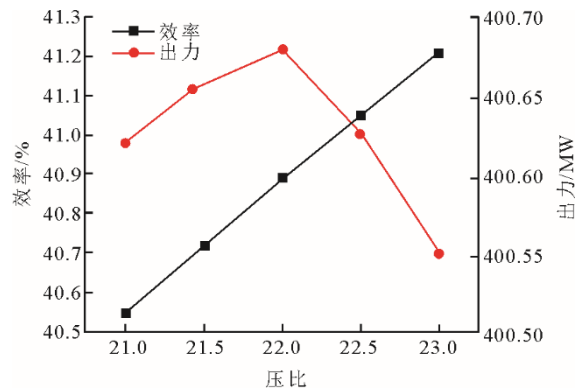


图 13 不同压比下的热力性能

Fig.13 Thermodynamic performance of the turbine at different pressure ratios

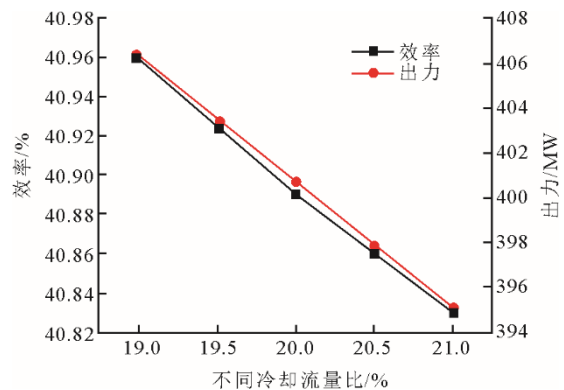


图 14 不同冷却空气流量比下的热力性能

Fig.14 Thermodynamic performance of the turbine at different cooling air flow ratios

由图 12—图 14 可见, 燃气轮机效率、出力均随着透平初温的提高而提高, 随着冷却流量的提高而下降; 而随着压比的提高, G/H 级燃气轮机效率线性增加, 但在压比 21~23 内, 燃气轮机出力先增加后减小。

进一步计算表明, G/H 级燃气轮机的比功最佳压比在 22 左右, 简单循环最高效率点对应的压比则超过 30, 而联合最高效率点对应的压比在 20~23。因此, 兼顾比功和效率, 并同时考虑简单循环和联合循环性能, 选择压比在 21~23。这也是当前已有 G/H 级燃气轮机的参数选择范围。

冷却空气量的选择, 应结合透平一级叶片的研制水平, 可以选择较为保守参数, 如进气流量 835 kg/s、透平初温 1 520 °C、压比 22、冷却空气量 20%, 此时燃气轮机出力 400.68 MW, 效率 40.89%, 排气温度 621 °C。在满足自主化研制性能的前提下, 可以考虑优选方案: 冷却空气量 19%、透平初温 1 550 °C、压比 22, 此时燃气轮机效率 41.04%, 排气温度 635 °C。

## 4 结 论

1) 本文构建了压气机、燃烧室和多级冷却透平耦合模型, 提出了基于透平一维气动分析的燃气轮机透平逐级掺混及总体热力性能计算方法。与已有方法相比, 本文解决了已有燃气轮机热力性能计算模型对逐级冷却空气量掺混考虑不够充分、缺少气流参数与损失修正的问题, 提高了重型燃气轮机热力性能模型的精度。模型验证结果表明, 该模型能够满足燃气轮机总体性能设计应用。

2) 本文对 300 MW F 级重型燃气轮机以及 400 MW G/H 级燃气轮机总体热力性能进行了分析研究, 对压气机压比、透平初温、冷却空气量等关键参数变化对燃气轮机总体热力性能的影响趋势进行了分析, 并提出了关键参数选择建议。透平初温、压比和冷却空气量是影响燃气轮机总体热力性能的关键参数, 在总体设计中应做到三者统一协调, 提高透平初温的同时需研究达到该温度水平需要的最少冷却空气量, 分析最佳压比, 并结合部件设计进行迭代计算和深入研究后最终确认。

3) 本文提出的基于透平逐级冷却计算的燃气轮机总体热力性能模型, 对于燃气轮机性能设计优化以及关键参数考量具有参考价值, 同时对于开展燃气轮机性能预测和评估具有重要参考意义。未

来, 可结合自主化燃气轮机、燃氢燃气轮机的发展, 进行模型修正和功能完善。

### [参 考 文 献]

- [1] 林公舒. 燃气轮机总体热平衡计算的初步报告[J]. 燃气轮机技术, 2010, 23(3): 1-6.  
LIN Gongshu. General heat balance calculation of gas turbine preliminary report[J]. Gas Turbine Technology, 2010, 23(3): 1-6.
- [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 Zheng, 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] 李政, 王德慧, 倪维斗. 考虑冷却空气影响的大型燃气轮机性能计算模型[J]. 动力工程, 2006, 26(2): 191-195.  
LI Zheng, WANG Dehui, NI Weidou. Modeling the performance of large capacity gas turbines with the effect of cooling air taken into account[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(2): 191-195.
- [4] 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.  
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.
- [5] SINGH S O, PRASAD B N. Comparative evaluation of gas turbine power plant performance for different blade cooling means[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A: Journal of Power and Energy, 2009, 223(1): 71-72.
- [6] SINGH S O, PRASAD B N. Comparative performance analysis of cogeneration gas turbine cycle for different blade cooling means[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009, 48(7): 1432-1440.
- [7] 顾华年, 朱志劫. 冷却空气对燃气轮机性能影响的计算分析[J]. 热力透平, 2013, 42(4): 240-244.  
GU Huanian, ZHU Zhijie. Calculation analysis of impact of cooling air on gas turbine performance[J]. Thermal Turbine, 2013, 42(4): 240-244.
- [8] CONSONNINI S. Performance prediction of gas/steam cycles for power generation[D]. Princeton: Princeton University, 1992: 1.
- [9] 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): 1034-1042.  
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): 1034-1042.
- [10] 张盈盈, 郑露霞, 张士杰, 等. 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/OL]. 中国电机工程学报. <https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.212375>.  
ZHANG Yingying, ZHENG Luxia, ZHANG Shijie, et al. Cooling air prediction and parameter analysis of 9HA.02 gas turbine based on joint cooling calculation model[J/OL]. Proceedings of the CSEE. <https://>

- doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.212375.
- [11] 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: 中国科学院工程热物理研究所, 2019: 11.  
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: 11.
- [12] KHALED A N, AHMED A H, MOHAMED M A, et al. Thermodynamic analysis of gas turbine performance using the enthalpy-entropy approach[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 34: 102036.
- [13] 朱志劼, 杨道刚, 陈洪溪, 等. 基于Matlab的IGCC燃气轮机子系统热力性能优化分析[J]. *动力工程*, 2009, 29(12): 1096-1099.  
ZHU Zhijie, YANG Daogang, CHEN Hongxi, et al. Optimizing analysis of IGCC gas turbine thermodynamic sub-system based on Matlab[J]. *Journal of Power Engineering*, 2009, 29(12): 1096-1099.
- [14] 林公舒, 杨道刚. 现代大功率发电用燃气轮机[M]. 1版. 北京: 机械工业出版社, 2007: 33.  
LIN Gongshu, YANG Daogang. Modern gas turbine for high power generation[M]. 1st ed. Beijing: China Machine Press, 2007: 33.
- [15] 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]. 1版. 北京: 清华大学出版社, 2010: 87-98.  
DUAN Qiusheng. Theory analysis and thermodynamic performance calculation of gas-steam combined cycle power station[M]. 1st ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2010: 87-98.
- [16] SELCUK C U. Analytical modelling of the effects of different gas turbine cooling techniques on engine performance[D]. Morgantown, West Virginia: Institute of Engineering Thermophysics, Benjamin Statler College of Engineering at West Virginia University, 2017: 3-10.
- [17] SELCUK C U, ERIC L, ANDREW C N, et al. A thermodynamic model to quantify the impact of cooling improvements on gas turbine efficiency[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140: 031007-1-031007-11.
- [18] 王文华, 陈林根, 孙丰瑞. 具有空气冷却的简单循环燃气轮机热力学建模和性能优化: (I)建模[J]. *热力透平*, 2011, 40(4): 245-249.  
WANG Wenhua, CHEN Lingen, SUN Fengrui. Thermodynamic modeling and performance optimization for simple-cycle gas turbine with air cooling: (I) modeling[J]. *Thermal turbine*, 2011, 40(4): 245-249.
- [19] 黄莺, 王占学, 刘增文, 等. 基于新型涡轮冷却算法的航空发动机性能计算模型[J]. *推进技术*, 2011, 32(1): 17-20.  
HUANG Ying, WANG Zhanxue, LIU Zengwen. Aero-engine performance calculation model based on a new algorithm of turbine cooling[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2011, 32(1): 17-20.
- [20] HORLOCK J H, WATSON D T, JONES T V. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123(3): 487-494.

(责任编辑 刘永强)