

文章编号: 1000-8055(2023)11-2618-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210376

燃机总体性能与二次空气系统耦合的过渡态仿真

杨学森¹, 程显达¹, 王天赤², 简梦华¹, 董 威¹

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;

2. 中电(德阳)综合能源有限公司, 四川 德阳 618099)

摘 要: 为提高燃机过渡态总体性能仿真精度, 采用模块化思想建立和完善了二次空气系统精细化模型, 提出了燃机总体性能与二次空气系统(SAS)耦合的过渡态仿真方法。以双轴燃机为研究对象建立了仿真算例, 模拟并分析了突增、突卸和突甩负荷时二次空气系统各支路引气和汇流的动态变化对总体性能参数的影响。结果表明: 通过耦合仿真可以评估燃机运行工况的变化对引气比的作用效果, 在突增、突卸负荷时, 二次空气系统引气比变化量为 0.18%, 而对于突甩负荷这种极端工况, 引气比的变化量增大至 0.55%; 燃机主流道与二次空气系统之间的动态交互作用不会显著影响过渡态总体性能参数, 但对二次空气系统各支路非均衡响应过程有较大影响, 这是现代燃机精细化仿真中不可忽略的因素。

关 键 词: 燃机; 二次空气系统(SAS); 过渡态性能; 引气比; 耦合仿真

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Transient simulation for gas turbine overall performance coupled with secondary air system

YANG Xuesen¹, CHENG Xianda¹, WANG Tianchi², JIAN Menghua¹, DONG Wei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. China Power (Deyang) Integrated Energy Company, Limited, Deyang Sichuan 618099, China)

Abstract: To improve the simulation accuracy of transient gas turbine overall performance, a refined secondary air system (SAS) model was established and perfected in a modular fashion. A coupled simulation method for transient performance and secondary air system was further proposed. A two-spool gas turbine was modeled to analyze the dynamic variations of the SAS bleeding and returning as well as their effects on the overall engine performance parameters. Results showed that the effect of engine operating conditions on mass fractions of cooling air can be evaluated by coupled simulation method. A variation of 0.18% in the mass fractions of cooling air was observed during the sudden load change process. By comparison, this value increased to 0.55% for the gas turbine with a sudden load shedding. The mutual interactions between the main flow path and the SAS had more effect on the imbalanced local response of the SAS than the overall engine performance parameters. This phenomenon cannot be neglected in the elaborate simulation of modern gas turbines.

Keywords: gas turbine; secondary air system (SAS); transient performance;
mass fractions of cooling air; coupled simulation

收稿日期: 2021-07-17

作者简介: 杨学森(1992—), 男, 博士生, 主要从事航空发动机性能评估与预测技术研究。

通信作者: 董威(1970—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事飞机及发动机结冰与防冰研究。E-mail: wdong@sjtu.edu.cn

引用格式: 杨学森, 程显达, 王天赤, 等. 燃机总体性能与二次空气系统耦合的过渡态仿真[J]. 航空动力学报, 2023, 38(11): 2618-2628. YANG Xuesen, CHENG Xianda, WANG Tianchi, et al. Transient simulation for gas turbine overall performance coupled with secondary air system[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(11): 2618-2628.

燃机精细化仿真在任务分析、总体设计和性能计算等方面的重要性日益增加。燃机中的流路通常分成两部分,其一是由压气机、燃烧室和涡轮通流组成的主流路,其二是从压气机适当位置抽取空气以完成各种规定功能的二次空气系统。在经典燃机仿真建模中,二次空气系统的引气比通常按照一定比例给定,但当燃机状态发生变化时实际引气比也会改变,从而使得燃机性能仿真产生偏差。根据目前二次空气系统设计流程,一般是先进行总体性能分析,然后提取热力边界条件进行二次空气系统计算。该方法通过人工迭代实现了稳态工况下的参数交互,但过程繁琐,割裂了主流道与二次空气系统之间的交互作用。由于燃机的设计需要反复迭代多个回合^[1],上述方法在工程应用方面难以推广。

随着涡轮前温度的升高,所需要的冷气流量也越来越大,抵消了部分压气机增压和燃烧室热量加入带来的增益,因此优化设计二次空气系统以减少引气比是提高燃机性能的途径之一。为了在总体性能模型中考虑二次空气系统的真实影响,需要对二次空气系统进行精细化建模并进行耦合求解。

当总体性能与二次空气系统耦合求解时,二次空气系统状态参数的变化可以实时反馈到总体性能模型中,因此耦合仿真是提高燃机性能仿真精度的途径之一。Carcasci 等^[2]基于 V94.3 燃机进行了非设计点下总体性能与二次空气系统耦合求解,并通过实验数据对仿真模型进行了修正。吴宏升^[3]开发了某型航改燃机和二次空气系统耦合仿真工具,研究了当运行环境、油门角度及动力涡轮导叶安装角变化时,二次空气系统对总体性能的影响。Che 等^[4]建立了某型涡扇发动机总体性能和二次空气系统耦合仿真模型,分析了容腔效应对推力和耗油率等参数的影响。刘传凯等^[5]提出了一种整机全流域零维仿真方法,实现了总体性能和二次空气系统的过渡态耦合仿真。Nikolaidis 等^[6]采用模块化思想建立了二次空气系统元件模型,仿真了二次空气系统在变边界条件下的过渡态特性。

上述文献的思路是将基于部件法的总体性能模型与基于流体网络法的二次空气系统模型耦合求解,除此之外还可采用计算流体力学(CFD)的

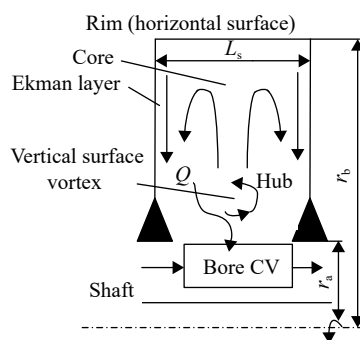
方法。由于前处理成本和计算量大等原因,较少文献选择整机全三维数值计算^[7-8],大多采用整机部分结构与其相应的二次空气系统进行耦合分析^[9-11]。

尽管有文献表明总体性能与二次空气系统之间的动态交互不会显著影响总体性能参数^[5],但对于负荷变化频繁的燃机,过渡态过程中总体性能对二次空气系统的非均衡响应不应忽略。本文建立和完善了二次空气系统瞬态模型,在燃机总体性能模型基础上实现了耦合二次空气系统模型的过渡态仿真,研究了突增、突卸和突甩负荷下二次空气系统和总体性能参数的变化过程。

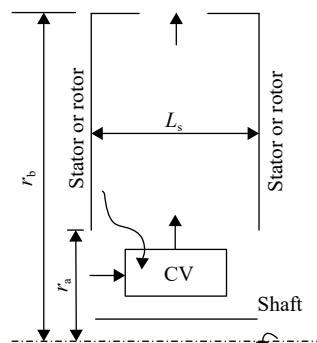
1 二次空气系统瞬态模型

1.1 旋转盘腔模型

压气机和涡轮盘腔如图 1 所示, CV(control volume), 定义盘腔内半径为 r_a , 外半径为 r_b , 外围盘罩宽度为 L_s 。



(a) 压气机盘腔



(b) 径向吹风涡轮盘腔

图 1 旋转盘腔示意图

Fig. 1 Schematic of a rotating cavity

根据质量守恒、能量守恒和动量守恒可以建立表征盘腔响应特性的模型方程^[12-13]:

$$\begin{cases} \frac{d\bar{p}}{dt} = \frac{R\bar{T}}{V_{cv}} (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + \frac{\bar{p}}{\bar{T}} \cdot \frac{d\bar{T}}{dt} \\ \frac{d\bar{T}}{dt} = \frac{\dot{m}_1 c_{p,1} T_1^* - \dot{m}_2 c_{p,2} T_2^* - c_v \bar{T} (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + Q}{m_{cv} \left(\bar{T} \frac{dc_v}{d\bar{T}} + c_v \right)} \\ \frac{dv_\varphi}{dt} = \frac{w+3}{2\pi\rho L_s} \cdot \frac{r_b^w}{r_a^{w+3}} \cdot \left(\sum M_d + \sum M_s - \dot{m}_2 K r_b^{w+1} + \dot{m}_1 v_{\varphi,1} r_a \right) \end{cases} \quad (1)$$

其中,下标1表示进口,下标2表示出口,上标*表示总参数, t 为时间, $\bar{p}$ 为腔内气流平均静压, $\bar{T}$ 为腔内气流平均静温, v_φ 为腔内气流旋转线速度, V_{cv} 为盘腔体积, c_p 为比定压热容, c_v 为比定容热容, ρ 为密度, R 为气体常数, w 为涡结构指数, $w=1$ 表示强迫涡, $w=-1$ 表示自由涡, K 为盘面力矩系数因子, r 为径向位置,盘腔内存储的流体质量 m_{cv} 为

$$m_{cv} = \frac{\bar{p}V_{cv}}{R\bar{T}} \quad (2)$$

进出口质量流率 $\dot{m}_1$ 和 $\dot{m}_2$ 可通过下式进行计算:

$$\begin{cases} \dot{m}_1 = \frac{A_1 p_1^*}{\sqrt{RT_1^*}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{\bar{p}}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{\bar{p}}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ \dot{m}_2 = \frac{C_{d(cav)} A_2 \bar{p}}{\sqrt{RT}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p_2}{\bar{p}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{\bar{p}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \end{cases} \quad (3)$$

其中 γ 为比热比, $C_{d(cav)}$ 为流量系数。

总传热量由风阻和对流换热引入的热量组成:

$$Q = Q_{wh} + Q_{ch} \quad (4)$$

由风阻引入的热量为

$$Q_{wh} = M_d \omega_d \quad (5)$$

其中 ω_d 表示轮盘旋转角速度,盘面力矩 M_d 计算方法如下:

$$M_d = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dM_d}{dr} dr \quad (6)$$

其中

$$\frac{dM_d}{dr} = \frac{5}{2} K \cdot C_m \rho r^4 \omega^2 \text{sgn}(\omega_{rel}) \quad (7)$$

其中 ω 为气流旋转角速度, ω_{rel} 表示轮盘和气流之间的相对角速度,计算方法如下:

$$\omega_{rel} = \omega_d - \frac{v_\varphi}{r_b^w} \cdot r^{w-1} \quad (8)$$

盘面力矩系数 C_m 计算方法为^[14]

$$C_m = 0.073 Re_{\varphi, r_b}^{-0.2} \quad (9)$$

其中 Re_φ 表示旋转雷诺数。

由对流换热引入的热量为

$$Q_{ch} = \sum h_d A_d (T_d - \bar{T}) \quad (10)$$

其中 A_d 为轮盘表面积, T_d 为轮盘表面温度, h_d 为表面传热系数。对流换热引入的热量可分为三部分:

①对于压气机轮盘,可按照垂直平板的自然对流换热关联式^[15]进行计算,对于涡轮盘,可根据强迫对流换热关联式^[15]进行计算;②对于压气机盘腔外围盘罩,采用被加热盘上表面的自然对流关联式计算^[16],其在适用范围内误差小于 $\pm 5\%$;③对于压气机盘腔旋转轴表面,采用平板强迫对流关联式计算^[17]。

式(1)中,外围盘罩的力矩 M_s 计算方法为^[14]

$$M_s = K_s \cdot C_\tau \frac{1}{2} \rho \omega |\omega| (2\pi \cdot r_b^4) \quad (11)$$

其中 K_s 为外围盘罩阻力系数因子,阻力系数 C_τ 定义为^[14]

$$C_\tau = 0.031 (2\pi Re_{\varphi, r_b})^{-\frac{1}{7}} \quad (12)$$

1.2 节流孔模型

节流孔广泛存在于涡轮盘、鼓筒、轴等旋转结构中,起到节流作用,用以调节冷气流量和压力以满足下游元件需要,通过孔的流量可以表示为

$$\dot{m} = C_{d(hole)} p_1^* A \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{1}{RT_1^*} \left[\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (13)$$

文献^[18]通过实验拟合了一系列经验关联式,考虑了旋转效应、倾角、长度、圆角半径等对流量系数 $C_{d(hole)}$ 的影响,并验证了其适用性。

1.3 轮缘封严模型

图2(a)给出了典型轮缘封严示意图^[19]。主流道内高温燃气有可能通过转子与静子之间的轮缘空间入侵盘腔,因此通常利用转子与静子上的凸起阻隔燃气^[20]。另一方面,从压气机中间级引气对涡轮盘进行冲击冷却后,冷气通过轮缘封严汇入主燃,当封严流量大于入侵流量时,起到对内部腔室的保护作用。为了估计封严流量,将轮缘封严等效为如图2(b)所示的双级交错型封严。采用以下方程估计封严流量^[21]:

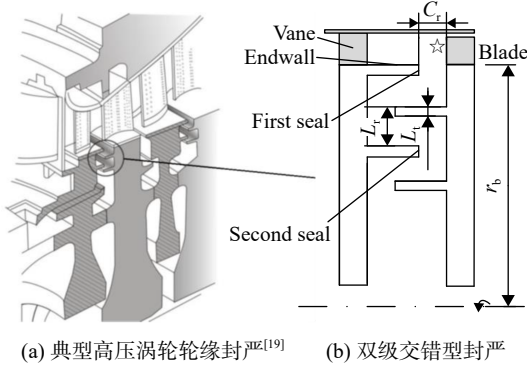


图 2 轮缘封严建模过程

Fig. 2 Modeling process of rim seal

$$\dot{m} = C_{d(\text{rim})} F_k A p_1^* \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^2}{RT_1^* \left[n' - \ln\left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)\right]}} \quad (14)$$

其中 A 为流通面积, 动能承载系数 F_k 由径向间距 L_r 、齿尖厚度 L_t 和封严间隙 C_r 共同决定^[22], $C_{d(\text{rim})}$ 计算方法为^[23]

$$C_{d(\text{rim})} = \frac{\pi}{\pi + 2 - 5S + 2S^2} \quad (15)$$

其中

$$S = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \quad (16)$$

虚齿数 n' 定义为

$$n' = \frac{n}{2} y' \quad (17)$$

虚密封系数 y' 与 L_r/C_r 的关系为^[24]

$$y' = 11.63079 - 3.622825 \left(\frac{L_r}{C_r}\right) + 0.5713243 \left(\frac{L_r}{C_r}\right)^2 - 0.040560 \left(\frac{L_r}{C_r}\right)^3 + 0.001048 \left(\frac{L_r}{C_r}\right)^4 \quad (18)$$

1.4 叶片冷却模型

首先, 将叶片视为由一定长度的通道组成, 据此根据绝热壁面条件计算得到冷气流量, 其次根据冷气参数和主流燃气参数进行换热计算, 下面简述换热模型的建立过程。

气膜绝热有效度 ε_c 与冷气流量 $\dot{m}_c$ 和燃气流量 $\dot{m}_g$ 之间的关系为^[25]

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_g} = \frac{K_c}{1 + Bi^*} \cdot \frac{\varepsilon_c - \eta_f [1 - \eta_c (1 - \varepsilon_c)]}{\eta_c (1 - \varepsilon_c)} \quad (19)$$

其中内部冷却效率 η_c 和气膜冷却效率 η_f 定义如下^[26-27]:

$$\eta_c = \frac{T_{c,2} - T_{c,1}}{T_b - T_{c,1}} \quad (20)$$

$$\eta_f = \frac{T_g - T_f}{T_g - T_{c,2}} \quad (21)$$

其中 T_c 为冷气温度, T_g 为燃气温度, T_b 为叶片壁面温度, T_f 为有气膜冷却的情况下沿气膜下游某处绝热壁面上的恢复温度^[28], 即绝热时叶片型面温度。

K_c 计算方法如下^[29]:

$$K_c = St_g \frac{c_{p,g}}{c_{p,c}} \cdot \frac{A_g}{A_{th}} \quad (22)$$

其中 $c_{p,g}$ 为燃气比定压热容, $c_{p,c}$ 为冷气比定压热容, A_g 为叶片外表面积, 其值可以通过叶片周长乘以弦长进行粗略估计, A_{th} 为涡轮叶片喉道面积, 斯坦顿数 St_g 定义为

$$St_g = \frac{h_g}{(\dot{m}_g/A_{th}) c_{p,g}} \quad (23)$$

其中 h_g 为叶片表面传热系数。

毕渥数计算方法如下:

$$Bi^* = Bi_{tbc} - \frac{\varepsilon_c - \eta_f}{1 - \varepsilon_c} Bi_{bw} \quad (24)$$

其中热障涂层毕渥数 Bi_{tbc} 和叶片壁面毕渥数 Bi_{bw} 分别定义为

$$Bi_{tbc} = \frac{h_g \Delta_{tbc}}{\lambda_{tbc}} \quad (25)$$

$$Bi_{bw} = \frac{h_g \Delta_{bw}}{\lambda_{bw}} \quad (26)$$

其中 Δ_{tbc} 和 Δ_{bw} 分别表示热障涂层和叶片壁面厚度, λ_{tbc} 和 λ_{bw} 分别表示热障涂层和叶片壁面导热系数。

气膜绝热有效度 ε_c 计算方法如下:

$$\varepsilon_c = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{c,1}} \quad (27)$$

2 二次空气系统模型适用性及参数影响研究

2.1 旋转盘腔模型验证

采用文献^[12]中的数据验证旋转盘腔模型, 假设空气从盘腔径向位置 0.0284 m 处流入, 从径向位置 0.5 m 处流出。初始时刻盘腔处于平衡态, 进口总压为 689.476 kPa, 然后施加 +10% 的压力阶跃, 同时保持进口总温和出口背压不变。仿真得到的盘腔内部静压响应如图 3 所示, 最大偏差

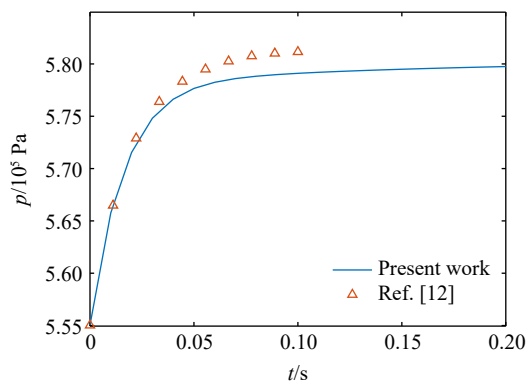


图 3 旋转盘腔平均静压响应对比

Fig. 3 Average static pressure response of the rotating cavity

为 0.4%。

2.2 节流孔和轮缘封严模型参数化研究

图 4 给出了节流孔在不同倾角和压比下的流量变化,其中 Π 表示压比。当压比小于 1.0 时,流量为负值,即发生逆流。随着压比升高,节流孔逐渐达到临界状态,而当压比相同时,增大倾角将使得流量下降,准确捕获了节流孔的工作特性。

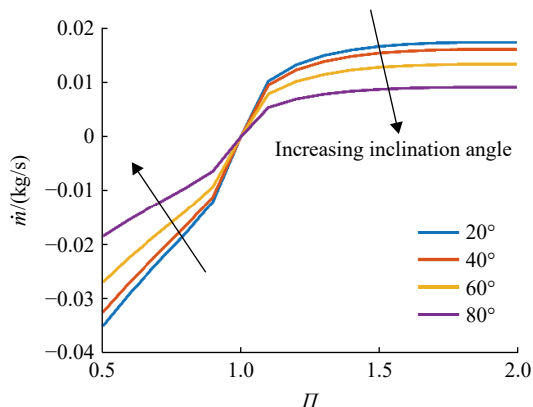


图 4 节流孔模型参数化研究

Fig. 4 Parametric study of the flow restriction orifice model

为了分析封严流量随压比的变化趋势,给定封严结构参数为 $n=2$ 、 $L_r=0.8$ mm、 $L_c=0.2$ mm、 $r_b=0.25$ m,进口总压为 221.13 kPa,进口总温为 369.2 K。当封严间隙变化范围为 0.2~0.4 mm 时,计算得到的封严流量与压比之间的关系见图 5。封严流量随压比和封严间隙的增大而增大,因此过渡态过程中间隙的变化将对燃机性能产生影响。

2.3 叶片冷却模型参数化研究

为研究叶片冷却模型的工作特性,给定进口总压为 114.595 kPa,进口总温为 359 K,高温燃气温度为 1 700 K。根据文献 [30],可假设 $\lambda_{bw} = 13$

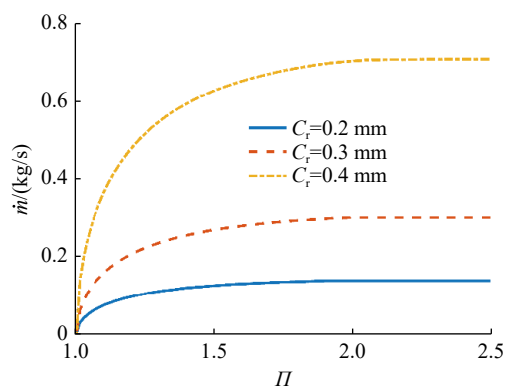


图 5 不同压比下的封严流量

Fig. 5 Seal leakage flow under different pressure ratios

$W/(m \cdot K)$ 、 $\Delta_{bw} = 1.3$ mm、 $\lambda_{tbc} = 1.8$ W/(m·K)、 $\Delta_{tbc} = 0.18$ mm、 $h_g = 10\,000$ W/(m²·K)。内部冷却效率 η_c 以及气膜冷却效率 η_f 分别给定 0.6 和 0.7。图 6 给出了叶片壁面温度和气膜绝热有效度与压比之间的关系,当压比增大时,冷气流量增大,显然冷却效果更好,因而叶片壁面温度下降。

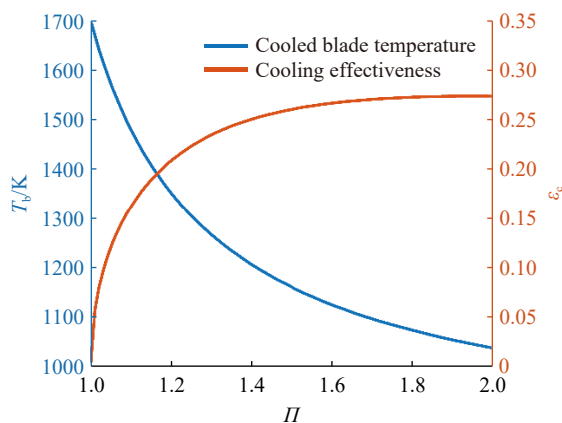


图 6 涡轮叶片冷却模型参数化研究

Fig. 6 Parametric study of the turbine blade cooling model

3 耦合二次空气系统的燃机性能建模

某型双轴燃机关键部件包括压气机、燃烧室、涡轮以及动力涡轮,其中二次空气系统通过两条支路进行模拟:支路 1(高压涡轮叶片冷却)和支路 2(压气机盘腔通风及轮缘封严)。燃机设计点参数见表 1,在设计点下两条支路的引气比分别为 2.45% 和 2.17%,此时燃机的输出功率为 10 MW。

图 7 给出了总体性能与二次空气系统耦合仿真模型,支路 1 冷气从压气机末级引出,引气参数为 p_3^* 、 T_3^* 和 $\dot{m}_{c,1}$,支路 2 冷气从压气机中间级引出,引气参数可表示为 p_{25}^* 、 T_{25}^* 和 $\dot{m}_{c,2}$ 。从压气机末级引出的冷气经直径 15 mm、预旋角度 30°的预旋

表 1 设计点参数
Table 1 Performance parameters at design point

参数	数值
$\dot{m}_{\text{inlet}}/(\text{kg/s})$	36
Π_c	13.6
Π_t	3.9
Π_{pt}	3.2
$N_{\text{hps}}/(\text{r/min})$	38 143
$N_{\text{pts}}/(\text{r/min})$	20 000
P/kW	10 000
$v_1/\%$	2.45
$v_2/\%$	2.17

注: Π_c 为压气机压比, Π_t 为涡轮落压比, Π_{pt} 为动力涡轮落压比, N 为转速, P 为燃机输出功率, v 为引气比, 下标hps表示高压轴, 下标pts表示动力涡轮轴。

喷嘴进入预旋腔, 之后通过直径 10 mm 的接受孔进入盖板腔, 完成对轮盘的冲击冷却后经榫槽进入涡轮叶片冷却通道, 最后汇入主燃, 汇流参数

为 $p_{r,1}^*$ 、 $T_{r,1}^*$ 。压气机中间级引出的冷气在完成对压气机盘腔的通风冷却后, 经后轴颈上直径 20 mm 的孔进入动力涡轮导向器和工作叶片之间的轮缘空间, 防止主流燃气入侵, 汇流参数为 $p_{r,2}^*$ 、 $T_{r,2}^*$ 。

由于燃机负荷变化频繁, 仅采用常规 PID(比例-积分-微分)控制器难以满足要求, 因此设计了一种基于升转速率的分段 PID 控制算法(图 8), 以动力涡轮转速为控制参数, 通过调节供油量使得动力涡轮以恒定转速运行。过渡态过程中保持喘振裕度(SM)、高压涡轮出口温度(T_{45})、转速(N_{hps} 和 N_{pts})、压气机出口静压(p_3)满足限制条件。该控制算法的改进之处包含两点, 其一是在常规 PID 基础上加入前馈指令^[31], 即首先依据负荷变化大小预估燃油流量, 其二是根据限制参数控制燃油流量的极限值。采用这种方法能够缩短过渡态时间, 实现对负荷变化的快速反应, 同时还能保证压气机工作稳定。

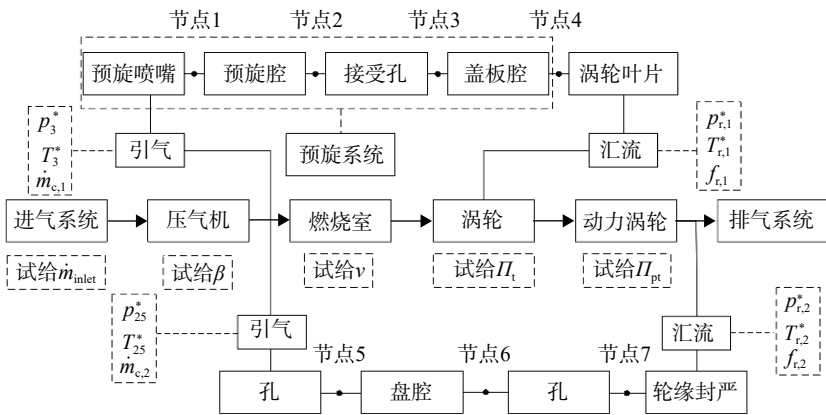


图 7 燃机及其二次空气系统耦合仿真模型

Fig. 7 Coupled simulation model for a gas turbine and its SAS

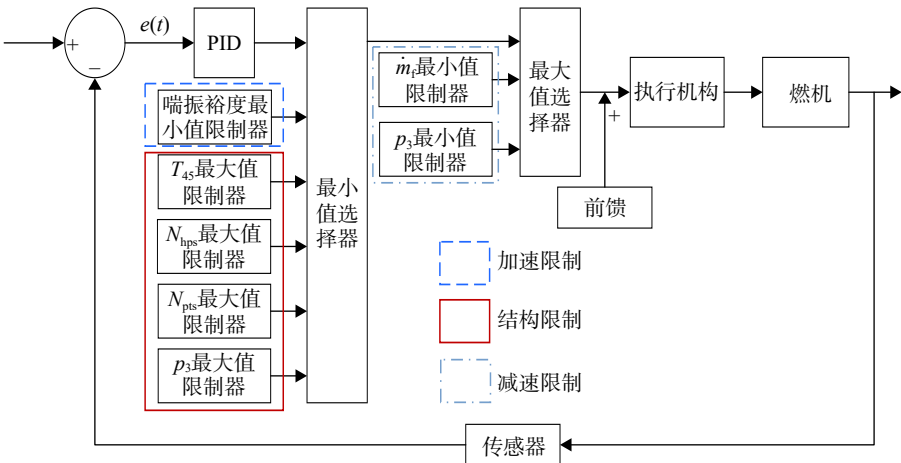


图 8 改进的 PID 控制器

Fig. 8 Improved PID controller

4 耦合仿真算法策略

如图 7 所示,耦合仿真模型包含的自变量可分为四类:

1) 部件法涉及的自变量,包含进气道流量 $\dot{m}_{inlet}$ 、压气机辅助线位置 β 、涡轮落压比 Π_t 、动力涡轮落压比 Π_{pt} ,共 4 个;

2) 流体网络法涉及的自变量,主要为节点静压^[32]。除引气和汇流点的总压和静压已知外,节点 1~7 的静压均为待求参数,共 7 个;

3) 支路 1 和支路 2 的引气比 v_1 和 v_2 ,共 2 个;

4) 支路 1 和支路 2 冷气出口总温和总压恢复系数,共 4 个。在计算二次空气系统出口边界条件时,需要已知冷气出口参数才可以计算高压涡轮和动力涡轮各站点的参数,由于此时冷气出口参数未知,因此需要首先预估冷气出口总温和总压。

综上所述,耦合仿真模型的待求变量共 17 个,所需的残量方程亦为 17 个。对于总体性能模型,根据质量守恒等列出残量方程^[33]。对于二次空气系统,通过某个节点的流量满足以下方程:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m} = 0 \quad (28)$$

其中 i 表示与某个节点毗邻的支路编号, n 表示连接到该节点的元件总数。

采用 Broyden 拟牛顿法^[34]求解上述非线性方程组,初始时刻变量的初值在寻优边界内进行给定。特别地,对于节点静压可根据进出口压力按线性分布给定。下一时刻的变量初值设为上一时刻的收敛值,以加快计算速度。

5 结果与分析

5.1 突增和突卸负荷工况

该算例研究连续突增、突卸负荷时燃机过渡态性能。当燃机在 1.0 工况稳定运行时,第 10 s 突卸 30% 负荷,第 100 s 再次突卸另外 30% 负荷,最后在第 200 s 突增 20% 负荷。

图 9 给出了二次空气系统各支路引气比的变化曲线。第一次突卸负荷时,支路 1 和支路 2 引气比分别最大下降到 2.22% 和 1.97%,再次进入稳定阶段后,两条支路引气比恢复到 2.41% 和 2.15%。第二次突卸负荷后,两条支路引气比分别稳定在 2.38% 和 2.13%。当负荷再次突增时,两条支路引气比最终稳定在 2.40% 和 2.14%。引气

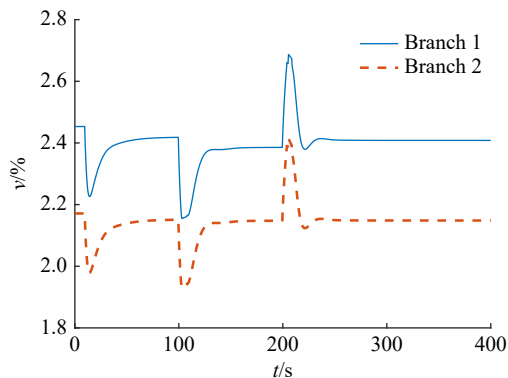


图 9 燃机突增、突卸负荷时引气比变化

Fig. 9 Variation of mass fractions of cooling air for the gas turbine during sudden load increases and decreases

比的计算结果表明,当燃机处于稳定状态时,输出功率对引气比影响不大,在突增、突卸负荷过程中引气比变化量为 0.18%,燃机精细化仿真需要在总体性能模型中考虑引气比的影响。

当燃机负荷突卸时,动力涡轮转速开始上升,偏离设计点转速,此时控制器首先预估燃油流量,然后在预估值的基础上进行精细调节。当燃机负荷突增时,动力涡轮转速开始下降,此时需要增加供油量以保证动力涡轮转速稳定。图 10 给出了两次突卸负荷和一次突增负荷过程中预旋系统盖板腔静压和油气比 f 的响应过程。为了保证燃机在调节过程中不熄火、不超温超转,对油气比的最大最小值有所限制。在第二次突卸负荷时,油气比短暂触底到设定的最小值 0.01,并很快恢复到稳定值。盖板腔静压在负荷突卸时迅速下降,在负荷突增时又迅速上升。腔压的变化时间略晚于油气比,表明当燃油流量发生变化时,二次空气系统需要延迟一定时间才可以重新建立起新的

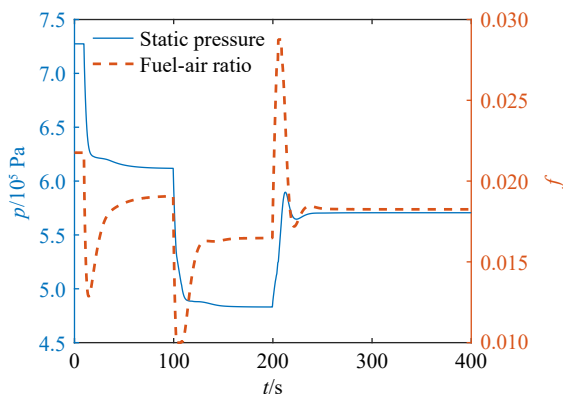


图 10 盖板腔静压及油气比变化

Fig. 10 Static pressure response of the cover-plate cavity and variation of fuel-air ratio

平衡,同时计算结果也表明该延迟时间非常短暂,因此在过渡态过程中二次空气系统能够很快建立起新的平衡,与文献 [35] 观察到的二次空气系统内节点压力、流量与进口压力存在 0.01 s 的短暂延迟现象类似。

图 11 给出了采用非耦合方法(引气比为常值)与耦合仿真方法得到的叶片壁面温度,后者约比前者高 4 K,表明冷气在对涡轮盘冲击冷却的过程中总温升高,对涡轮叶片的冷却能力有所降低。

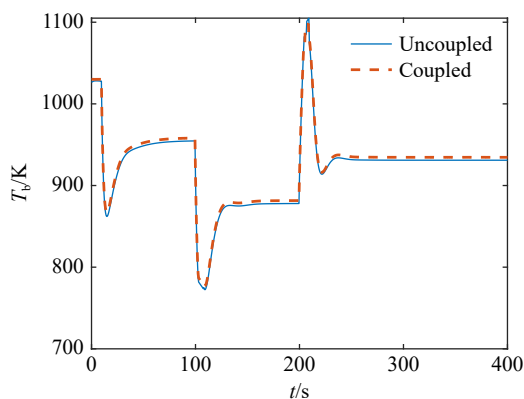


图 11 叶片壁面温度

Fig. 11 Blade wall temperature

图 12 表明,由于压气机轮盘表面传热及风阻引起的温升,对冷气在燃机下游的冷却能力产生了影响,且温升随着输出功率的增大而增大,在 1.0 工况时温升约 4.2 K。由于本算例仅考虑了单个盘腔,如果考虑压气机多级盘腔串联情况,实际温升将更高,因此在总体性能模型中考虑轮盘传热和风阻温升的耦合仿真可以给出更精确的下游空气参数。

该燃机控制规律为等转速控制,瞬态调速率和稳定时间是其重要技术指标^[31]。图 13 表明,第一次突卸 30% 负荷时,动力涡轮转速在 3.0 s 内上

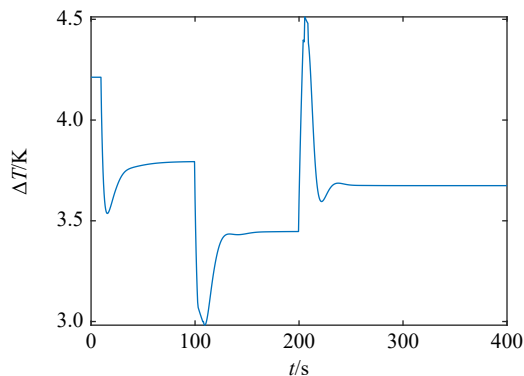


图 12 通风支路温升

Fig. 12 Temperature rise of the ventilation branch

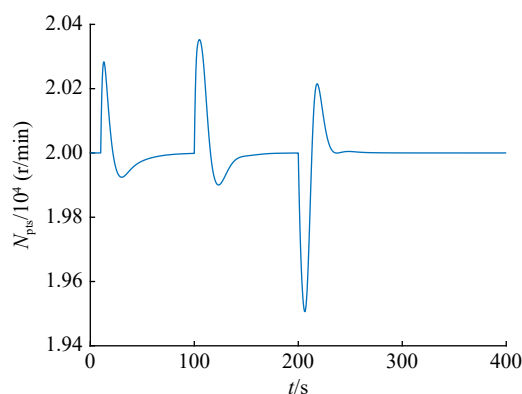


图 13 动力涡轮转速变化曲线

Fig. 13 Variation of power turbine speed

升了 283 r/min,瞬态调速率为 1.41%,稳定时间约为 35 s;第二次突卸 30% 负荷时,动力涡轮转速在 4.5 s 内上升了 351 r/min,瞬态调速率为 1.75%,稳定时间约为 40 s;最后突增 20% 负荷时,动力涡轮转速在 6 s 内下降了 493 r/min,瞬态调速率为 2.46%,稳定时间约为 45 s。

燃机共同工作点的移动轨迹可分为三部分,分别对应两次突卸负荷、一次突增负荷过程。图 14 表明,在突卸负荷过程中压气机压比下降、核心机转速下降;在突增负荷过程中,压气机共同工作点沿着喘振边界向转速和压比增大的方向移动。在整个过渡态过程中,核心机转速和动力涡轮转速均没有超过限制,燃机安全稳定地完成了调节过程。

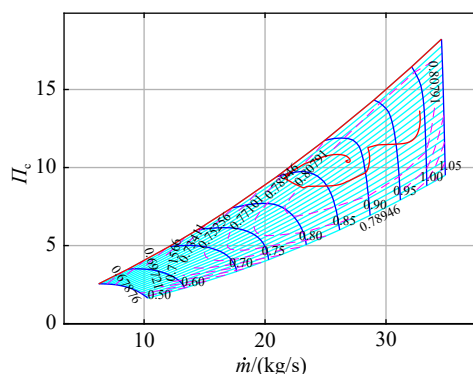


图 14 燃机突增、突卸负荷时压气机共同工作线

Fig. 14 Operating line of the compressor for the gas turbine during sudden load increases and decreases

5.2 突甩负荷工况

该算例研究突甩 100% 负荷时燃机过渡态性能。总模拟时间为 200 s,其中前 10 s 燃机以 1.0 工况稳定运行,第 10 s 时突甩 100% 负荷,第 20 s 时突增 100% 负荷,回到 1.0 工况。突甩 100% 负

荷和突增 100% 负荷均为燃机过渡态过程中的极限工况,通过对极限工况的模拟,分析基于升转速率的 PID 控制器以及动力涡轮前放气对燃机过渡态性能的影响。

图 15 给出了二次空气系统各支路引气比的变化曲线,相比于突增、突卸负荷工况,突甩负荷时引气比变化量增大至 0.55%。甩负荷时,两条支路的引气比均迅速下降。在油气比维持最小状态时,引气比轻微上升,并在动力涡轮输出功率增大的时候快速上升,这种现象有助于满足热端部件的冷却需求。

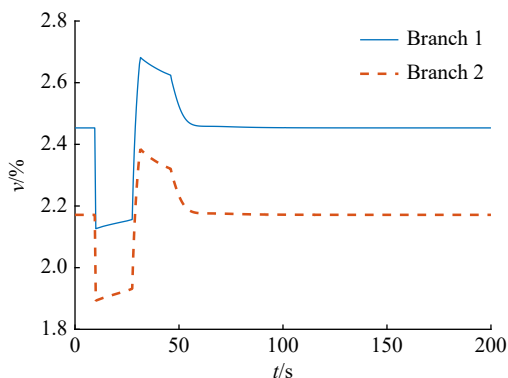


图 15 燃机突甩负荷时引气比变化

Fig. 15 Variation of mass fractions of cooling air for the gas turbine with a sudden load shedding

图 16 为动力涡轮转速变化曲线,甩负荷发生后,动力涡轮转速快速上升,上升速率约 442.4 r/min/s,并在第 20 s 达到峰值 24 424 r/min,主要原因在于此时燃机负荷重新回到 1.0 工况,之后转速开始迅速下降并重新回到目标转速。

在动力涡轮前设有放气阀^[36],当动力涡轮转速超过 22 000 r/min 时放气阀打开,此时 10% 的燃气在进入动力涡轮前被引入到排气蜗壳内,降

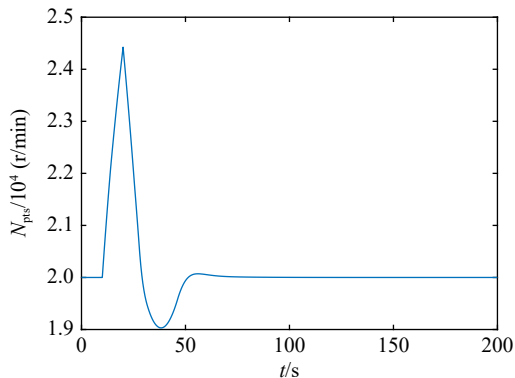


图 16 动力涡轮转速变化曲线

Fig. 16 Variation of power turbine speed

低了进入动力涡轮的燃气流量和总焓,进一步防止动力涡轮转速飞升。图 17 给出了该型燃机突甩负荷阶段阀门的开度,其中数值 100% 表示放气阀打开,数值 0 表示放气阀关闭。结合图 16 发现,在甩负荷 4.0 s 后,动力涡轮转速升至 22 000 r/min,此时阀门开度为 100%,在降低燃油流量和放气的双重调节作用下,经过 11.5 s 动力涡轮转速再次低于阈值,放气阀关闭。

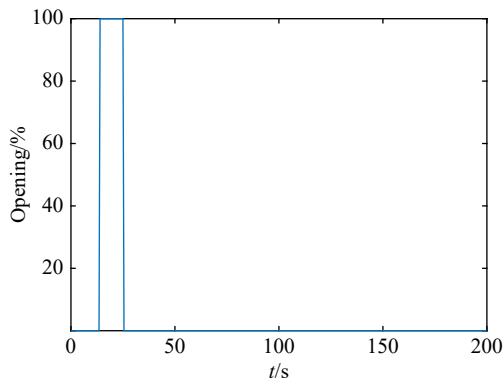


图 17 放气阀开度

Fig. 17 Opening of vent valve

由于燃机从 1.0 工况甩负荷,并最终重新回到 1.0 工况,因此在部件特性图上工作线表现为封闭的环形(图 18)。在压气机特性图上,当甩负荷发生后,共同工作点几乎是沿着等换算转速线迅速朝压比减小的方向移动到①;此后,基于升转速率的分段 PID 控制器将油气比限制在最小值 0.01,在尽可能迅速降低动力涡轮转速的情况下保证燃机持续运行;第 27.5 s 时,油气比不再限制在最小值,压气机压比开始上升,共同工作点从②移动到③;之后,燃油的调节过程交由 PID 完成,并在喘振裕度和结构强度的限制下最终回到设计点。

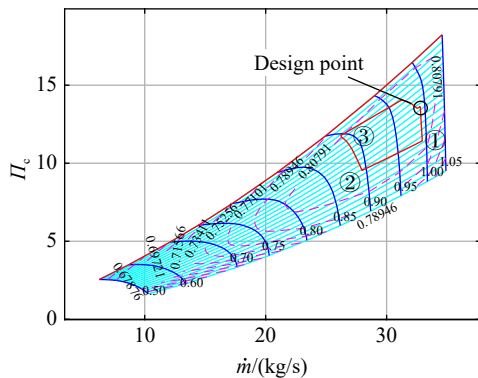


图 18 燃机突甩负荷时压气机工作线

Fig. 18 Operating line of the compressor for the gas turbine with a sudden load shedding

6 结 论

本文对耦合二次空气系统的燃机过渡态总体进行了仿真研究。通过数值实验的方式,验证了本文所提出方法的有效性和可行性,得出结论如下:

1) 燃机主流道与二次空气系统之间的动态交互作用不会显著影响总体性能,但对二次空气系统各支路非均衡响应过程有较大影响;

2) 引气比的大小和动力涡轮输出功率存在关系,突卸负荷时引气比下降,突增负荷时引气比增大,突甩负荷时引气比下降更为迅速;

3) 冷气在经过盖板预旋系统后,由于轮盘对流换热,降低了对涡轮叶片的冷却能力,耦合仿真方法可以给出更精确的下游空气参数;

4) 过渡态过程中二次空气系统的响应速度略慢于燃油调节速度,表现出一定的容积惯性,但延迟时间较短。

参考文献:

- [1] LU G, WANG F, DI MARE L, et al. Data re-use for preliminary thermal-mechanical design of gas turbine engines[J]. *The Aeronautical Journal*, 2018, 122(1249): 462-486.
- [2] CARCASI C, FACCHINI B, GORI S, et al. Heavy duty gas turbine simulation: global performances estimation and secondary air system modifications[R]. ASME Paper GT2006-90905, 2006.
- [3] 吴宏升. 燃气轮机总体与空气系统耦合计算方法研究与匹配分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
WU Hongsheng. Research and matching analysis on coupling calculation method of gas turbine and air system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016. (in Chinese)
- [4] CHE W, DING S, LIU C. A modeling method on aircraft engine based on the component method of secondary air system[J]. *Process Engineering*, 2014, 80: 258-271.
- [5] 刘传凯, 姜宏超, 李艳茹, 等. 航空发动机性能与二次空气系统的耦合仿真模型[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(7): 1623-1630.
LIU Chuankai, JIANG Hongchao, LI Yanru, et al. Coupled simulation model of aero-engine performance and secondary air system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(7): 1623-1630. (in Chinese)
- [6] NIKOLAIDIS T, WANG H, LASKARIDIS P. Transient modelling and simulation of gas turbine secondary air system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 170: 115038.1-115038.14.
- [7] 于龙江, 陈美宁, 朴英. 航空发动机整机三维流场仿真[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(6): 1008-1013.
YU Longjiang, CHEN Meining, PIAO Ying. Quasi-3D simulation of aero engine full flow field[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(6): 1008-1013. (in Chinese)
- [8] WANG F. Whole aero-engine meshing and cfd simulation[D]. London, UK: Imperial College London, 2013.
- [9] 武荃荃. 高压涡轮燃气主流与盘腔二次流的耦合数值模拟[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
WU Dujiang. A zonal coupling simulation for turbine stage main-stream/disk cavity interaction[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016. (in Chinese)
- [10] DAVIS R L, ALONSO J J, YAO J, et al. Prediction of main/secondary-air system flow interaction in a high-pressure turbine[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2005, 21(1): 158-166.
- [11] AMIRANTE D, ADAMI P, HILLS N J. A multifidelity aero-thermal design approach for secondary air systems[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(3): 031012.1-031012.12.
- [12] MAY D, CHEW J W. Response of a disk cavity flow to gas turbine engine transients[R]. ASME Paper GT2010-22824, 2010.
- [13] MAY D, CHEW J W, SCANLON T J. Prediction of deswirled radial inflow in rotating cavities with hysteresis[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(4): 041025.1-041025.7.
- [14] ZIMMERMANN H, FIRSCHING A, DIBELIUS G H, et al. Friction losses and flow distribution for rotating disks with shielded and protruding bolts[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(3): 547-552.
- [15] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第16册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
- [16] SEGHIR-OUALI S, SAURY D, HARMAND S, et al. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2006, 45(12): 1166-1178.
- [17] American Society of Heating, Refrigeration and air-conditioning engineers. 2009 ASHRAE handbook - fundamentals (SI edition)[M]. Georgia: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009.
- [18] MCGREEHAN W F, SCHOTSCH M J. Flow characteristics of long orifices with rotation and corner radius[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(2): 213-217.
- [19] ISOBEL MEAR L, MICHAEL OWEN J, LOCK G D. Theoretical model to determine effect of ingress on turbine disks[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(3): 032502.1-032502.9.
- [20] 郭泽宇, 罗翔, 胡彦文, 等. 凸起迎风面积对不同轮缘封严结构封严效率影响的实验研究[J]. *推进技术*, 2019, 40(5): 1065-1072.
WU Zeyu, LUO Xiang, HU Yanwen, et al. Experimental study on effects of section area of protrusion on sealing efficiency of different rim seal[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(5): 1065-1072. (in Chinese)
- [21] JOACHIMIAK D. Universal method for determination of leakage in labyrinth seal[J]. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2020, 13(3): 935-943.
- [22] VERMES G. A fluid mechanics approach to the labyrinth seal leakage problem[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1961, 83(2): 161-169.
- [23] CANGIOLI F, VANNINI G, PENNACCHI P, et al. Rotordynamic characterization of a staggered labyrinth seal: experimental test data and comparison with predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(1): 011009.1-011009.12.
- [24] DILLON J L. A study of turbomachinery compressible gas labyrinth seal rotordynamic coefficients[D]. Bethlehem: Lehigh University, 1990.
- [25] HOLLAND M J, THAKE T F. Rotor blade cooling in high pressure turbines[J]. *Journal of Aircraft*, 1980, 17(6): 412-418.
- [26] SALPINGIDOU C, TSAKMAKIDOU D, VLAHOSTERGIOS Z, et al. Analysis of turbine blade cooling effect on recuperative gas turbines cycles performance[J]. *Energy*, 2018, 164: 1271-1285.

- [27] 王文三, 唐菲, 赵庆军, 等. 新型双射流冷却孔对气膜冷却效率影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(8): 1291-1294.
WANG Wensan, TANG Fei, ZHAO Qingjun, et al. An investigation of the effect of new-type double-jet film cooling (DJFC) hole on film cooling effectiveness[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(8): 1291-1294. (in Chinese)
- [28] 姚玉, 张靖周, 何飞, 等. 涡轮叶片吸力面气膜冷却效率的数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 1245-1250.
YAO Yu, ZHANG Jingzhou, HE Fei, et al. Numerical investigation on film cooling effectiveness at suction surface of stator blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 1245-1250. (in Chinese)
- [29] YOUNG J B, WILCOCK R C. Modeling the air-cooled gas turbine: Part 2 coolant flows and losses[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 214-221.
- [30] MAIKELL J, BOGARD D, PIGGUSH J, et al. Experimental simulation of a film cooled turbine blade leading edge including thermal barrier coating effects[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1): 011014.1-011014.7.
- [31] 邬健, 余又红, 贺星. 两种控制方案对发电用燃气轮机调速性能影响的仿真研究[J]. 汽轮机技术, 2015, 57(5): 357-359, 398.
WU Jian, YU Youhong, HE Xing. Simulation study on the influence of regulation of gas turbine for power generation based on different control scheme[J]. Turbine Technology, 2015, 57(5): 357-359, 398. (in Chinese)
- [32] 陶智, 侯升平, 韩树军, 等. 流体网络法在发动机空气冷却系统设计中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 1-6.
TAO Zhi, HOU Shengping, HAN Shujun, et al. Study on application of fluid network into the design of air system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 1-6. (in Chinese)
- [33] YANG X, YANG Q, DONG W. Aeroengine data reconciliation model based on cooperative working equations[J]. Energy, 2019, 186: 115914.1-115914.11.
- [34] 王元, 李秋红, 黄向华. 基于自校正Broyden拟牛顿法的航空发动机模型数值计算[J]. 航空动力学报, 2016, 31(1): 249-256.
WANG Yuan, LI Qiuhong, HUANG Xianghua. Numerical calculation of aero-engine model based on self-tuning Broyden quasi-Newton method[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(1): 249-256. (in Chinese)
- [35] 吴宏, 胡肖肖. 应用特征线法求解航空发动机瞬态空气系统[J]. 航空动力学报, 2013, 28(9): 2003-2008.
WU Hong, HU Xiaoxiao. Solving transient second air system in engine by characteristics method[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 2003-2008. (in Chinese)
- [36] 余又红, 邬健, 贺星. 船舶发电用三轴燃气轮机控制仿真研究[J]. 计算机仿真, 2016, 33(5): 10-14.
YU Youhong, WU Jian, HE Xing. Simulation study of marine three-shaft gas turbine controlling for power generation[J]. Computer Simulation, 2016, 33(5): 10-14. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)