

服役工况下汽轮机平衡盘区域强度及间隙变化

赵文辰¹, 吴仕芳², 王炜哲³

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院 动力机械与工程教育部重点实验室, 上海 200240;
2. 上海电气电站设备有限公司汽轮机厂, 上海 200240; 3. 上海交通大学 燃气轮机研究院, 上海 200240)

摘要:以某超超临界机组的高压模块的平衡盘作为研究对象,利用 ABAQUS 软件建立高压模块的轴对称模型,并根据电厂实际运行工况的蒸汽温度压力数据计算加载边界条件,分析了实际启动和满负荷运行工况下高压平衡盘及前后密封区域的温度、应力和位移的变化及密封处径向间隙变化规律。研究表明:运行过程中服役工况下温度和应力产生了波动,在启动阶段最为剧烈,稳态运行时波动幅度较小;启动阶段径向间隙会明显减小。

关键词:高压模块;平衡盘;服役工况;波动;径向间隙

中图分类号:TK26 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.02.008

[引用本文格式]赵文辰,吴仕芳,王炜哲.服役工况下汽轮机平衡盘区域强度及间隙变化[J].热能动力工程,2020,35(2):56-62. ZHAO Wen-chen, WU Shi-fang, WANG Wei-zhe. Analysis on the area strength and radial clearance of balance disc in steam turbine high pressure module under service conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 56-62.

Analysis on the Area Strength and Radial Clearance of Balance Disc in Steam Turbine High Pressure Module under Service Conditions

ZHAO Wen-chen¹, WU Shi-fang², WANG Wei-zhe³

(1. Key Laboratory for Power Machinery and Engineering of Ministry of Education, School of Turbine Research Institute, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240; 2. Shanghai Turbine Plant, Shanghai Electric Power Generation Equipment Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 200240; 3. Gas Turbine Research Institute, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240;)

Abstract: With the high-pressure module balance disc of an ultra-supercritical steam turbine as the research object, ABAQUS is used to establish an axisymmetric model of a high-pressure module, and the loading boundary conditions are calculated based on the steam temperature pressure data of the actual operating conditions of the power plant. In this paper, the changes of temperature, stress and displacement of the high-pressure balance disc and the front and rear sealing areas, and the variation of radial clearance at the seal are analyzed under the actual starting and full-load operating conditions. The results show that the temperature and stress In addition, the radial clearance during the start state is significantly reduced.

Key words: high pressure module, balance disc, actual working condition, radial clearance fluctuate under service operation conditions, especially during the start state, while they have small fluctuations under the steady state operation.

引言

容量和蒸汽参数的提升不断挑战机组的强度设

计以及运行安全。百万超超临界机组的运行已经积累了大量的运行数据,在这些运行工况下,不但出现了结构强度破坏的问题,还出现了结构之间强度不匹配带来的碰磨的问题。因此,迫切需要通过现场

运行工况下结构强度的研究来提升现有厂内水平,尤其针对多结构强度匹配问题,非常重要。

许多学者针对结构强度,开展了大量的研究。黄来等人^[1-2]研究了启停工况下超临界汽轮机的高压缸转子和内缸的热力耦合变形情况。刘占生等人^[3]进行了设计工况下超临界高压缸的热力分析,并提出一种减小应力的方法。金永明等人^[4]对设计工况下超超临界汽轮机高压内缸的弹塑性以及粘塑性高温强度进行了分析,提出了一套高温部件计算考核方法。刘长春等人^[5]数值模拟了超超临界汽轮机转子的热应力,评估了其寿命。魏红明等人^[6]对汽轮机高压模块在启动过程中的热应力和气密性进行了分析,找到了最大热应力出现的时间点。上述研究都是在厂内设计工况下开展的强度计算和寿命评估,忽略实际运行工况对于结构强度的影响。赵乃龙等人^[7]在蒸汽温度波动对汽轮机转子蠕变-疲劳损伤影响的研究中发现,温度波动对损伤会产生一定影响。杨金^[8]也证实,汽轮机负荷波动过程中,主蒸汽压力和温度波动会影响结构强度。此外,赵葆德等人^[9]在研究控制阀门对于汽轮机温度波动的限制时,同样证实了温度波动会对汽轮机结构强度产生影响。尤其,对高压缸在运行过程中所产生的蠕变变形与实际机组运行数据进行了对比^[10-11],也说明了上述问题。这些基于现场运行数据的研究,取得了重要的进展,但仍然是针对单一部件,忽略了多结构部件之间的变形协调。

本文以某超超临界机组的高压模块作为研究对象,包括高压外缸、内缸、转子及平衡盘等。在ABAQUS有限元仿真软件中建立高压模块的轴对称模型,并根据电厂实际运行工况的蒸汽温度压力数据加载计算边界条件,计算了实际启动和满负荷运行工况下高压平衡盘及前后密封区域的温度、应力和位移的变化,重点分析了密封处径向间隙变化规律。

1 高压模块多结构计算模型

1.1 热力耦合模型

在汽轮机高压模块温度场计算中,假设其每个自身结构对应的材料各向同性,且无内热源。其所

使用的热力耦合模型温度场有限元方程为:

$$M \frac{\partial T}{\partial \tau} + KT + T^* \frac{\partial U}{\partial \tau} - Q = 0 \quad (1)$$

式中: M —热容量矩阵; T —温度向量; τ —时间; K —导热矩阵; T^* —耦合系数矩阵; U —位移向量; Q —热量。

热弹性有限元方程为:

$$DU - GT - F = 0 \quad (2)$$

式中: D —刚度矩阵; G —热应力矩阵; F —机械力向量。

1.2 有限元模型

所构建的汽轮机高压模块有限元模型包括:高压缸转子、外缸进汽段、内缸、密封环、汽封体。真实的高压缸是三维轴对称结构,因此选取高压缸半缸进行建模。图1为高压模块多结构平衡盘区域附近的网格划分,局部区域进行了加密。网格划分采用的是线性四面体热机耦合单元 C3D4T。在进行网格无关性验证之后,最终确定网格单元为120多万。

其主蒸汽的进口参数为600℃/26.25 MPa。外缸受到蒸汽压力及自身的重力;内缸受到蒸汽压力、装配力、各螺栓孔处预紧力、自身重力;转子受到装配力和转子稳态离心力。在模型中分面施加对称位移约束;在外缸猫爪和转子左端轴承端施加X轴方向上的位移约束;在转子两端轴承端、外缸猫爪、内缸支撑块处施加Y方向上的位移约束。转子转速启动过程中从零开始增加,在稳态过程中维持最大转速,停机时转子停止转动。

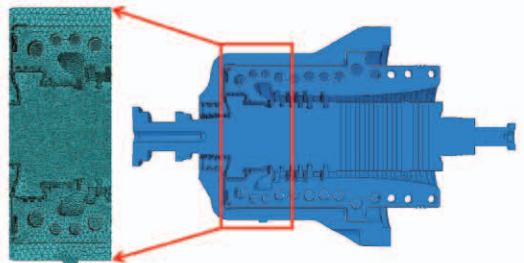


图1 高压模块多结构平衡盘及密封区域网格划分

Fig. 1 Mesh for High-pressure module

multi-structure balance disc and sealing area

1.3 本构模型及工况条件

在高压缸启停及运行过程中,内外缸和转子等壁面与蒸汽之间为第三类换热边界条件。由于高压

模块多、结构复杂,蒸汽接触壁面类型也十分多样,不同结构之间的换热强度存在差异性,换热系数的计算成为重要的一部分。根据几何特征可以分为进气段/排气段、光滑表面、叶根槽部位、汽封部位、冷却孔及平衡孔这几部分进行换热系数计算。

进/排汽口段的换热系数计算式为:

$$\begin{cases} h = 0.00734(\lambda/D_e)Re^{0.8}Pr^{0.4} \\ Re = uD_e/\nu \\ D_e = 4A_f/P_w \end{cases} \quad (3)$$

式中: h —换热系数; λ —蒸汽导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; D_e —当量直径, m ; Re —雷诺数; Pr —普朗特数; u —蒸汽的当时流速, m/s ; ν —运动粘度, m^2/s ; A_f —截面积, m^2 ; P_w —截面周长, m 。

高压内、外缸及汽封体的光滑表面的换热系数:

$$\begin{cases} h = \frac{\lambda}{d_2 - d_1}(A_1 + A_2)Re^{0.8}Pr^{1/3} \\ A_1 = \frac{0.02}{(1 + A^2 \frac{Re_\theta^2}{Re_z^2})^{0.4}} \\ A_2 = \frac{0.038(\frac{d_2 - d_1}{d_1})^{0.4}}{[4(A^2 + \frac{Re_\theta^2}{Re_z^2})]^{0.4}} \\ A = 0.65(\frac{d_2 - d_1}{d_1})^{-0.3} \\ Re = Re_z(1 + A^2 \frac{Re_\theta^2}{Re_z^2})^{0.5} \\ Re_z = \frac{C_z(d_2 - d_1)}{\nu} \\ Re_\theta = \frac{C_\theta(d_2 - d_1)}{\nu} \end{cases} \quad (4)$$

式中: d_1 —转子的外直径, m ; d_2 —汽缸的内直径, m ; A_1 、 A_2 、 A —几何系数; Re_z —轴向雷诺数; Re_θ —切向雷诺数; C_z —流体轴向的流速, m/s ; C_θ —流体切向的流速, m/s 。

高压缸转子光轴区域的换热系数计算式为:

$$h = 0.1139(\frac{\lambda}{r_0})(\frac{\omega r_0^2}{\nu})^{0.7}(\frac{\mu c_p}{\lambda})^{0.35} \quad (5)$$

式中: r_0 —轴半径, m ; ω —转子转速, r/min ; μ —动力粘度(蒸汽) $N \cdot s/m^2$; c_p —蒸汽定压比热容, J/K 。

叶根槽区域的传热系数计算式为:

$$\begin{cases} Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)}[1 + (\frac{d_e}{l})^{2/3}]c_t \\ Re = \frac{ud_e}{\nu} \\ h = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_e} \end{cases} \quad (6)$$

式中: Nu —努塞尔数; l —管长, m ; f —阻力系数, $f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}$; c_t —等温比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; λ_g —导热系数(蒸汽); d_e —特征长度, m 。

汽封区域、冷却孔、平衡孔的换热系数计算式为:

$$h = 0.98(\frac{\lambda}{2\delta})(\frac{M}{S_A} \cdot \frac{2\delta}{\mu g})^{0.6}(\frac{\omega_z}{\delta})^{-0.58} \quad (7)$$

式中: λ —蒸汽的热导率; δ —汽封间隙, m ; ω_z —汽封轴向的长度, m ; S_A —一泄漏汽体的面积, m^2 ; M —一泄漏汽体的总量, m^3 。

蠕变过程的计算则采用 Norton-Bailey 本构方程:

$$\dot{\epsilon} = B\sigma^m t^n \quad (8)$$

式中: $\dot{\epsilon}$ —材料的蠕变应变率; σ —单向应力; t —时间; B 、 m 、 n —与温度相关的材料蠕变 Norton 系数, 如表 1 所示。

表 1 X12CrMoWVNbN10-1-1 蠕变参数

Tab. 1 Creep parameter of X12CrMoWVNbN10-1-1

温度/ $^\circ C$	B	m	n
20	1	0	2.78E-30
598	2.216 14	-0.210 25	1.37E-13

图 2 为服役工况条件,主蒸汽部分参数在启动、稳态运行和停机过程中的变化趋势,为方便观测将所有的参数都进行了归一化处理。启动时间为 32 h,稳态运行 2 880 h,停机 1 046 h。

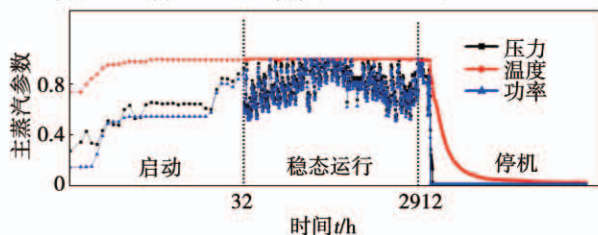


图 2 机组启动、稳态运行和停机过程主蒸汽参数趋势
Fig. 2 Variation of main steam parameters during the operation processes

2 计算结果与分析

图 3 为汽轮机高压模块在稳态运行结束时刻温度场、应力场、轴向与径向位移场分布图。从图中可以看出,在平衡盘附近温度较高,且应力分布存在部分应力集中的现象,轴向和径向位移均出现明显变化。所以针对平衡盘及密封区域进行了重点分析,并找出最易产生径向碰磨的区域。

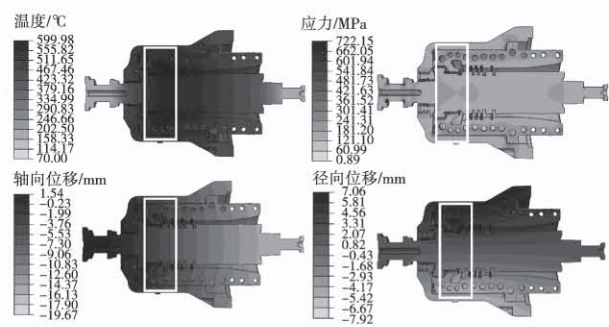


图 3 平衡盘及密封区域稳态运行结束时温度、应力、轴向与径向位移场

Fig. 3 Distributions of temperature, Mises stress, and axial and radial displacements of balance disc and sealing zone at the end of steady state operation

2.1 平衡盘及密封区域温度场分析

图 4 为平衡盘及密封区域启动结束时刻和满负荷稳态运行结束时刻的温度场分布。

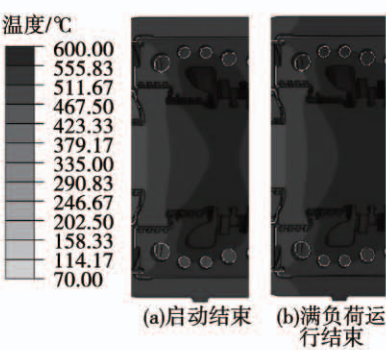


图 4 平衡盘及密封区域启动、满负荷稳态运行结束时温度场

Fig. 4 The temperature distribution at the start-up and the end of steady state operation

从图中可以看出,平衡盘及密封区域的外缸、内缸和转子从启动结束到满负荷稳态运行结束的过程

中都承受着较高的温度,尤其在进汽口处的温度可以达到 600 ℃。此外,满负荷运行结束时刻外缸、内缸和转子的整体温度都比启动结束时刻温度有所提升,内缸和转子上温度最大值范围扩大,这可能是因为经过一段时间满负荷运行,系统得到充分加热。此外,在图 4 所示区域,温度较高,由于部件之间变形以及蠕变影响,可能会导致间隙发生变化。

2.2 平衡盘及密封区域应力场

图 5 为平衡盘及密封区域启动结束时刻和满负荷稳态运行结束时刻应力场分布。

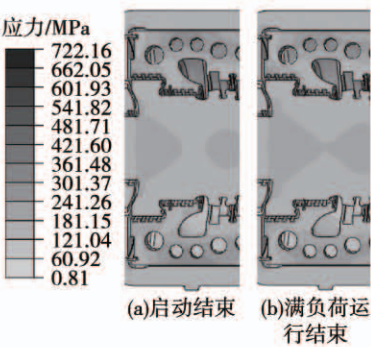


图 5 平衡盘及密封区域启动、满负荷运行结束时应力场

Fig. 5 The Mises stress distribution at the start-up and the end of steady state operation

从图中可以看出,在启动结束时刻平衡盘及密封区域的应力较大,且最大应力主要集中在螺栓孔附近。当满负荷稳态运行结束时,螺栓孔附近应力下降较为明显,这主要是在螺栓预紧力作用下,长时蠕变导致当地应力松弛。结合图 4,螺栓孔区域较高温度场,需要在实际运行和设计时,注意此处是否产生漏气。

在平衡盘区域,内缸处应力也较大,这会导致相应的应变变形较大,影响密封结构安全运行,会产生平衡盘区域密封碰磨的风险。

2.3 平衡盘及密封区域位移场

图 6 为平衡盘及密封区域在启动和满负荷运行结束时刻轴向位移、径向位移分布。从图中可以看出,平衡盘区域及密封区域的轴向位移向右侧进行膨胀,主要是由于外缸猫爪的约束和在转子轴承左侧存在装配约束造成的。平衡盘及密封区域的径向

位移从运行启动开始向上侧开始进行膨胀,在稳态运行过程中因蠕变使径向位移达到最大值。进汽口到平衡盘之间密封区域,在转子径向膨胀不变时候,相对比满负荷运行工况下,启动结束时刻内缸和转子之间的密封间隙较小,也即在启动过程中,两部件之间间隙存在减小的风险。

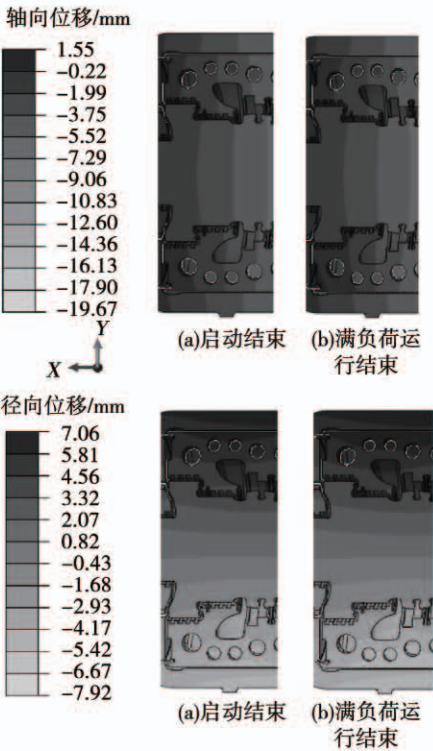


图 6 平衡盘及密封区域启动、满负荷运行结束时刻轴向与径向位移分布

Fig. 6 The axial and radial displacements distribution at the start-up and the end of steady state operation

2.4 关键点应力

为了研究内缸内表面和转子上的应力变化趋势,选取了如图 7(a)所示区域的关键点,分析其应力在历程中的变化趋势。图 7(b)为内缸内表面上 3 个关键点的应力变化趋势,图 7(c)为转子上对应 3 个关键点的应力变化趋势。从图中可以看出,在满负荷运行工况下,平衡盘及密封区域附近内缸内表面上的应力幅值要明显低于转子上的应力幅值。在启动阶段,转子上关键点的应力波动要比内缸内表面上关键点的应力变化更剧烈,而且应力也更大。

在满负荷运行过程中,由于受到温度波动的影响,应力也随之产生波动,但是波动较小。此外,在

蠕变变形影响下,各关键点的应力在蠕变初期阶段都有一个明显的下降,达到较低的应力水平,然后进入到蠕变第二阶段,缓慢变化。在启动过程中,由于内外缸温差导致热应力,以及转子自身离心力作用,应力在这个阶段幅值最大,且受到蒸汽与固体之间凝结换热影响,产生较大的交变应力。在满负荷运行过程中,应力会有所减小,在温度和应力参数波动情况下,应力会产生波动但幅度不大。所以在考核结构强度的时候,需要对启动时刻平衡盘及密封区域做重点监测。

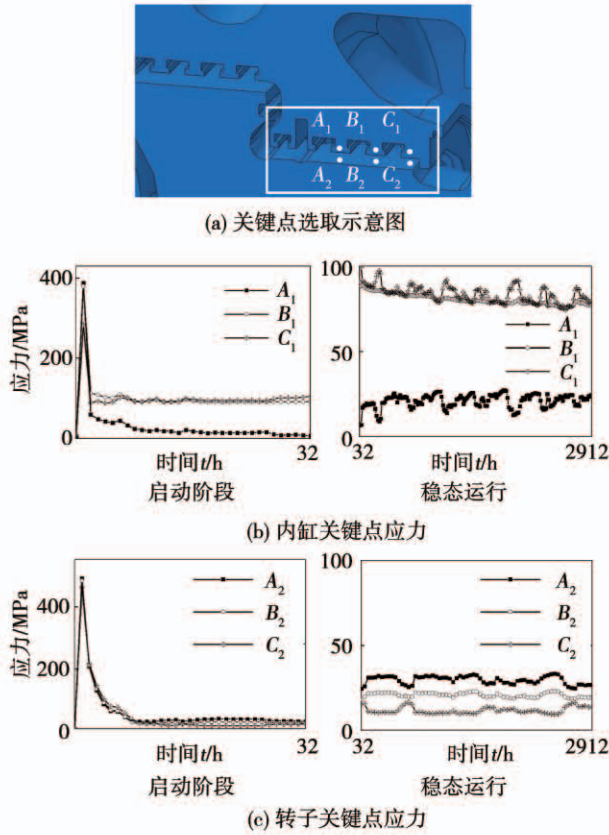


图 7 平衡盘及密封区域关键点选取及应力随时间变化曲线图

Fig. 7 The Mises stress variation tendency of the critical points

2.5 关键点径向间隙

在平衡盘及密封区域,从启动到满负荷运行过程中存在着较大的应力,其主要原因是服役工况中产生波动,尤其在启动过程中,会产生较大应力,满负荷运行之后由于蠕变作用的影响,应力会下降但

是仍有较小的波动。在此期间,因为温度及应力等因素的共同作用,导致平衡盘及密封区域内缸和转子发生了径向位移,使得内缸与转子之间的间隙发生变化,存在发生碰磨的风险,所以要对在实际运行工况下的平衡盘及密封区域的径向间隙做评估。

分别对位于平衡盘密封区域内缸与转子上位于三级转轴上的3组关键点,在实际运行工况下的间隙变化情况进行分析,如图8所示。相对间隙表示的是内缸和转子之间的相对位移差。内缸和转子两者顶端的密封齿之间的距离为0.6 mm,当相对间隙值小于-0.6 mm的时候说明两者之间会产生碰磨现象,若大于-0.6 mm则不会发生碰磨现象。

从图中可以看出,在启动过程中 C_1 、 C_2 点处的间隙发生了较大的波动,并产生了最大的相对间隙; A_1 、 A_2 点处的相对间隙在启动刚开始产生较大的变化趋势,后趋于平缓;而 B_1 、 B_2 点间隙值变化不是特别明显,一开始出现极小的波动外,相对间隙基本维持在零。

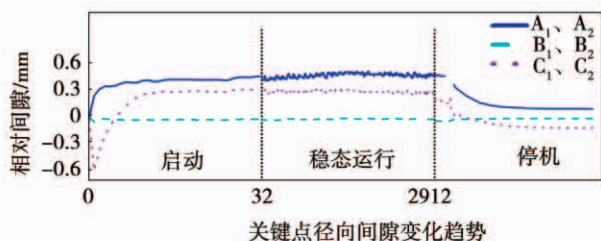


图8 平衡盘区域关键点选取及径向间隙变化趋势

Fig. 8 The interval variation tendency of the critical points

在稳态运行过程中,3组关键位置的间隙变化都存在小范围的波动, A_1 、 A_2 点在稳态运行结束时刻达到应力最大值; B_1 、 B_2 点的相对间隙依旧在0 mm处上下波动; C_1 、 C_2 点处的相对间隙有所下降,但变化量很小。

C_1 、 C_2 点处在启动时刻相对间隙的最小值即为运行过程中所产生的最小相对间隙,也是转子和内缸之间的最小间隙,但是由于相对间隙大于-0.6 mm,在理论上内缸和转子之间是不会发生碰磨的现象。但是在实际的安装及运行过程中,由于

部件之间实际安装的位置会有一定的误差,以及在运行过程中转子因为高温所产生的弯曲挠度,都有可能使得碰磨情况的发生,所以在实际运行和操作过程中要对 C_1 、 C_2 点处的间隙变化趋势做重点监测。

以 A_1 、 A_2 点为例,启动结束时刻相对间隙为0.451 3 mm,而在经历过蠕变的稳态运行之后其相对间隙为0.557 0 mm,相对间隙增大,这是因为蠕变使得构件的位移产生了变化,导致相对间隙改变。

3 结 论

(1) 在实际运行工况下,平衡盘及密封区域在运行过程中,温度、应力都会产生一定的波动。在启动过程中应力波动最为剧烈,会产生应力极值。

(2) 由于蠕变因素的影响,满负荷稳态运行过程中应力会有降低的趋势,但是在螺栓孔附近的应力变化不大,主要是由于螺栓预紧力载荷的影响。

(3) 在实际运行工况下,平衡盘及密封区域径向间隙在启动过程中存在较大的波动,满负荷稳态运行过程中间隙波动变化较小。

(4) 在运行过程中,平衡盘及密封区域的转子和内缸之间的最小间隙出现在启动阶段,但是在理论工况下不会产生碰磨。不过要考虑到实际安装误差以及转子弯曲挠度的影响,需对其危险区域进行重点监测。

参考文献:

- [1] 黄 来,韩彦广,焦庆丰. 600 MW 超临界汽轮机启停过程热力耦合分析[J]. 汽轮机技术,2011(1): 66-70.
HUANG Lai, HAN Yan-guang, JIAO Qing-feng. The Start and stop process coupled thermo-mechanical analysis of 600 MW supercritical steam turbine[J]. Turbine Technology, 2011(1): 66-70.
- [2] 孟召军,王光定,陈 奇. 汽轮机变工况下高压内缸变形分析[J]. 汽轮机技术,2015,57(4): 289-291.
MENG Zhao-jun, WANG Guang-ding, Chen Qi. The Deformation analysis of steam turbine high pressure inner cylinder in off-design conditions[J]. Turbine Technology, 2015, 54(4): 289-291.
- [3] 刘占生,顾卫东. 超临界汽轮机高压缸有限元热应力分析[J]. 汽轮机技术,2002,44(1): 23-25.
LIU Zhan-sheng, GU Wei-dong. Finite element thermal stress anal-

- ysis of high pressure cylinder of supercritical steam turbine[J]. Turbine Technology, 2002, 44(1): 23-25.
- [4] 金永明, 张媛. 超超临界参数汽轮机高压内缸有限元强度分析[J]. 热力透平, 2007, 36(1): 11-14.
JIN Yong-ming, ZHANG Yuan. Finite element strength analysis of high-pressure inner cylinder of steam turbine with ultra-supercritical parameters[J]. Thermal Turbine, 2007, 36(1): 11-14.
- [5] 刘长春, 杨明. 1 000 MW 超超临界汽轮机中压转子热应力数值模拟研究[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(3): 192-194.
LIU Chang-chun, YANG Ming. Numerical simulation of thermal stress of medium pressure rotor of 1 000 MW ultra supercritical steam turbine[J]. Turbine Technology, 2014, 56(3): 192-194.
- [6] 魏红明, 蔡林, 侯修群, 等. 1 000 MW 核电汽轮机高压缸启动过程热应力及汽密性分析[J]. 热能动力工程, 2016, 31(10): 32-37.
WEI Hong-ming, CAI Lin, HOU Xiu-qun, et al. Analysis of thermal stress and steam density of 1 000 MW Nuclear steam turbine high pressure cylinder during starting process[J]. Thermal Power Engineering, 2016, 31(10): 32-37.
- [7] 赵乃龙, 王炜哲, 刘应征. 现场服役机组蒸汽温度波动对汽轮机转子蠕变-疲劳损伤的影响[C]// 全国疲劳与断裂学术会议. 2016.
ZHAO Nai-long, WANG Wei-zhe, LIU Ying-zheng. Effect of steam temperature fluctuation of on-site service unit on creep-fatigue damage of steam turbine rotor[C]. National Fatigue and Fracture Conference, 2016.
- [8] 杨金. 背压式汽轮机运行中负荷波动原因分析及处理[J]. 中氮肥, 2018(2): 73-80.
YANG Jin. Analysis and processing load variation back pressure turbine operation[J]. M-Sized Nitrogenous Fertilizer Progress, 2018(2): 73-80.
- [9] 赵葆德, 张亚平. 控制阀门限制汽轮机温度波动[J]. 四川电力技术, 1992(4): 54-59.
ZHAO Bao-de, ZHANG Ya-ping. Control valves limit turbine temperature swings[J]. Sichuan Electric Power Technology, 1992(4): 54-59.
- [10] SKLENÍČKA V, KUCHARŮVÁ K, SVOBODA M, et al. Long-term creep behavior of 9-12% Cr power plant steels[J]. Materials characterization, 2003, 51(1): 35-48.
- [11] WU S, CHEN Y, YANG Y, et al. Validation analysis of high pressure turbine creep deformation for ultra-supercritical steam turbine[C]. ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2017: V008T29A001-V008T29A001.
- (丛敏 编辑)
-
- (上接第 37 页)
- [9] 马泉, 钱小军, 司风琪, 等. 燃气-蒸汽联合循环机组热电负荷特性分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(2): 14-22.
MA Quan, QIAN Xiao-jun, SI Feng-qi, et al. Analysis on thermoelectric load characteristics of gas-steam combined cycle unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(2): 14-22.
- [10] 钱虹, 陈丹, 李博. 分布式能源站燃气锅炉预测控制器设计与仿真[J]. 热能动力工程, 2017, 32(11): 1-6.
QIAN Hong, CHEN Dan, LI Bo. Design and simulation of predictive controller for the gas-fired boiler of distributed energy station[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(11): 1-6.
- [11] 钱虹, 陈丹, 张鲲鹏, 等. 分布式能源站热负荷侧模糊自适应压力控制器设计[J]. 热能动力工程, 2017, 32(2): 17-24.
QIAN Hong, CHEN Dan, ZHANG Kun-peng, et al. Design of fuzzy adaptive controller of heat load side of distributed energy station[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(2): 17-24.
- (姜雪梅 编辑)