

多场耦合下汽轮机主汽阀动态响应与 间隙特性研究

杨文龙^{1,2}, 袁奇^{1,2}, 江生科³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安;
3. 东方电气集团东方汽轮机有限公司, 618001, 四川德阳)

摘要: 针对大功率汽轮机主汽阀在频繁调峰运行中因热力耦合作用易发生变形卡涩, 进而影响机组安全性的问题, 综合考虑温度梯度与蒸汽流动压力对阀门变形的影响, 建立了基于多重参考系与三维有限元的流-热-固耦合模型。采用接触算法处理阀壳与阀杆间隙的接触问题, 并应用重叠网格方法模拟阀门快速关闭过程中阀杆的动态运动特性, 实现阀门结构强度与接触间隙变形的瞬态计算及分析。研究结果表明: 在阀门全开的稳定运行工况下, 阀杆和阀壳的最大等效应力分别为 376 和 323 MPa; 冷态启动、停机及快速关闭过程中, 阀壳与阀杆的最大等效应力分别为 414、225、265 MPa 和 102、141、170 MPa, 均满足材料强度设计要求; 各工况下阀杆与阀芯间隙均呈不对称分布, 其范围在 0.56~1.04 mm, 且均未发生接触干涉, 阀门无卡涩现象。研究所建模型能够准确预测多场耦合下阀门的动态响应与间隙特性, 为汽轮机主汽阀的强度评估与防卡涩设计提供了可靠依据。

关键词: 汽轮机主汽阀; 流-热-固耦合; 瞬态计算; 重叠网格; 卡涩

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202604014 **文章编号:** 0253-987X(2026)04-0175-12

Study on Dynamic Response and Clearance Characteristics of Steam Turbine Main Steam Valves under Multi-Field Coupling

YANG Wenlong^{1,2}, YUAN Qi^{1,2}, JIANG Shengke³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Shaanxi Provincial Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an 710049, China;
3. Dongfang Steam Turbine Co., Ltd., Deyang, Sichuan 618001, China)

Abstract: To address the issue of deformation and sticking in high-power steam turbine main steam valves during frequent load-following operation caused by thermo-mechanical coupling, which compromises unit safety, this paper comprehensively considers the effects of temperature gradients and steam flow pressure on valve deformation. A fluid-thermal-structural coupling model based on multiple reference frames and three-dimensional finite element analysis is established. A contact algorithm is employed to address the contact problem in the clearance between the valve housing and the valve stem, and the overset grid method is applied to simulate the dynamic motion characteristics of the valve stem during rapid valve closure. This enables the transient calculation and analysis of both structural strength and clearance deformation. The

results indicate that under the stable full-open operating condition, the maximum equivalent stresses on the valve stem and valve housing are 376 and 323 MPa, respectively. During cold start-up, shutdown, and rapid closure processes, the maximum equivalent stresses on the valve housing are 414, 225, and 276 MPa, respectively, while those on the valve stem are 376, 141, and 102 MPa, respectively, all meeting the material strength design requirements. The clearance between the valve stem and the valve plug under all conditions exhibits an asymmetric distribution, ranging from 0.56 mm to 1.04 mm, with no occurrence of contact interference or valve sticking. The model developed in this study can accurately predict the dynamic response and clearance characteristics of the valve under multi-field coupling, providing a reliable basis for the strength assessment and anti-sticking design of steam turbine main steam valves.

Keywords: turbine main steam valve; fluid-thermal-solid coupling; transient computing; overlapping meshes; stuck

汽轮机作为火力发电、核能及联合循环系统的核心设备,是能源工业的基石,其高效、可靠的特点使其在传统与新兴能源体系中保持不可替代的地位。而主汽阀作为汽轮机中蒸汽动力系统的核心控制部件,具有安全隔离以及稳定动力系统的重要作用,并直接影响机组的安全性、经济性和调节性能^[1-2]。在新能源高比例并网背景下,汽轮机频繁参与调峰运行,这将导致关键部件热应力加剧,其中,高温主汽阀在长期服役过程中易因热-力耦合作用产生变形卡涩,严重影响机组的安全性与运行效率^[3]。

汽轮机阀门在工作过程中承受多种载荷,包括流体在阀门内的阀门内压、处于不均匀温度场产生的热应力、阀门启停过程由于水锤效应产生的冲击压力以及约束产生的机械载荷。传统方法主要研究载荷单独作用的影响,而工程上仅考虑温度梯度的作用,均难以准确表征流场、温度场与结构场的交互作用,且均未考虑阀门在快速启停过程中的结构变化,难以准确分析阀门卡涩的具体成因。因此,在研究阀门的结构动态特性时,需基于各物理场的综合作用,对阀门不同状态进行稳态及瞬态的仿真计算,并对其进行流-热-固耦合影响下的强度和变形分析。

在流动特性方面,谢玉东等^[4]通过使用计算流体动力学(CFD)仿真技术对汽轮机调节阀内部流场进行数值模拟,并发现增大阀笼通流面积有助于减小阀门进出口的压差。王超等^[5]以国产300 MW亚临界机组阀组为研究对象,分别开展了顺序阀方式下和单阀方式下,阀门流量特性的优化计算与试验,提出了阀门流量特性优化方案。徐浩^[6]使用CFD方法对二次再热机组的高压阀门的内部流场特性进行分析计算,得到了高压阀门的流场特征及损失。

Hao等^[7]以汽轮机转速、发电功率等多参数为输入变量,建立最小二乘支持向量机流量预测模型,并对阀门流量特性进行辨识,获得了准确的阀门流量特性。Zhang等^[8]通过校正汽轮机阀门的流量特性曲线线性度,提高了汽轮机深度调峰能力与稳定性。Ye等^[9]研究了高压阀密封面不同粗糙度下间隙的流动情况,为主汽阀密封性能提供较好的解决思路。韩子灏等^[10]通过使用CFD方法研究了汽轮机主汽阀结构及阀芯布置方式对通流特性的影响,对新型主汽阀结构设计和改进提供重要参考价值。

在结构动态特性分析方面,仇前峰^[11]通过仿真计算阀门在不同工况下的应力场、温度场、应变场,进而研究分析阀门的高温蠕变强度及冲击强度。毛剑峰^[12]通过使用新型的厚壁结构高温强度计算方法,研究阀门在不同工况下的疲劳损伤,为汽轮机高温部件的强度设计提供新思路。周永等^[13]对实际主汽阀阀门进行了解体研究并分析了阀杆振动以及实现了故障诊断。韩宇^[14]通过对比数值模拟与传统力学分析方法计算截止阀强度,验证了有限元方法在计算精度和效率上的优越性。Bryk等^[15]通过实验数据驱动的流热固耦合分析,对汽轮机启动阶段的阀门应力场进行数值模拟,为优化启动时间提供了理论依据。Valeev^[16]采用数值仿真方法,对不同工况下的截止阀进行应力分析,并通过确定其运行过程中的最大应力值来评估阀门可靠性。

在瞬态分析方面,由于传统动网格方法在研究阀门快速启停的大变形情况易出现负体积网格问题,本文使用重叠网格方法对阀门快速关闭过程中阀杆运动进行模拟,进而对阀门在流-热-固耦合条件下的结构动态特性进行瞬态仿真计算。重叠网格

方法由背景网格和组件网格组成,通过挖洞技术实时更新有效计算区域,具有高质量网格、支持任意刚体运动、高精度、高计算效率等优点^[17]。袁志成等^[18]为揭示不同结构阀芯在动态滑移过程中对滑阀内部流场的影响,借助基于重叠网格方法的非定常仿真技术,分析了3种不同阀芯移动时,滑阀内部流场的动态特性。邹志超等^[19]采用动网格法和重叠网格法对蝶阀阀板进行不同开度的数值模拟,发现2种处理方式的阀内流场变化趋势相近。王世强等^[20]通过使用重叠网格方法对阀芯振荡诱导流场产生的空化现象进行数值模拟,仿真结果与实验结果吻合。Berton等^[21]通过使用重叠网格方法计算分析内燃机燃烧室缸内的流动情况。通过与实验数据的对比,从计算效率和精度方面肯定了重叠网格技术的适用性,且发现在类圆柱体内的湍流问题使用重叠网格方法具有非常高的精度。Ye等^[22]通过使用重叠网格方法对风力发电机的流场部分进行仿真模拟,得到的叶片表面压力与实验值较为接近,进一步验证了重叠网格方法在大变形非定常问题上的计算准确性与优越性。

目前,绝大多数的研究主要是从工程上对阀门进行单一载荷下的稳态研究并结合实验结果对比分析^[23-24]。然而,对阀门在多重物理场影响下的瞬态流-热-固耦合计算仿真较为缺乏。

本文针对某电厂 N660 型汽轮机高压缸主汽阀的变形卡涩问题,基于三维有限元方法建立该主汽阀的流-热-固耦合模型,应用重叠网格方法模拟主汽阀内部部件运动,并结合材料学、热力学及结构力学理论,通过使用 ANSYS 软件计算分析了高温高压环境下阀门的温度场、应力场及变形特征,系统研究了非均匀热应力对高温主汽阀变形的影响机制,为汽轮机主汽阀的结构运动特性分析及卡涩研究提供了准确可靠的理论依据。

1 计算模型、方法及边界条件

1.1 汽轮机高温主汽阀阀门有限元仿真模型

该机组为超超临界、一次中间再热、单轴、4缸4排汽、双背压、凝汽式汽轮机,型号为 N660-25/600/600 型,主蒸汽进汽压力为 25 MPa,进汽温度为 600 °C,额定出力为 660 MW,最大功率为 739 MW。其高压缸主汽阀结构由阀壳、阀座、阀碟、阀杆、预启阀及衬套等部分组成,其结构如图 1 所示。

汽轮机在稳态运行过程中高压缸主汽阀是全开的,在事故工况时要求 0.20 s 内快速关闭高压缸主

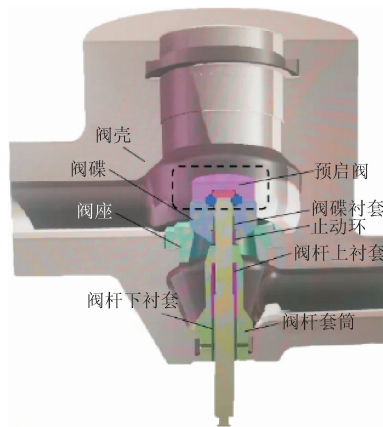


图1 某汽轮机主汽阀几何结构

Fig. 1 Geometric structure of the main steam turbine valve

汽阀,避免汽轮机超速,确保机组安全停机。本次研究中,为减少有限元计算量及约束要求,将主汽阀中的固定部件,如阀壳、阀座、套筒及衬套部分合并为阀壳部件;将运动部件如阀碟、阀杆及预启阀等部分合并为阀杆部件;并填充与流动无关的细小空区域,保留阀杆与衬套之间的流动间隙;封闭阀门上部腔室至预启阀全开位置。为稳定流场,将阀门的进出口分别延长至初始流动入口至阀体中心3倍距离处,并对其建立蒸汽流动域模型,简化后阀门结构和阀门全开流动域的几何模型如图2所示。图中, L 为阀门管道长度。

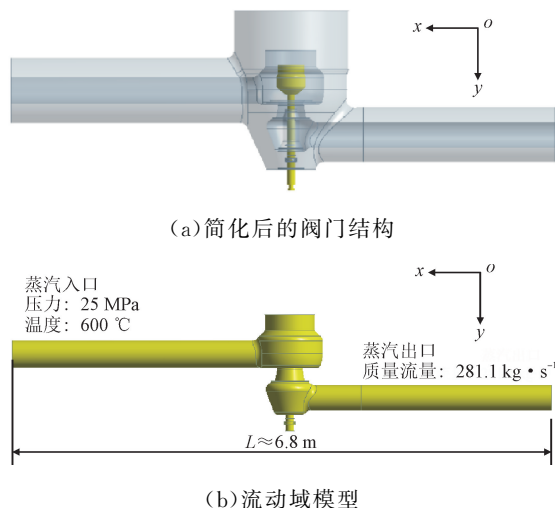


图2 主汽阀结构和全开流动域几何模型

Fig. 2 Geometrical model of the valve structure and the fully open flow field of a steam turbine main valve

1.2 汽轮机高温主汽阀阀门有限元仿真方法及流程

本文采用流-热-固耦合模拟汽轮机高温主汽阀在全开状态下、在冷态启动 3.6×10^4 s、停机后

10^5 s 以及快关(0.20 s)状态下的流动与结构动态特性。研究过程中,由于阀门变形较小,故忽略固体变形对流体场的反馈。图 3 详细介绍了阀门流-热-固耦合的具体分析流程。

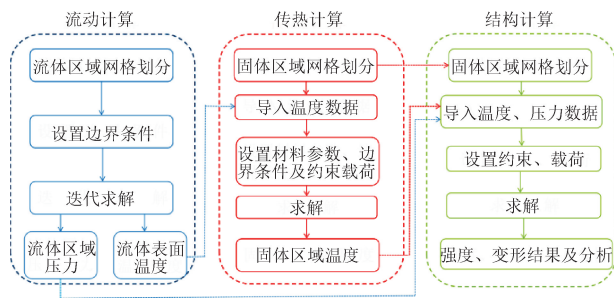


图 3 阀门强度和结构特性的流-热-固分析流程

Fig. 3 Fluid-heat-solid analyzing process of the strength and structural characteristics of valves

1.3 汽轮机高温主汽阀阀门有限元仿真边界条件

采用蒸汽压力入口和质量流量出口边界条件对汽轮机阀门内部流场进行仿真计算。其中,主蒸汽入口温度为 $600\text{ }^{\circ}\text{C}$,入口压力为 25 MPa ,稳态计算出口质量流量为 $281.10\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 。汽轮机主汽阀的流量特性曲线采用快开阀形式,并参考 300 MW 主汽阀活动试验得到的阀门流量特性曲线^[25],通过设定不同出口边界条件并分析喉部通流面积的变化规律,最终确定主汽阀相应出口质量流量曲线。鉴于计算域的无量纲壁面距离分布在 $0\sim 10$ 范围内,壁面采用无滑移位移边界条件与对流换热的热边界条件。流动仿真选用 SST $k-\omega$ 湍流模型进行数值模拟。该模型通过融合 $k-\omega$ 模型在近壁区的高精度特性和 $k-\epsilon$ 模型在自由剪切流中的优势,在保证计算效率的同时,能够准确捕捉阀门流场中的涡旋现象,满足工程级仿真对精度及可靠性的双重需求。汽轮机进出口流体介质为过热蒸汽,其密度为 $71.05\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,比定压热容为 $2.97\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$,导热系数为 $0.10\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$,运动黏度为 $3.45\times 10^{-5}\text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

本研究采用 Fluent Meshing 对流体计算域进行网格划分,流动部分网格无关性验证的收敛标准为连续 2 套网格的出口截面平均压力与平均温度的相对误差小于 0.50% 。不同尺寸下阀门内部流场计算结果如表 1 所示,基于计算精度与求解效率的综合考量,选取网格数量为 $3\,758\,419$ 的方案进行后续流动数值模拟研究。图 4 为汽轮机阀门内部流场的网格划分示意图。

表 1 不同网格尺寸下阀门内部流场的计算结果

Table 1 Calculation results of the internal flow field of the valve under different grid sizes

网格数	压力/MPa	相对误差/%	温度/ $^{\circ}\text{C}$	相对误差/%
1 064 732	24.42		590.14	
2 198 451	24.56	0.57	594.31	0.71
3 485 276	24.63	0.30	597.56	0.54
3 758 419	24.71	0.29	599.02	0.24
4 227 518	24.76	0.22	599.34	0.06
4 583 291	24.80	0.14	599.51	0.03

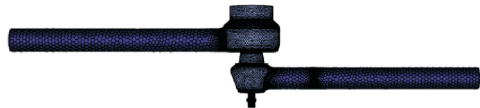


图 4 汽轮机高温主汽阀阀门内部流动域网格

Fig. 4 Internal flow field grid of the steam turbine high temperature main steam valve

考虑到阀门外部包覆有玻璃棉等具有低导热系数(小于 $0.05\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)的保温材料,在数值仿真中需通过使用等效对流换热系数表征其隔热效应。阀杆部分材料采用高温合金钢 GH901,阀壳部分采用耐热钢材料 F92(10Cr9W2MoVNbNB),具体材料参数如表 2、表 3 所示。

表 2 不同温度下阀杆部分材料 GH901 的物性参数

Table 2 Physical properties of GH901 valve stem material at different temperatures

材料参数	数值			
	400 $^{\circ}\text{C}$	500 $^{\circ}\text{C}$	600 $^{\circ}\text{C}$	700 $^{\circ}\text{C}$
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	8 175			
线膨胀系数/ (10^{-6} K^{-1})	16			
比热容/ $(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	498.11			
弹性模量/GPa	188	180	173	164
切变模量/GPa	73	70	67	63
热导率/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	18.42	19.63	20.61	21.30
屈服极限/MPa	849	819	794	755

表 3 不同温度下阀壳部分材料 F92 的物性参数

Table 3 Physical properties of F92 valve casing material at different temperatures

材料参数	数值			
	400 $^{\circ}\text{C}$	500 $^{\circ}\text{C}$	600 $^{\circ}\text{C}$	700 $^{\circ}\text{C}$
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7 777			
线膨胀系数/ (10^{-6} K^{-1})	12.21			
比热容/ $(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	527.41	548.43	573.50	612.41
弹性模量/GPa	192.41	180.93	167.54	152.70
切变模量/GPa	75.80	71.32	66.01	59.82
热导率/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	31.32	31.32	29.81	26.54
屈服极限/MPa	480	447	350	265

采用 ANSYS Meshing 对阀壳部分采用 20~50 mm 四面体网格划分,阀杆部分的网格加密至 10 mm,并细化几何特征较小处的面网格尺寸。为确保结构计算结果的准确性,对固体域模型进行了网格无关性验证,分别采用了 5 套不同密度的网格进行计算,重点关注阀杆圆角处的最大等效应力,其计算结果如表 4 所示。基于计算精度与效率的综合考量,最终选取网格单元数为 1 653 311 的模型进行后续仿真分析。

表 4 不同网格尺寸下阀门最大等效应力的计算结果
Table 4 Calculation results of the maximum equivalent stress of the valve under different mesh sizes

网格数	等效应力/MPa	相对误差/%
458 201	362.18	
892 545	371.45	2.57
1 653 311	376.56	1.38
2 158 997	377.89	0.35
3 005 482	378.21	0.08

图 5 为该汽轮机高温主汽阀的固体域网格模型和计算模型。在阀门进出口 B、C 处设置类简支梁的远程位移约束,在阀杆底部 D 处限制 y、z 方向平动自由度及 x、z 方向的旋转自由度,且在阀杆与阀壳的底部接触处 A 设置无分离约束(不允许分离,允许微量自由滑动),在中部接触处 E 设置无摩擦约束(允许分离与自由滑动)。

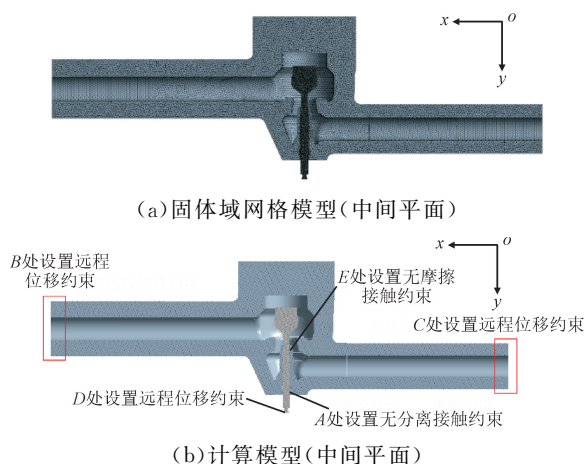


图 5 汽轮机主汽阀固体域网格和计算模型

Fig. 5 Solid domain grid and calculation model of the turbine main steam valve

2 计算结果与分析

2.1 阀门全开状态计算结果与分析

图 6 为阀门全开状态下内流场中间平面的压力、温度以及流速分布。

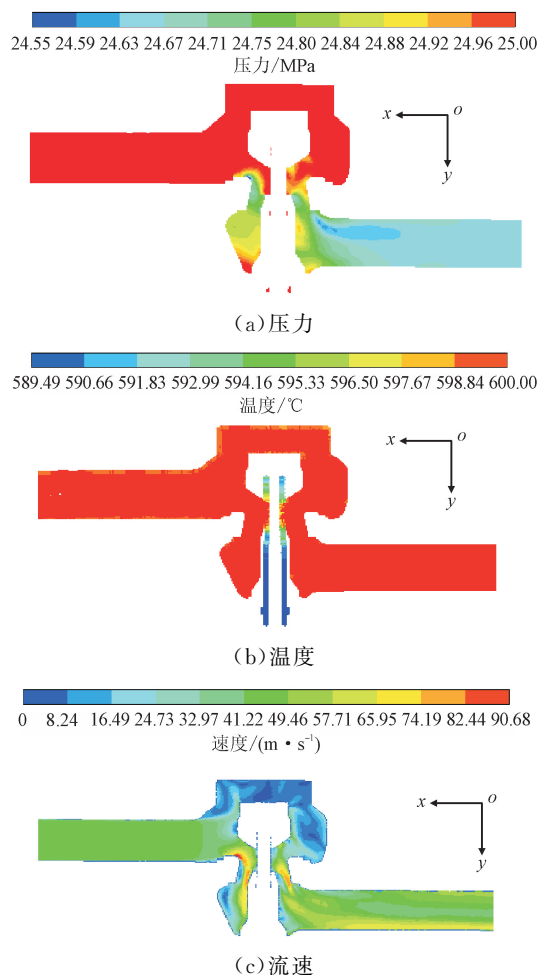


图 6 阀门全开状态下的中间平面压力、温度及流速分布
Fig. 6 Pressure, temperature, and flow velocity distribution in the middle plane of the valve when fully open

如图 6(a)所示,当阀门处于全开状态且流场稳定时,进口压力为 25.00 MPa,出口压力为 24.71 MPa。该压降(0.29 MPa)主要由阀门内部结构的阻力损失与节流效应引起,内部滤网产生的附加阻力损失 Δp_s 计算公式为

$$\Delta p_s = \frac{1}{2\rho} \zeta \left(\frac{M}{A_s} \right)^2 \approx 0.0366 \text{ MPa} \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; ζ 为阻力损失系数,取 0.80; M 为质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; A_s 为滤网有效通流面积, m^2 。

计算得到的总压降损失为 1.31 %。该结果与现场试验测定的 1.50 % 压降损失高度接近,剩余微小差异可能源于开孔率与滤网实际污染状况以及试验测量误差等。在阀门喉部区域,由于流道截面积收缩导致流速显著提升,静压相应降低,该现象与图 6(c)中流速分布云图呈现的加速特征吻合。随着流动向下游发展,在流道突扩结构处,因强烈的流

动分离形成涡旋区,并伴随显著的动能耗散过程,最终导致该区域出现全场最低静压值(24.55 MPa)。这一压力极值点的形成机制为喉部加速导致的压力能转化,与突扩结构诱发的湍流耗散。如图 6(b)所示,阀门内部流动中,主流温度基本保持稳定,仅在阀杆与阀壳配合间隙处出现局部温降现象。该温降主要由于在阀门间隙内蒸汽发生绝热膨胀(节流效应)所导致。如图 6(c)所示,流动在近壁面处产生黏性耗散,导致壁面处流速降低,主流区域在遇到阀杆阻塞时速度降低,在喉部处速度升高,在下游主流区充分发展后流速基本趋于稳定。

图 7 为全开状态下阀门结构的温度场分布,从温度云图可得最高温度出现于与高温蒸汽直接接触的固体壁面区域,最低温度集中于阀杆底部。得益于保温层的隔热作用,阀门整体温度分布差异不大,温度场呈现由内向外的递减趋势,该分布特征与阀门的热边界条件及结构传热特性相符。

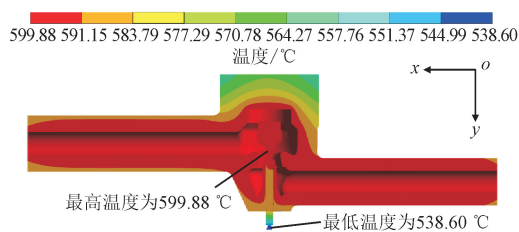
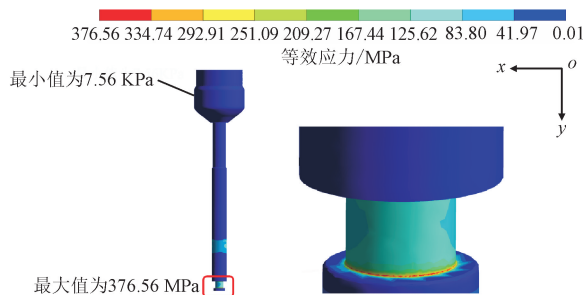
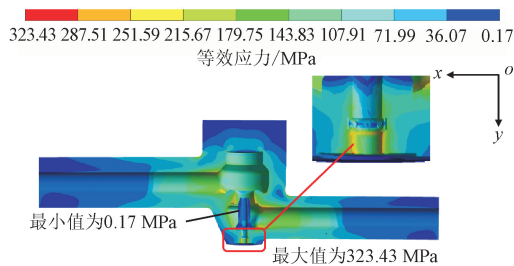


图 7 阀门全开状态下的固体域温度分布(中间平面)
Fig. 7 Solid domain temperature distribution of valves in the fully open state (middle plane)

图 8 为阀门在全开工况下的应力分布特征。其中,阀杆部分的最大应力为 376.56 MPa,出现在底部圆角过渡区域,低于 GH901 高温合金在该工作环境下的屈服极限 794 MPa。阀壳部分的最大应力为 323.43 MPa,集中于底部与阀杆的接触约束边缘,低于 F92 耐热钢在相同温度条件下的屈服极限 350.00 MPa。该结果表明,阀门在高温工况下具有足够的强度储备,结构设计满足安全运行要求。



(a) 阀杆部分(中间平面)



(b) 阀壳部分(中间平面)

图 8 阀门全开状态下阀杆与阀壳部分中间平面的应力分布
Fig. 8 Stress distribution between the stem and the casing part in the fully open state of the valve

图 9 为阀门初始接触间隙的分布,各部位间隙均保持在 0.80 mm 的设计值,满足阀门初始间隙 0.75~0.80 mm 的安装技术要求。在后续分析通过监测该处间隙变化情况来评估阀门是否存在卡涩风险。

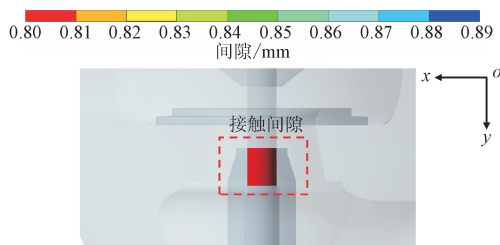


图 9 阀门初始接触时的间隙分布
Fig. 9 Valve initial contact gap distribution

图 10 为阀门在全开状态下的接触间隙分布。受结构热变形与流体冲击压力的综合影响,间隙呈现入口侧大,出口侧小的不对称分布特征,其变化范围为 0.58~0.89 mm,此工况下未出现接触干涉现象,阀门没有卡涩、运动未受限制。

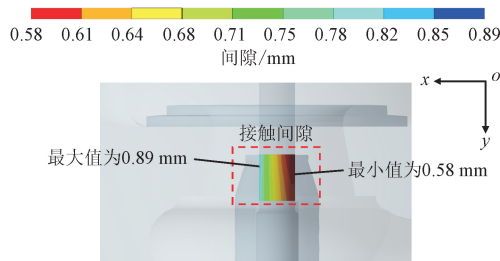


图 10 阀门全开状态下的接触间隙分布
Fig. 10 Contact gap distribution of valves in the fully open state

现场解体主汽阀,发现该处最小单边间隙为 0.44 mm,且该处密封环内表面有磨损痕迹。差异可能源于仿真模型未考虑制造与装配公差、材料长

期高温蠕变、冲击载荷等影响因素以及固体颗粒冲刷等工程因素。

2.2 机组停机过程阀门动态特性计算结果与分析

本文重点针对汽轮机停机过程中的冷却阶段(停机后第 10^5 s)进行研究。阀门在机组停机前的稳态初始温度分布采用如图 7 所示的阀门全开稳态温度分布。对阀门入口流域设置 $600.00\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的蒸汽温度,并设置相应的等效对流换热系数进行 10^5 s 的瞬态热分析,模拟机组停机的阀门温度变化情况。图 11 为机组停机后第 10^5 s 时阀门的温度场分布特征。对比停机前的稳态温度分布,阀壳区域温度场相对稳定,仅在出口侧因热传导作用略有温降;阀杆区域受热对流影响温降显著,温度梯度明显增大,其中底部温度降至最小值 $537.06\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

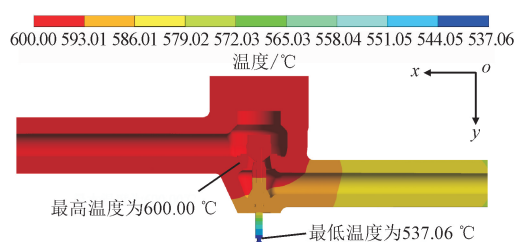


图 11 机组停机后第 10^5 s 的阀门温度分布

Fig. 11 Valve temperature distribution at 10^5 s after unit shutdown

在阀门停机状态的瞬态结构计算中,综合考虑停机过程中的温度场演变规律,并设定入口侧压力为 25 MPa 的边界条件进行结构力学分析。

图 12 为机组停机后第 10^5 s 时阀门结构的等效应力分布云图。最大等效应力 (225.82 MPa) 出现在阀壳外部焊缝圆角区域,阀杆部分的最大等效应力为 141.17 MPa ,均满足强度设计规范要求。

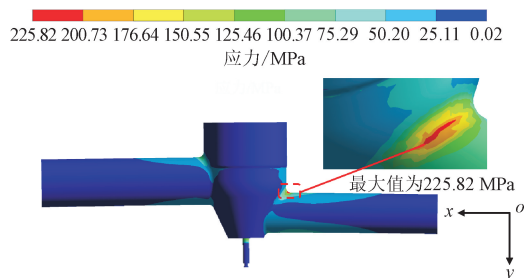


图 12 机组停机后第 10^5 s 的阀门应力分布

Fig. 12 Valve stress distribution at 10^5 s after unit shutdown

图 13 为机组停机后第 10^5 s 时阀门接触间隙分布特征。间隙范围为 $0.56\sim 1.04\text{ mm}$,由于阀壳出口侧温度较低,导致该处热变形量较小。同时,流动

压力使阀杆产生向右的弯曲变形,并最终导致阀门间隙呈现出口侧最小,入口侧间隙最大的不对称分布。分析表明,此工况下未出现接触干涉现象,阀门未卡涩。

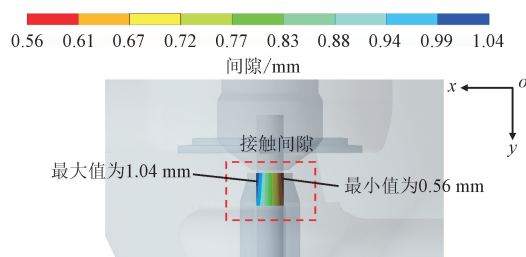


图 13 机组停机后第 10^5 s 的阀门接触间隙分布

Fig. 13 Valve contact gap distribution at 10^5 s after unit shutdown

2.3 机组冷态启动阀门动态特性计算结果与分析

机组长时间停机(大于 72 h)后,冷态启动前需对调节阀和主汽阀进行 6 h 预热,待阀体温度达到稳定状态后方可进入升温阶段。本研究针对预热完成后的冷态启动过程开展数值仿真分析,阀门的初始温度场通过设置入口流域温度 $370.00\text{ }^{\circ}\text{C}$,出口流域温度 $271.00\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的稳态热仿真确定。如图 14 所示,与全开工况相比,冷态启动时温度场有较大的温度梯度。

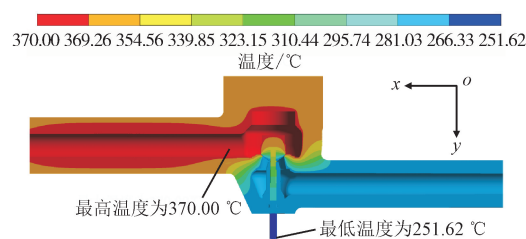


图 14 阀门冷态启动前的初始温度分布(中间平面)

Fig. 14 Initial temperature distribution before the cold start-up of the valve (middle plane)

采用图 15 所示的蒸汽温升曲线模拟阀门冷态启动暖机过程,并进行 $3.6\times 10^4\text{ s}$ 的瞬态热分析。

图 16 为冷态启动暖机过程完成后的阀门温度场分布特征。与启动前温度分布相比,阀壳入口侧及阀杆区域温度显著上升;阀壳出口侧温度梯度增大;温度最低点由阀杆底部转移至阀壳出口侧区域。

将图 16 所示的阀门温度变化过程作为阀门冷态启动瞬态结构计算的温度边界条件,并设定入口流域为图 15 所示的压力与温度边界条件进行仿真计算。

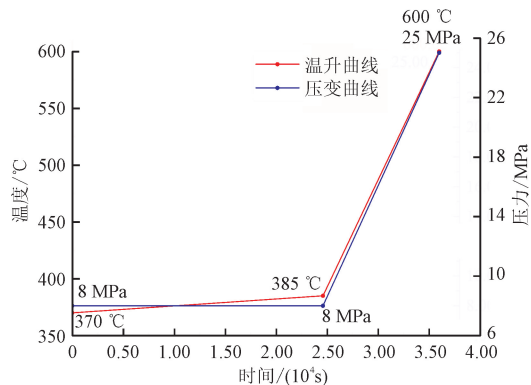


图 15 阀门冷态启动过程主蒸汽温度及压力变化曲线

Fig. 15 Main steam temperature and pressure change curve during the cold start process of the valve

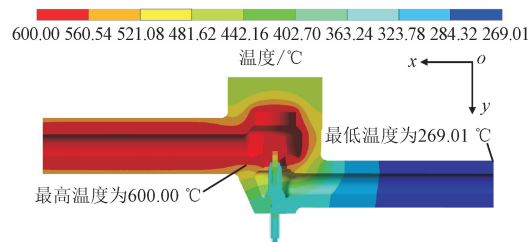
图 16 阀门冷态启动 3.6×10^4 s 时的温度分布Fig. 16 Valve temperature at 3.6×10^4 s of cold start

图 17 为冷态启动 3.6×10^4 s 时阀杆与阀壳的等效应力分布。阀杆区域最大等效应力为 102.08 MPa, 位于间隙顶部位置, 该处应力集中; 阀壳区域最大等效应力为 414.26 MPa, 集中于外部焊缝圆角区域, 由于温度梯度显著增大, 最大等效应力 (414.26 MPa) 较停机状态 (225.82 MPa) 相应升高。结果表明: 阀杆与阀壳结构在冷态启动工况下均满足强度设计规范要求。

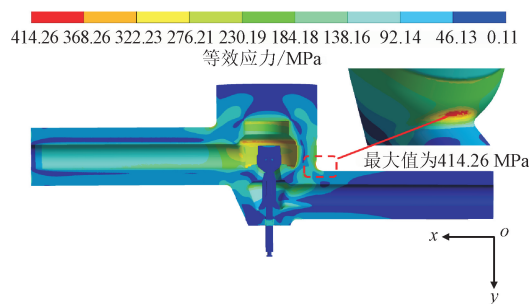
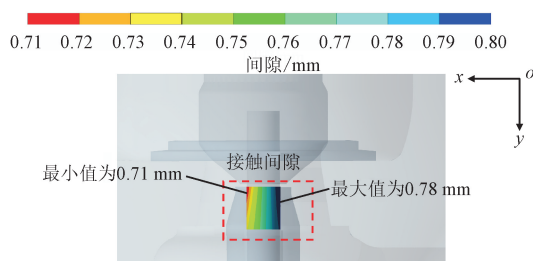
图 17 冷态启动 3.6×10^4 s 时的阀门应力分布Fig. 17 Valve stress distribution at 3.6×10^4 s during cold start

图 18 为冷态启动 3.6×10^4 s 时阀门接触间隙分布特征。间隙范围为 0.71~0.78 mm, 由于对应

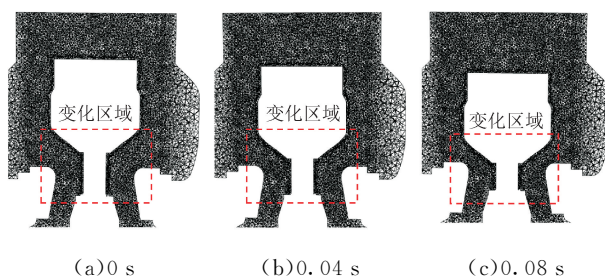
区域阀杆温度显著高于阀壳, 温差导致该处阀杆热膨胀变形量大于阀壳变形量, 进而使得接触间隙整体收缩。同时, 相对于停机状态, 入口侧由于温度梯度出现翘曲变形, 叠加后使得间隙呈现蒸汽入口侧最小, 出口侧最大的不对称分布。分析表明, 当前工况下未出现接触干涉现象, 阀门未卡涩。

图 18 冷态启动 3.6×10^4 s 时的接触间隙分布Fig. 18 Distribution of contact gap at 3.6×10^4 s cold start

2.4 机组快速停机阀门快关动态特性计算结果与分析

阀门快关过程 (0.20 s) 的瞬态流动数值计算采用重叠网格技术来模拟阀杆的运动特性。考虑到间隙流动对主流场参数影响可忽略, 本研究在流动分析中忽略间隙区域, 专注于主流场计算。在结构计算时, 将邻近网格节点的温度与压力外推至间隙表面作为边界条件。设置入口边界条件和相应质量流量特性曲线的出口边界条件, 阀杆部分设置 $825.5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 的 z 方向运动速度。采用 0.004 s 的时间步长, 计算 50 步, 以对应 0.20 s 的阀门快速关闭过程。在模拟中, 设定当通流部分喉部尺寸小于 2 mm 时, 判定阀门关闭。该方法在保证计算精度的同时能够有效提高数值模拟的收敛性和计算效率。

图 19 为阀门快关过程中不同时刻的重叠网格。其中网格密集处为背景网格 (固定部分) 与组件网格 (阀杆附近网格) 重叠区域, 随着组件网格的移动, 图中变化区域 (红色矩形) 内部形状不断变化, 阀门的通流部分面积逐渐减小, 进而实现阀门的关闭过程。图 20 为阀门快关过程中出、入口压力的变化趋势。



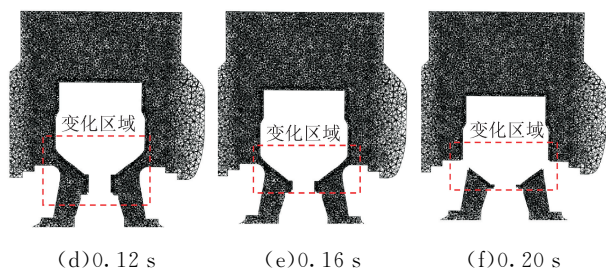


图 19 阀门快关过程中不同时刻中间平面的重叠网格

Fig. 19 Overlapping grids of the middle planes at different times in the process of quick closing of valves

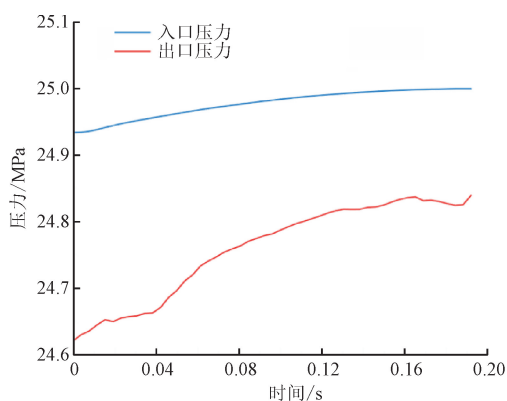


图 20 阀门快关过程中出、入口的压力变化

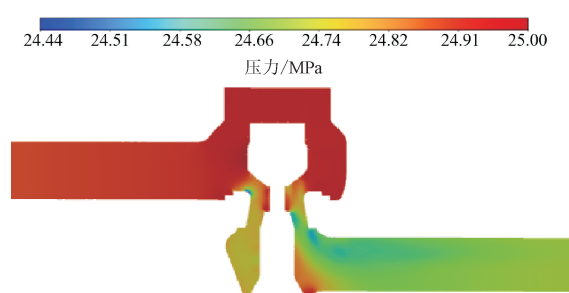
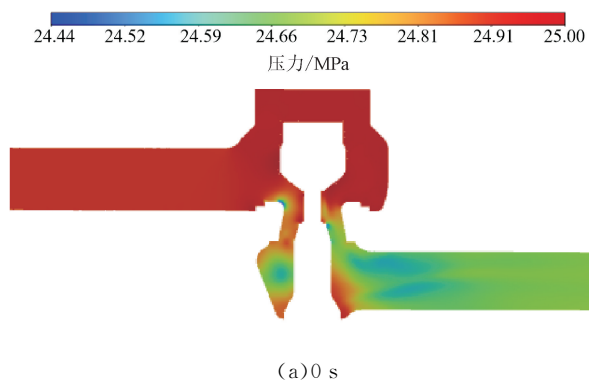
Fig. 20 Change of inlet and outlet pressure during the quick closing of the valve

快关时间 T_a 大于压力波传递时间 T_{wave} , 从而导致压力波在关闭过程中多次反射叠加, 并产生出口压力缓慢升高的现象, 该现象可表示为

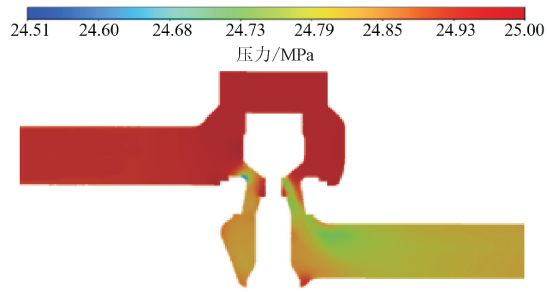
$$T_a = 0.20 \text{ s} > T_{wave} = \frac{2L}{c} \approx 0.03 \text{ s} \quad (2)$$

式中: c 为声速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

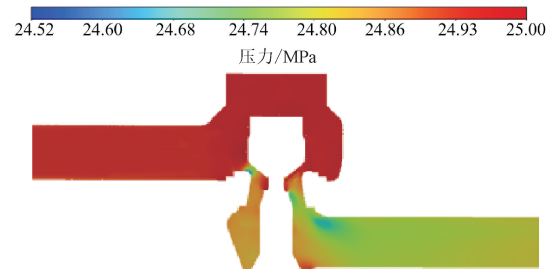
图 21 为阀门在快速关闭过程中 6 个时间节点 (0 s 的全开状态、0.04、0.08、0.12、0.16 及 0.20 s 的完全关闭状态) 的流场压力分布特性。结果显示, 入口流域压力基本保持在 25 MPa; 喉部区域流速增加, 相应静压降低; 出口流域压力呈缓慢上升趋势。



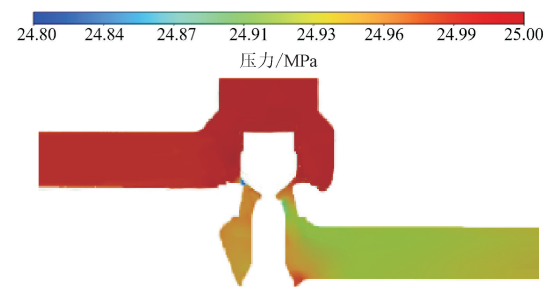
(b) 0.04 s



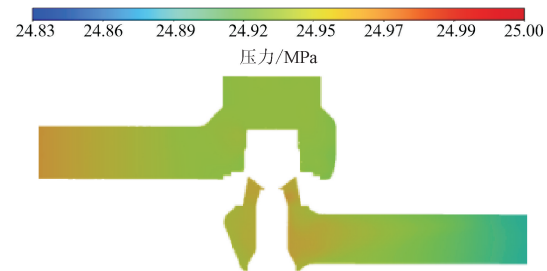
(c) 0.08 s



(d) 0.12 s



(e) 0.16 s



(f) 0.20 s

图 21 阀门快关过程中不同时刻中间平面的压力分布
Fig. 21 Pressure distribution in the middle plane at different times during the quick closing of the valve

由于阀门在快速关闭过程中阀体温度保持相对稳定,本研究采用全开状态下的温度分布作为初始温度边界条件,并导入瞬态压力分布数据,对阀门结构动态特性进行分析。图 22 为快关过程中阀门最大等效应力的时程变化曲线。曲线呈明显的波动特性,这主要源于作用于阀杆表面的动态流体激振力。该力由阀门快关过程中强烈的流固耦合动态效应,流场的压力波叠加,以及周期性涡旋的产生与脱落共同作用产生。同时,瞬变的流体压力使得阀门承受的载荷发生波动,导致阀门产生一定频率的受迫振动。

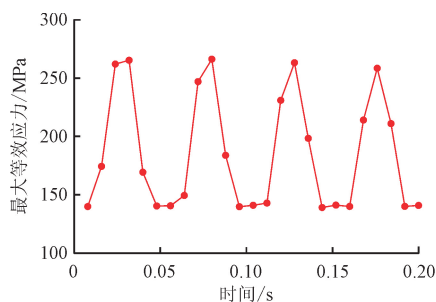


图 22 阀门快关过程中不同时刻的最大等效应力分布

Fig. 22 Maximum equivalent stress distribution at different times during the quick closing of the valve

如图 22 所示,阀门在快关过程中的最大等效应力出现于 0.032 s。图 23 为该时刻阀门的等效应力分布云图,最大等效应力(265.26 MPa)同样位于阀门出口侧焊缝区域,该应力值低于阀壳材料的屈服极限,阀杆部分最大等效应力为 170.31 MPa,均满足强度要求。与冷态启动工况相比,由于温度变化引起的热应力较小,导致阀门整体等效应力水平较低。相较于停机过程,快关过程产生的流动压力动态变化使得该处等效应力略有升高。

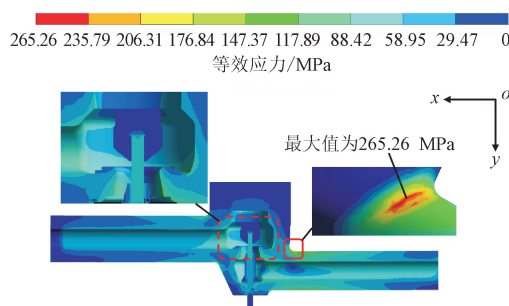


图 23 阀门快关过程中 0.032 s 时的等效应力分布

Fig. 23 Equivalent stress distribution at 0.032 s during the quick closing process of the valve

图 24 为阀门快关过程中接触间隙的时程变化曲线。间隙极值同样出现在 0.032 s 时刻,与最大

等效应力出现时刻一致。间隙最大值与最小值呈现相反的演变趋势,间隙变化规律与应力应变场高度相关,而受温度影响较小。间隙波动是快关过程中流体动态载荷与结构弹性响应相互作用的结果,一定程度上反映阀门的瞬态动力学行为。

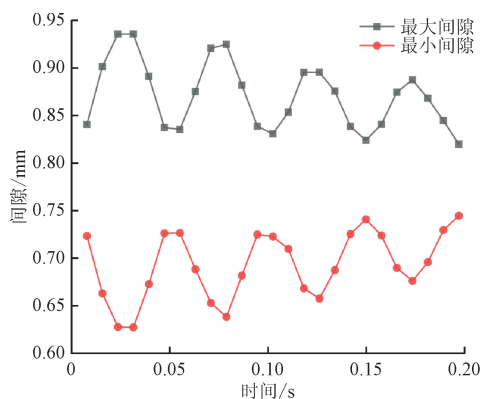


图 24 阀门快关过程中不同时刻的间隙分布

Fig. 24 Distribution of gap at different times during the quick closing process of the valve

图 25 为快关过程中 0.032 s 时刻阀门接触间隙分布云图。由于瞬态流体冲击作用导致阀杆弯曲,该间隙范围为 0.63~0.94 mm,呈现进口侧较大,出口侧较小的不对称分布。当前工况下未出现接触干涉现象,阀门未卡涩。

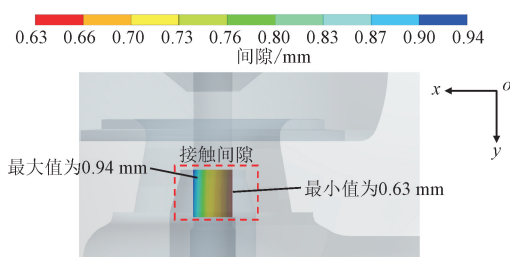


图 25 阀门快关过程中 0.032 s 时的间隙分布

Fig. 25 Distribution of gap at 0.032 s during the quick closing process of the valve

3 结 论

本文以某 N660 型汽轮机高压缸主汽阀为研究对象,采用流-热-固多物理场耦合方法与重叠网格方法,系统分析了不同工况下阀门的动态响应特性与卡涩风险,获得如下结论。

(1) 基于三维 CFD 仿真,准确模拟了阀门内流场分布。全开工况下,阀门总压降为 1.31%,与试验结果 1.50%吻合,验证了数值模型的准确性与适用性。

(2) 在阀门快速关闭过程中,重叠网格方法有效

处理了阀杆大位移运动,成功捕捉到因压力波反射导致的出口压力缓升及涡旋演化行为,表明该方法适用于汽轮机阀门类大运动瞬态流动的精细模拟。

(3)通过流-热-固多场耦合计算,获得了阀门在不同运行工况下的应力分布。结果表明,结构设计安全裕度充足,且应力分布与流动冲击、温度梯度和结构变形的耦合作用一致,验证了多场耦合方法在强度评估中具有良好可靠性。

(4)采用瞬态接触算法模拟阀杆与阀壳间隙变化。各工况下间隙呈不对称分布,范围分别为0.58~0.89 mm(全开)、0.56~1.04 mm(停机)、0.71~0.78 mm(冷启)及0.63~0.94 mm(快关)。上述工况均未发生接触干涉,且模型准确反映了不同运行工况下的间隙动态行为,表明该方法可有效预测间隙动态特性,为汽轮机阀门卡涩风险分析提供定量依据。

参考文献:

- [1] 黄俊. 600 MW 汽轮机再热主汽阀卡涩及结构改造探究 [J]. 科技创新与应用, 2021, 11(33): 97-100.
HUANG Jun. Research on the sticking and structural modification of the reheat main steam valve of 600 MW steam turbines [J]. Technology Innovation and Application, 2021, 11(33): 97-100.
- [2] 刘畅, 宋同辉, 严宏园. 某电厂高压主汽阀改造技术探析 [J]. 通讯世界, 2024, 31(8): 79-81.
LIU Chang, SONG Tonghui, YAN Hongyuan. Analysis of the renovation technology of high-pressure main steam valve in a power plant [J]. Telecom World, 2024, 31(8): 79-81.
- [3] 葛挺. 深度调峰对汽轮机设备影响的分析及建议 [J]. 河南电力, 2019(S2): 101-104.
GE Ting. Analysis and suggestions on the impact of deep peak shaving on steam turbine equipment [J]. Henan Electric Power, 2019(S2): 101-104.
- [4] 谢玉东, 王海波, 包木鹏, 等. 基于 CFD 仿真的调节阀流动特性分析 [J]. 现代制造技术与装备, 2024, 60(2): 55-58.
XIE Yudong, WANG Haibo, BAO Mupeng, et al. Analysis of flow characteristics of regulating valve based on CFD simulation [J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2024, 60(2): 55-58.
- [5] 王超, 刘兵, 张潇, 等. 国产 300 MW 亚临界汽轮机阀门流量特性优化研究 [J]. 黑龙江电力, 2023, 45(2): 147-150.
WANG Chao, LIU Bing, ZHANG Xiao, et al. Optimization of valve flow characteristics for domestic 300 MW subcritical steam turbine [J]. Heilongjiang Electric Power, 2023, 45(2): 147-150.
- [6] 徐浩. 超超临界二次再热汽轮机阀门流场及强度分析研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2017.
- [7] HAO Xiaoguang, JIN Fei, WANG Bin, et al. Research on the flow characteristics identification of steam turbine valve based on FCM-LSSVM [J]. Frontiers in Smart Grids, 2023, 2: 1129541.
- [8] ZHANG Li, ZHANG Fang, YU Wei, et al. Optimization and application of flow characteristics of steam turbine valve based on big data [J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 592(1): 012162.
- [9] YE Zonghao, WANG Zhaotong, ZHOU Zhaonian, et al. Flow analysis of clearance between hard sealing surface for high pressure valve [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2025, 106: 102980.
- [10] 韩子灏, 宫相臣, 鹿晓晨, 等. 汽轮机主汽阀结构对其通流特性的影响 [J]. 汽轮机技术, 2023, 65(2): 97-100.
HAN Zihao, GONG Xiangchen, LU Xiaochen, et al. Influence of steam turbine main valve structure on its flow characteristics [J]. Turbine Technology, 2023, 65(2): 97-100.
- [11] 仇前峰. 高压主蒸汽阀门高温蠕变及冲击强度研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- [12] 毛剑峰. 超超临界汽轮机进汽阀结构强度与寿命分析 [D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
- [13] 周永, 牟春雨, 罗勇, 等. 某汽轮机主汽阀振动故障分析 [J]. 东方汽轮机, 2023(4): 72-75.
ZHOU Yong, MU Chunyu, LUO Yong, et al. Vibration fault analysis of MSV stem of a steam turbine [J]. Dongfang Turbine, 2023(4): 72-75.
- [14] 韩宇. 截止阀阀体强度计算与应力分析 [J]. 阀门, 2021(1): 11-15.
HAN Yu. Strength calculation and stress analysis of globe valve body [J]. Valve, 2021(1): 11-15.
- [15] BRYK M, BANASZKIEWICZ M, KOWALCZYK T, et al. Slowly-closing valve behaviour during steam machine accelerated start-up [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 39: 102457.
- [16] VALEEV S I. Reliability and safety issues of pipeline valves in mechanical engineering [C]//International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Environmental Technologies (EMMFT-2024). Les Ulis, France: EDP Sciences, 2024: 04018.
- [17] 杨文其, 王利英, 张佳乐, 等. 基于重叠网格的大型离心泵启停工况暂态流场分析 [J]. 人民珠江, 2025,

- 46(9): 21-31.
- YANG Wenqi, WANG Liying, ZHANG Jiale, et al. Analysis of transient flow field in startup and shut-down of large centrifugal pump based on overlapping grids [J]. *Pearl River*, 2025, 46(9): 21-31.
- [18] 袁志成, 杨濛, 叶天明, 等. 基于重叠网格的滑阀流场动态特性分析 [J]. *流体机械*, 2025, 53(4): 102-109.
- YUAN Zhicheng, YANG Meng, YE Tianming, et al. Dynamic flow field analysis of sliding valves based on overset mesh [J]. *Fluid Machinery*, 2025, 53(4): 102-109.
- [19] 邹志超, 王福军, 许建中, 等. 不同网格处理方式下蝶阀开启过程的对比研究 [C]//第二十一届中国水电设备学术讨论会论文集. 北京: 中国水利水电出版社, 2017: 94-103.
- [20] 王世强, 马壮, 朱斌权, 等. 基于重叠网格的阀芯振荡诱导空化的数值模拟 [J]. *液压气动与密封*, 2024, 44(3): 47-52.
- WANG Shiqiang, MA Zhuang, ZHU Binqun, et al. Numerical simulation of spool oscillation induced cavitation with overset mesh [J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2024, 44(3): 47-52.
- [21] BERTON A, D'ORRICO F, SIDERI M. Overset grids for fluid dynamics analysis of internal combustion engines [J]. *Energy Procedia*, 2017, 126: 979-986.
- [22] YE Maokun, ZHAO Yan, CHENH C, et al. Quantification of numerical uncertainties of CFD-predicted wind turbine performance with overset grids [J]. *Ocean Engineering*, 2024, 298: 117231.
- [23] 雷永强. 高温高压球阀的热力耦合分析与研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.
- [24] 宗超勇, 李清野, 彭跃, 等. 核电主蒸汽释放隔离阀多场耦合动态建模与分析 [J]. *机械工程学报*, 2024, 60(20): 339-350.
- ZONG Chaoyong, LI Qingye, PENG Yue, et al. Dynamic modeling and analysis of the main steam relief isolation valve (MSRIV) used in nuclear power plants [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 60(20): 339-350.
- [25] 李前敏, 柏毅辉. 汽轮机阀门流量特性优化分析 [J]. *电力科学工程*, 2012, 28(9): 47-52.
- LI Qianmin, BAI Yihui. Analysis of flow characteristic optimization for steam turbine valves [J]. *Electric Power Science and Engineering*, 2012, 28(9): 47-52.
- (编辑 刘懿莹)