

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2018.06.008

复杂服役环境下高压阀门疲劳可靠性数值分析

余煜哲, 刘忠伟, 邓英剑

(湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007)

摘要: 高压阀门因长期处于高温、高压工况下, 同时还需承受温度场、流场和压力场等多个物理场的耦合作用, 故在使用较短的时间后就可能因产生裂纹、泄漏、疲劳破坏等而失效。为了提高高压阀的抗疲劳可靠性, 基于疲劳累积损伤理论, 运用名义应力法得到耦合作用下阀门的疲劳寿命, 并借助于 ANSYS 仿真软件对其进行模拟, 得到了阀门在高温高压环境下稳定工作的温度场和应力场的分布规律。仿真结果表明: 阀门工作过程中, 受到损伤最大的区域为其入口和出口靠近锥阀槽内的转角处, 可采取对该部位进行热喷涂以减少结构突变、增大过渡圆角以使结构强度分布均匀、选择更合适的材料等措施进行改善, 从而提高阀门的可靠性。

关键词: 高压阀门; 多场耦合; 有限元分析; 疲劳可靠性

中图分类号: TH137.52

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2018)06-0045-06

Numerical Analysis on Fatigue Reliability of High Pressure Valves in Complex Service Condition

YU Yuzhe, LIU Zhongwei, DENG Yingjian

(College of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract: High-pressure valves may fail due to cracks, leakage and fatigue failure after a short period of time when they are under high temperature and high pressure conditions for a long time, where they also need to bear the coupling effects of temperature field, flow field and pressure field. In order to improve the fatigue reliability of high-pressure valves, based on the fatigue cumulative damage theory, the fatigue life of valves under coupling action can be obtained by using the nominal stress method. Moreover, the simulation by ANSYS simulation software helps to work out the distribution law of temperature field and stress field of valves working steadily under high temperature and high pressure. The simulation results show that the most likely damaged area is the corner of the entrance and exit of the valves near the cone groove, which can be improved by thermal spraying to reduce the structural mutation, increase the transition fillet to make the structural strength distribution uniform, and select more suitable materials so as to improve the reliability of the valves.

Keywords: high pressure valve; multi-field coupling; finite element analysis; fatigue reliability

0 引言

高压阀门主要被应用于电力、化工、石油、冶金

等行业中, 起接通和截断介质, 调节介质压力、流量, 防止介质压力超过规定数值以保证管道或设备安全

收稿日期: 2018-04-20

基金项目: 湖南省自然科学基金资助项目(2018JJ2092)

作者简介: 余煜哲(1993-), 男, 湖南株洲人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为机械设计制造及其自动化, E-mail: 464641280@qq.com

通信作者: 刘忠伟(1968-), 男, 湖南株洲人, 湖南工业大学教授, 博士, 主要从事机电液传动与控制, 复杂机电系统建模与仿真方面的教学与研究, E-mail: lzw9036@126.com

运行等作用^[1]。随着改革开放和社会经济的不断发展,我国的阀门技术进步较大。目前,我国自主研发的阀门结构有3 000多个型号,阀门产品共有40 000多个。其中,常见的阀门有24通旋转阀、输送换向阀、新一代单双向三偏心蝶阀和高温蝶阀、软硬密封高真空电磁阀和手动耐压阀等。此外,还研发了高温高压截止阀、生物抗菌隔膜阀、亚临界高温高压截止阀及超临界高温高压截止阀等。

高压阀门的工作环境比较复杂:不仅要承受很高的压力和温度,还要承受温度场、流场和压力场等多个物理场的耦合作用,工作环境较为恶劣。并且高压阀门在工作与停止时需启闭,这会导致其密封面间相互摩擦、挤压、剪切及流体冲刷和腐蚀等作用,阀门极易受到损伤。在这种复杂服役环境下工作,高压阀门在使用极短的时间后就易出现内漏,这一直是阀门使用中面临的最大问题。阀体作为流体的载体,受到的压力和冲刷作用都是最大的,而传统的阀门大多数是单阀杆、单密封,阀门和阀座焊接在阀体上,因而阀体受到高温时易发生变形,从而使密封面发生不规则变形,最终导致泄漏。这会给用户带来较大的能源浪费和经济损失;若阀门的疲劳强度不够,还容易发生爆裂,后果不堪设想。

因此,本研究拟通过理论分析和数值仿真,对阀体的可靠性进行分析。并且基于疲劳累积损伤理论,根据名义定义法和S-N曲线分析高压阀门阀体的整体疲劳寿命和安全系数,即对其疲劳强度可靠性进行分析,以期为厂家改进设计阀门提供参考数据。

1 耦合场分析

1.1 温度场模型的建立

1.1.1 热传导微分方程

导热热流量与温度的变化率有关,因而研究温度场的导热规律必然涉及物体的温度分布。一般来说,物体的温度分布可表示为坐标和时间的函数,即

$$t=f(x, y, z, t),$$

式中: x 、 y 、 z 为空间笛卡尔坐标;

t 为时间坐标。

温度场是各个时刻物体中各点温度分布的总称。温度场分为两大类:一类是物体各点的温度不随时间变动的温度场,称为稳态温度场;另一类是变动工作条件下的温度场,例如需要部件在启动、停机或变动工况时出现的温度场,并且温度的分布随着时间的变化而改变,称为非稳态温度场。本文研究的是阀门工作时,设定流体在阀体内保持稳定流通状态,但存在

热对流关系,故分析其稳态导热^[2],其热传导微分方程如式(1)所示:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} + \frac{\dot{\phi}}{\lambda} = 0. \quad (1)$$

式中: $\partial^2 t/\partial x^2$ 、 $\partial^2 t/\partial y^2$ 、 $\partial^2 t/\partial z^2$ 分别为温度沿着 x 、 y 、 z 方向的变化率;

λ 为导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

$\dot{\phi}$ 为单位体积发热率。

1.1.2 热对流微分方程

在温度场求解时存在3类边界条件:第一类边界条件为直接接触高温介质的阀体内壁处,此处温度为固定值,不随空间位置和时间而改变;第二类边界条件是物体的热流量;第三类边界条件为暴露在空气中的阀体外壁处,此处边界条件为对流换热边界条件,其数学表达式如下^[3]:

$$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = h(t_w + t_e). \quad (2)$$

式中: $\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w$ 为边界上物体的法向温度梯度,其中 n 为物体边界的法线方向;

h 为对流换热系数;

t_w 为阀体外壁面温度;

t_e 为环境温度。

由于阀体的壳体部分外表面被一层很厚的保温材料包覆,且该材料的导热系数很小,故可以考虑将其做为绝缘边界条件进行处理,而阀门内部的高温蒸汽与阀门内壁之间的换热属于强制对流换热,其经验公式与需要的参数如下:

$$\begin{aligned} h &= \lambda/d \cdot Nu, \\ Nu &= 0.046 Re^{0.8} Pr^{0.043}, \\ Re &= \rho v d / \mu, \\ Pr &= \mu c / \lambda. \end{aligned} \quad (3)$$

以上各式中: d 为特征长度, mm;

Nu 为努赛尔数;

Re 为雷诺数;

Pr 为普朗特数;

ρ 为流体密度;

v 为流体流速;

μ 为黏性系数;

c 为比热容。

1.2 应力场分析

高压阀门同时在热应力与机械应力作用下工作。其中,热应力是指物体的各个部分温度发生变化时,自由膨胀受到某种约束而产生的应力,且温差越大,

热应力越大; 机械应力是不考虑温度的变化, 仅由外力产生的应力, 例如阀体中流动介质产生的压力。根据线性热应力理论, 这两种应力会相互叠加、互相作用, 产生综合应力^[4]。

热结构耦合应力场物理方程为

$$\sigma_{ij} = 2G\varepsilon_{ij} + (\Psi\varepsilon_{kk} - \beta\Delta t)\delta_{ij} \quad (4)$$

式中: σ_{ij} 、 ε_{ij} 、 ε_{kk} 、 δ_{ij} 均为克罗内克函数;

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \text{ 其中 } \nu \text{ 为泊松比, } E \text{ 为杨氏弹性模量;}$$

$$\Psi \text{ 为拉梅常数, 且 } \Psi = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)};$$

$$\beta \text{ 为热应力系数, 且 } \beta = \frac{\alpha E}{1-2\nu} = \alpha(3\lambda + 2G), \text{ 其}$$

中 α 为线膨胀系数;

Δt 为温差。

应力场的计算模型求解可以用对应的应力函数 φ 的四阶偏导数方程来描述:

$$\nabla^4 \varphi + E\beta \nabla^2 t = 0 \quad (5)$$

将 φ 沿不同方向进行二次微分, 即可以得出节点应力状态的全部分量, 再对这些分量进行 Von Mises 公式求解, 就可得节点上的等效应力^[5-6], 即:

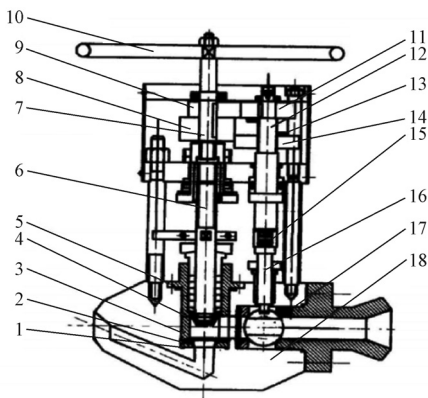
$$\sigma_{\varepsilon q} = \frac{\sqrt{2}}{2} \times \sqrt{(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + 3\tau_{rz}^2} \quad (6)$$

式中: r 、 z 、 θ 分别代表径向、轴向和切向。

τ_{rz} 表示在径向与轴向方向的切应力。

2 阀体有限元模型建立

本研究中高压阀门的具体结构如图 1 所示。



1、5—高压密封垫; 2—阀座; 3—笼套; 4—阀芯; 6—下截止阀杆; 7—上截止阀杆; 8—主动齿轮; 9—主动凸轮; 10—手轮; 11—被动凸轮; 12—上球阀杆; 13—离合器; 14—被动齿轮; 15—转接套; 16—下球阀杆; 17—球体; 18—阀体

图 1 高压阀门结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of high pressure valve structure

图 1 所示这款高压阀门为复合阀门, 其将截止功能和球阀功能有机结合, 实现了一体化控制, 且提高了阀门的使用寿命。当阀门开启时, 需要逆时针旋转手轮, 此时凸轮不啮合, 主动齿轮带动被动齿轮向上移动, 导致阀杆上移; 当被动凸轮和被动齿轮断面离合器啮合时, 继续旋转凸轮 90°, 球阀会随之转动 90°, 从而开启密封球。此时阀门处于全部打开状态, 需要关闭阀门时, 则利用相反的方法运行即可。

用 pro/e 软件对高压阀门阀体进行实体建模, 将其导入 ANSYS 软件中进行模拟分析, 考虑到模型的对称性, 仅选取阀体的二分之一模型进行数值模拟。自由划分网格, 并细化网格, 细分后共有 13 221 个单元和 23 060 个节点, 划分完后的网格有限元模型如图 2 所示。

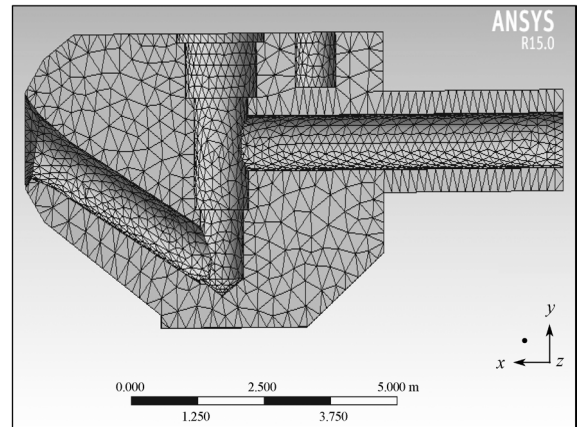


图 2 阀体几何模型及网格划分

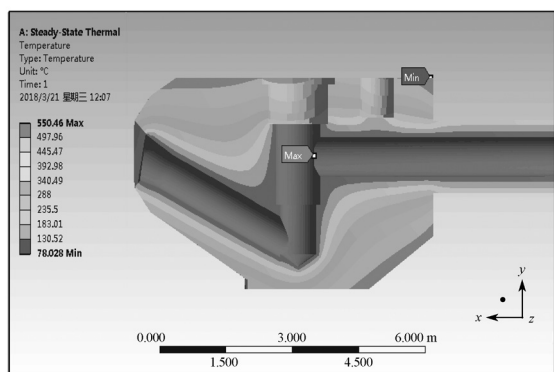
Fig. 2 Valve body geometry model and meshing

所用阀体材料为 25 号钢, 查阅手册知其杨氏弹性模量 $E=200\ 000\ \text{MPa}$, 屈服强度为 275 MPa, 极限抗拉强度为 450 MPa。阀体模拟工作环境如下: 室内温度为 25 °C, 介质通过阀门内壁的温度为 550 °C, 内部介质压力为 17 MPa。

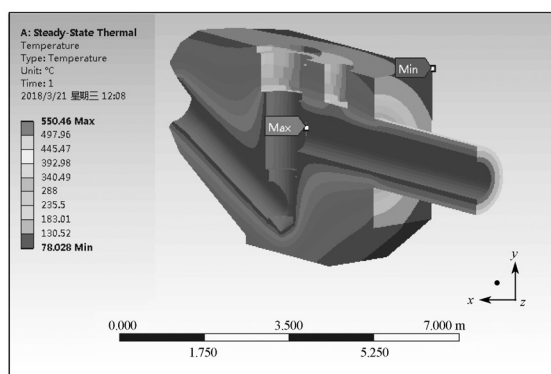
3 结果与分析

3.1 温度场结果分析

温度场分析中的主要计算内容为阀体本身的导热热量, 其内壁和流体在边界上为对流方式换热, 根据公式 (3) 查找数据, 计算得到其对流换热系数约为 $4\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$ 。由 1.1 中的温度场模型建立条件可知, 为分析其稳态导热, 只考虑阀体本身的热量传递, 整个过程中的辐射比较小, 故不予考虑。设置内壁流通高温蒸汽, 温度为 550 °C, 阀体外表面为对流换热面, 其与外界空气发生对流换热, 根据文献[7], 取其换热系数为 $50\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$, 外界温度保持 25 °C,

图3为模拟所得阀体的温度场云图^[7-9]。

a) 内部温度场



b) 侧面温度场

图3 阀体的温度场云图

Fig. 3 Valve body temperature field nephogram

分析图3可以得知,当阀体的内壁通道中存在高温流体时,阀体的最高温度达550.460℃,最低温度为78.028℃;最高温度出现在阀体内部的中心部位,最低温度出现在阀体外壁的顶端部位。由此可知,在高温环境中工作时,内部温度因为介质流通关系,产生热对流,将高温持续传递给阀门内壁,也使得其附近温度快速升高。

3.2 应力场结果分析

在静力分析中,最重要的设置就是约束条件和载荷的施加。由式(6)所示 Von Mises 公式可以得知阀体的实际力学系统的复杂程度较大,要计算并准确地给定装配体连接件之间的力学边界条件非常困难,且阀体本身的抗扭截面模量和抗弯截面模量都足够大,故假设系统中传递的力和力矩已经被其余连接的管道吸收,因此在对整个阀体的应力进行分析时,先作如下简化处理:

1) 因为阀门内的流体是由入口向出口流动,所以先要给入口和出口处施加一个 x 方向的位移约束。

2) 给阀体上表面施加一个 y 方向的约束。

3) 在对称面上施加一个法向方向的约束。

设定作用于阀门的内表面的介质压力为 17

MPa,且其重力忽略不计,可得阀体的 Von Mises 云图如图4所示。

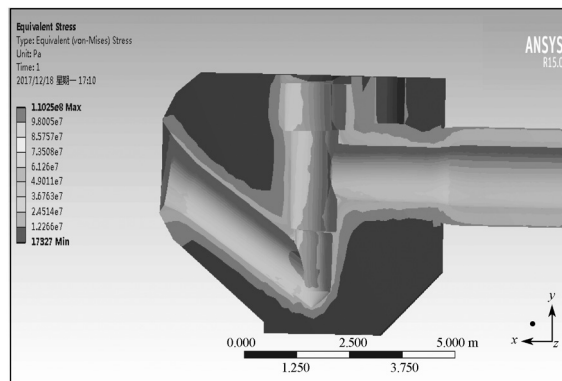


图4 阀体的 Von Mises 云图

Fig. 4 Von Mises cloud chart of the valve body

已知阀体的 $\sigma=275$ MPa,取安全系数为 1.2,得到其最大许用应力 $\sigma=229.2$ MPa。而由图4可知,阀体的最大综合应力为 110 MPa,故满足强度要求。

3.3 疲劳寿命分析

3.3.1 疲劳可靠性分析

根据名义应力-应变法可知,从材料的 $S-N$ 曲线,结合各种影响因子系数,可得出零件的 $S-N$ 曲线,进而利用其进行抗疲劳设计。结合 ANSYS Workbench 疲劳寿命分析模块,可对其进行整体疲劳可靠性分析。因为在载荷加载过程中,零件的应力响应值会随循环次数的增加而降低。假设某节点的应力响应值小于临界应力值,则此时的循环次数即为该节点寿命,循环结束;若某节点应力响应值始终大于临界应力值,则该节点寿命为设定的循环次数。所以在软件仿真中,需设定一临界应力值,并确定载荷加载方式与循环次数。具体的疲劳分析过程如图5所示。

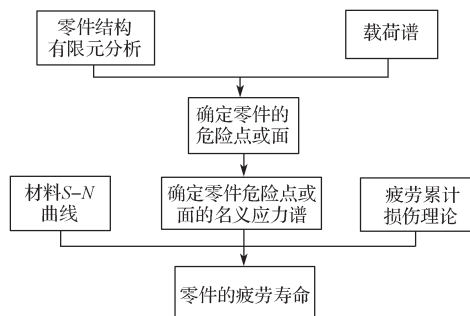


图5 疲劳分析过程图

Fig. 5 Flow chart of the fatigue analysis process

根据上述已知条件,对疲劳定义进行下一步设置。设置疲劳强度削弱系数 K_f 为 0.8;选择高周疲劳 Stress Life 类型;疲劳分析载荷使用 Zero-Based,应力评估类别选择 Goodman 平均应力修正理论^[10-11]。由已知参数,利用插值法计算 25 号钢不同循环次数

下对应的应力值, 进而可以得到其 $S-N$ 曲线图, 如图 6 所示。

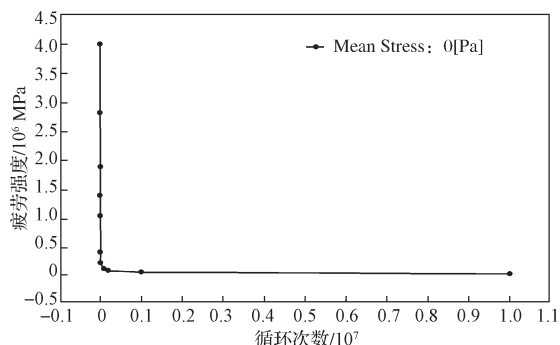


图 6 25 号钢的 $S-N$ 曲线图

Fig. 6 $S-N$ curve graph of No.25 steel

假设阀体每天启用 8 次, 按照 1 a 为 365 d 进行计算, 再按照 100 a 的安全年限进行考核, 设定寿命为 300 000 次循环。只要阀体寿命超出设定数值都为满足设计要求。

3.3.2 结果分析

阀体的疲劳寿命是否符合要求, 需要测试其寿命云图以及安全系数分布云图, 所得测试结果如图 7 和图 8 所示。

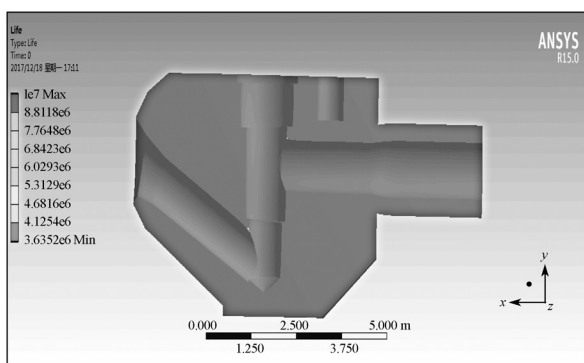


图 7 阀体疲劳寿命云图

Fig. 7 Valve body fatigue life cloud map

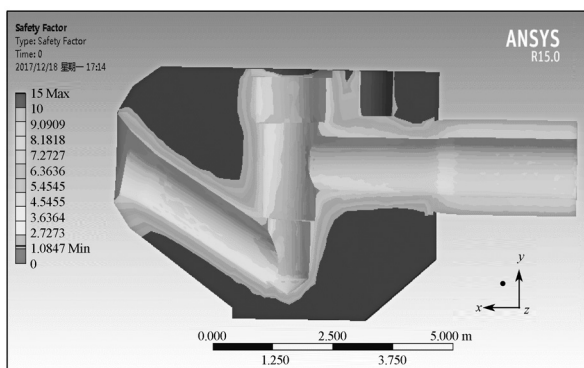


图 8 阀体安全系数分布云图

Fig. 8 Valve body safety factor distribution cloud map

如图 7 所示, 疲劳作用下, 阀体入口和出口转角处的寿命最短, 其最高寿命为 1×10^7 次循环, 最小

寿命为 3.64×10^6 次循环, 超过 $S-N$ 曲线中定义的最低交变应力值 300 000 次, 所以最大等效应力对应的寿命为最小寿命, 为 3.63×10^6 次循环。阀体整体寿命为 1×10^7 次循环, 显然满足设计要求^[12]。

由图 8 可以得知, 阀体由于流体从左端入口处进入时受力是由大变小, 但是到了锥阀槽内转角处时受力达最大, 因为此处要安装锥阀阀座, 导致此处设计得比较薄弱。最后, 当流体流出阀体时, 因为通道壁比较薄, 右边出口通道受力较大。通过最终分析, 阀体最低寿命位置为入口和出口靠近锥阀槽内的转角处。该位置常见的故障为阀门内漏、裂纹、变形, 从而导致阀杆升降不灵, 这些故障都会造成阀门失效, 影响阀门工作。其主要处理办法如下:

- 1) 对此处进行圆角平滑处理, 防止阀杆在运动中过多碰撞;
- 2) 减少结构突变, 使结构强度分布均匀;
- 3) 选择更合适的材料^[13-14]。

4 结论

1) 通过对高压阀阀体的热应力耦合分析, 得到阀体最大综合应力为 110 MPa, 最大应力位置为管道通道口与内部流道的转角连接处。为了降低该处的最大应力值, 应对连接处进行热喷涂和平滑处理, 防止应力集中, 或者选择更合适的材料制作阀体。

2) 通过对阀体的疲劳可靠性分析, 得到在设定工况下阀体的整体寿命为 1×10^7 次循环, 满足最大等效应力对应的最小寿命。疲劳安全系数值为 1.0847, 大于安全值 1, 说明阀体安全, 阀体设计满足要求。

3) 疲劳寿命及损伤仿真验证了阀门的疲劳寿命符合设计要求, 为厂家进一步改进设计提供了参考依据, 并且数值分析能较为准确地预测疲劳损伤部位, 有助于提高产品的设计效率, 降低研究开发成本, 缩短研发周期。

参考文献:

- [1] 邓英剑, 刘忠伟, 翟 启, 等. 基于差速行星轮机构的阀门顺序启闭装置的设计[J]. 流体机械, 2015, 43(5): 46-49.
DENG Yingjian, LIU Zhongwei, ZHAI Qi, et al. Design of the Opening and Closing Device of the High Pressure Valve Based on Differential Planet Gear Mechanism[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(5): 46-49.
- [2] 刘建瑞, 李 昌, 刘亮亮, 等. 高温高压核电闸阀流固热耦合分析[J]. 流体机械, 2012, 40(3): 16-20.
LIU Jianrui, LI Chang, LIU Liangliang, et al. Fluid-

- Solid-Heat Coupling Analysis for High-Temperature and High-Pressure Nuclear Power Gate Valve[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(3): 16-20.
- [3] 赵利华, 张开林, 张红军. 基于热-结构耦合的高炉无钟炉顶阀箱结构优化设计[J]. 机械设计与制造, 2008(8): 47-49.
ZHAO Lihua, ZHANG Kailin, ZHANG Hongjun. Optimal design of Structural Parameters for Clack Box of Bell-Less Top of Large Blast Furnace Based on the Thermal-Structural Coupling[J]. Machinery Design and Manufacture, 2008(8): 47-49.
- [4] 赵利华, 张开林, 张键. 基于热-结构耦合的高炉无钟炉顶阀箱疲劳寿命预测[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2009, 40(5): 1312-1317.
ZHAO Lihua, ZHANG Kailin, ZHANG Jian. Fatigue Life Prediction of Clack Box of Bell-Less Top of Large Blast Furnace Based on Thermal-Structural Coupling[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2009, 40(5): 1312-1317.
- [5] 杨国强, 李志鹏, 孔华山. 超超临界硬质密封复合阀体温度场和应力场模拟研究[J]. 广东化工, 2014, 41(6): 170-172.
YANG Guoqiang, LI Zhipeng, KONG Huashan. Simulation and Research on the Thermodynamic Characteristics of the Ultra Super-Critical Composite Valve Body[J]. Guangdong Chemical Industry, 2014, 41(6): 170-172.
- [6] 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.
LEI Yongqiang. Coupled Thermal Analysis and Research of High Temperature and Pressure Ball Valve[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2016.
- [7] 翟启. 考虑热力学效应的高压阀门结构优化研究[D]. 株洲: 湖南工业大学, 2016.
ZHAI Qi. Research of Structure Optimization for High Pressure Valve Considering the Thermodynamic Effect[D]. Zhuzhou: Hunan University of Technology, 2016.
- [8] 张朝晖. ANSYS 8.0热分析教程与实例解析[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2005: 205-238.
ZHANG Chaohui. ANSYS 8.0 Thermal Analysis Course and Example Analysis[M]. Beijing: China Railway Press, 2005: 205-238.
- [9] ROHSENOW W M. Handbook of Heat Transfer Fundamentals[M]. New York: New York McGraw-Hill Book Co., 1985: 409-425.
- [10] 刘依路. 高压注射泥浆泵的疲劳可靠性分析及寿命预测[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2013.
LIU Yilu. Fatigue Reliability Analysis and Fatigue Life Prediction of High Pressure Jet Mud Pump[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2013.
- [11] 徐娟娟. 高温高压多级降压调节阀强度可靠性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.
XU Juanjuan. Strength Reliability Study of High Temperature and High Pressure Multi-Stage Decompression Control Valve[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2016.
- [12] 王晓明. 大型球阀结构优化设计及可靠性分析[D]. 天津: 天津大学, 2013.
WANG Xiaoming. Optimal Design and Reliability Analysis of Large Spherical Valve[D]. Tianjing: Tianjing University, 2013.
- [13] 徐灏. 机械设计手册(第二卷)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991: 668-686.
XU Hao. Handbook of Machine Design(Volume II) [M]. Beijing: China Machine Press, 1991: 668-686.
- [14] 赵少汴, 王忠保. 抗疲劳设计: 方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 89-99.
ZHAO Shaobian, WANG Zhongbao. Anti-Fatigue Design: Methods and Data[M]. Beijing: China Machine Press, 1997: 89-99.

(责任编辑: 廖友媛)