DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202504043

基于热黏塑性模型的缸盖变形失效分析

梁　刚[1,2]，张华兵[1,2]，巫立民[1,2]，李丽婷[1,2]，张国勇[1,2]，崔　毅[3]
（1. 中国船舶集团有限公司第七一一研究所，上海 201108；2. 先进船舶发动机技术全国重点实验室，上海 201108；3. 上海交通大学机械与动力工程学院，上海 200240）

摘要：为了探索船用柴油机缸盖在长期服役下因渐进变形而导致的高温排气侧水冷阀座密封失效机理，提出了考虑温度历史效应的缸盖热黏塑性有限元仿真方法. 该方法采用 Chaboche 非线性混合硬化方程和 Norton-Bailey 蠕变方程，分别描述了热疲劳和蠕变产生的非线性变形，并研究了二者的耦合机制. 在此基础上，引入载荷衰减度分析了蠕变疲劳加载对结构刚度退化的影响，并解释了阀座密封性能的演变. 结果表明：缸盖阀座孔变形的平均误差约为 16%，计算精度比现有方法提高了 19%；此外，阀座孔密封载荷衰减度最大达到 75%，导致密封失效，引起漏水；渐进变形主要受热循环中升温和降温阶段的塑性应变控制，并受到高温保持阶段蠕变增强塑性变形机制的影响，长期服役下渐进的塑性变形是导致阀座密封失效的根本原因.

关键词：船用柴油机；缸盖；热黏塑性；热失效
中图分类号：TK423　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909(2025)04-0375-09

Deformation failure analysis of cylinder head based on thermal viscoplastic model

Liang Gang[1,2]，Zhang Huabing[1,2]，Wu Limin[1,2]，Li Liting[1,2]，Zhang Guoyong[1,2]，Cui Yi[3]
（1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute，Shanghai 201108，China；2. National Key Laboratory of Advanced Marine Engine Technology，Shanghai 201108，China；3. School of Mechanical Engineering，Shanghai Jiao Tong University，Shanghai 200240，China）

Abstract：To investigate the mechanism of water-cooled valve seat sealing failure on the high-temperature exhaust side of the cylinder head of marine diesel engines due to progressive thermal deformation during long-term service，a finite element simulation method incorporating temperature history effects was proposed，based on a thermal viscoplastic constitutive model. The Chaboche nonlinear combined hardening equations and the Norton-Bailey creep equations were utilized to describe the nonlinear deformation induced by thermal fatigue and creep，respectively，and investigate their coupling mechanism. On the basis，introducing the load attenuation to analyze the impact of creep fatigue loading on structural stiffness degradation，thereby elucidating the evolution of valve seat sealing performance. Research findings reveal that the average error in deformation of cylinder head valve seat holes is approximately 16%，with a 19% improvement in calculation accuracy compared to existing methods. Moreover，the maximum attenuation of the sealing load for the valve seat hole reaches 75%，resulting in sealing failure and water leakage. Progressive deformation is primarily controlled by plastic strain during the heating and cooling stages of the thermal cycle，with influence from the creep-enhanced plastic deformation mechanism during the high-temperature holding stage. This underscores that progressive plastic deformation over long-term service periods is the fundamental cause of valve seat sealing failure.

Keywords：marine diesel engine；cylinder head；thermal viscoplastic model；thermal failure

收稿日期：2024-12-12；**修回日期**：2025-03-06.
基金项目：先进船舶发动机技术全国重点实验室基金资助项目(LAB-2023-06-WD).
作者简介：梁　刚，博士，研究员，lianggang@smderi.cn.
通信作者：张华兵，博士，高级工程师，forezhang@163.com.

气缸盖是柴油机关键高温部件，承受着复杂的热机械载荷，并面临潜在的低周热失效风险[1-3]. 为强化冷却，船用柴油机通常在缸盖高温火力板排气道部位设置带冷却水腔的阀座. 在高温环境下，宽幅温度和应力的复杂协同会产生非线性叠加，尤其是蠕变和热疲劳叠加可能导致渐进变形[4-5]. 这种变形可能导致水冷阀座泄漏和缸盖火力板疲劳开裂等问题，对柴油机的安全运行构成双重威胁[5-6]. 然而缸盖热失效与材料的黏塑性特性密切相关[3-4,7]，具有非线性和时间依赖性. 传统的基于线性损伤累积的寿命预测法难以准确预测“先漏后裂”的结构刚度退化[8-12]. 因此，有必要深入研究蠕变疲劳作用的缸盖渐进损伤和热变形失效机理.

试验是研究缸盖热失效的直接方法. 文献[13]给出了通过电磁感应加热模拟热载荷的缸盖热疲劳试验方法，但缸盖结构和载荷均很复杂，难以基于缸盖零件试验非弹性变形及演变进行观测和表征. 因此，数值仿真是研究柴油机缸盖热分析的主要手段.

现有研究主要采用单调加载的弹塑性本构模型，并运用线性损伤累积准则进行寿命预测[10,12,14]. 然而这种模型无法全面考虑与温度相关的加载历史对结构刚度和性能衰退的影响. Szmytka 等[5]改进了统一型 Chaboche 黏塑性模型，使用双曲正弦函数流动准则，并通过专门的蠕变疲劳试验确定模型参数. 利用 Abaqus 软件描述了 SiMo 铸铁材料的非弹性黏性行为，对柴油机排气管永久变形的预测最大误差为 35%. 然而该模型未考虑到高、低温变化对循环塑性行为的影响. Jing 等[15]、Nassar 等[16]将黏塑性应变分为塑性应变和与应变速率相关的蠕变应变，得到分离型 Chaboche 黏塑性模型，并基于等温循环的试验数据预测了热疲劳蠕变作用孔板结构的非弹性响应. 该类模型虽具有综合考虑塑性应变和蠕变的耦合关系、单独研究非线性响应的优点，但研究对象是简单的孔板结构几何模型，本构模型是单一温度(873 K)环境，不适用于实际温度和应力宽幅变化的情况. Cho 等[17]研究发现，温度梯度加速了材料热疲劳损伤演化的过程，对热疲劳寿命有显著影响. 可知，针对铸铁缸盖宽幅变化的温度和应力水平，缺少适用的黏塑性本构模型，也缺乏对缸盖蠕变疲劳作用的低周热仿真及考虑温度梯度复杂循环影响的研究，蠕变-疲劳模式影响的失效机理也尚不清晰.

基于此，笔者以发生排气阀座冷却水泄漏的船用柴油机球墨铸铁缸盖为对象，提出了基于热黏塑性模型的缸盖有限元计算方法. 通过分析蠕变疲劳引起的缸盖黏塑性损伤变形演化，揭示缸盖热变形失效的机理，以期为分析缸盖热变形失效提供新方向，为用于缸盖热分析和优化设计提供参考.

1 方法与模型

为模拟缸盖在长期热服役环境中的刚度退化和渐进变形，笔者提出的方法将热载荷等效为周期性循环载荷，并考虑高温保持时间效应. 为了准确描述循环塑性和蠕变效应，采用分离型热黏塑性本构模型，通过温度-位移耦合的循环渐近分析，实现非线性变形在模型中的叠加，并在 Abaqus 软件中实现仿真计算. 此外，还引入载荷衰减度损伤准则，用于量化两种变形机制对结构损伤程度的影响. 该方法考虑了热循环和高温保持对结构非弹性变形的综合影响，具有模拟度高、模型校准便捷且易于表达和解释每个循环中蠕变损伤的占比等优点，主要步骤如图 1 所示.

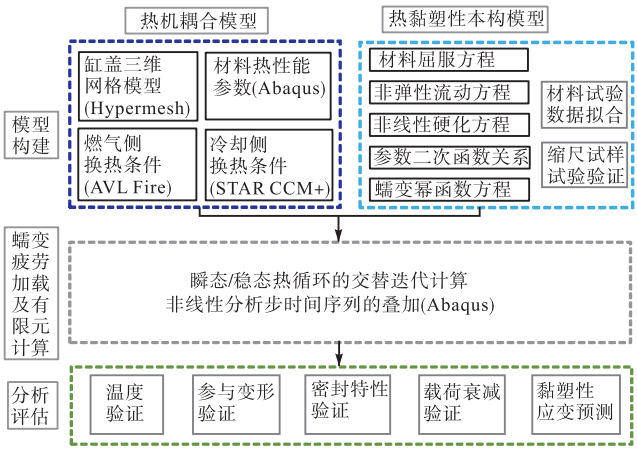


图 1 缸盖的热黏塑性仿真方法

Fig.1 Simulation method of thermal viscoplastic of cylinder head

1.1 热黏塑性本构模型

采用 Chaboche 非线性混合硬化方程和 Norton-Bailey 蠕变方程，分别描述了温度依赖的两种非线性变形机制. 根据非弹性应变分配理论[7,18]，高温部件在长期工作中呈现的变形由热应变 $\varepsilon_{\mathrm{th}}$、弹性应变 ε_{e}、塑性应变 ε_{p}、时间依赖的黏性蠕变 ε_{c} 构成，总应变率 $\dot{\varepsilon}$ 可表示为

$$\dot{\varepsilon}=\dot{\varepsilon}_{\mathrm{e}}+\dot{\varepsilon}_{\mathrm{p}}+\dot{\varepsilon}_{\mathrm{c}}+\dot{\varepsilon}_{\mathrm{th}} \tag{1}$$

本构模型通常包括屈服方程、硬化方程和流动方程. 笔者采用 Von Mises 屈服方程定义材料的屈服条件，即

$$F=\sqrt{\frac{3}{2}(\boldsymbol{\sigma}-\boldsymbol{X}):(\boldsymbol{\sigma}-\boldsymbol{X})}-R-\sigma_y \tag{2}$$

式中：$\boldsymbol{\sigma}$ 和 $\boldsymbol{X}$ 分别为应力张量和背应力张量；R 为屈服面尺寸的变化量，即各向同性硬化变量；σ_y 为材料屈服应力；F 为屈服面函数.

塑性硬化方程控制了在材料屈服和流动变化过程中非弹性变形的时变关系. 引入多阶背应力分量可以提高非弹性应变的预测准确性[19]，其中背应力代表动力加载过程中的硬化现象. 为平衡计算精度与效率，使用了 3 阶背应力分量来描述材料在缸盖工作温度范围内的循环硬化现象. 这考虑了温度历史效应，即环境温度与内部背应力的变化，因而采用非线性运动硬化模型来模拟材料在循环加载下的变形行为，可表示为

$$\mathrm{d}\boldsymbol{X}=\sum_{i=1}^{3}\mathrm{d}\boldsymbol{X}_i \tag{3}$$

$$\mathrm{d}\boldsymbol{X}_i=\frac{2}{3}c_i(T)\,\mathrm{d}\varepsilon_{\mathrm{p}}-r_i(T)\boldsymbol{X}_i\,\mathrm{d}p+\frac{1}{c_i(T)}\frac{\partial c_i(T)}{\partial T}\boldsymbol{X}_i\,\mathrm{d}T \tag{4}$$

式中：$\boldsymbol{X}_i$ 为背应力张力的分量；i 为阶数，i=1，2，3；T 为材料温度；p 为等效塑性应变；c_i 和 r_i 为材料运动硬化参数.

各向同性硬化方程描述了材料屈服面随等效塑性应变积累的变化，从而实现与温度变化相关的应变记忆效应. 该硬化变化率 $\dot{R}$ 可表示为

$$\dot{R}=b(Q-R)\dot{p}+\left(\frac{1}{b}\frac{\partial b}{\partial T}+\frac{1}{Q}\frac{\partial Q}{\partial T}\right)R\dot{T} \tag{5}$$

式中：Q 和 b 为材料各向同性硬化参数；$\dot{T}$ 为温度变化率.

流动方程描述了材料非弹性应变的演变，有

$$\dot{\varepsilon}_{\mathrm{in}}=\dot{p}\frac{\partial F}{\partial\boldsymbol{\sigma}} \tag{6}$$

式中：$\dot{\varepsilon}_{\mathrm{in}}$ 为非弹性应变，包括塑性应变和蠕变应变.

为了准确考虑宽幅温度范围内运动硬化和各向同性硬化材料模型参数的温度依赖性，在特征温度点进行了应力与应变材料试验，确定了对应的模型参数. 基于这些参数，采用二次函数插值法拟合为随温度变化的材料参数曲线，描述材料模型的宽幅工作温度范围的依赖性.

此外，为了表征与温度、应力水平及保载时间相关的变形行为，使用 Norton-Bailey 蠕变幂函数方程描述非弹性应变的变化速率[2, 20]，有

$$\dot{\bar{\varepsilon}}_{\mathrm{c}}=A\cdot\bar{\sigma}^{n}\cdot t^{m} \tag{7}$$

式中：A 为幂律乘数，采用温度依赖的阿伦尼乌斯关系描述；t 为蠕变保持时间；n 为应力指数；m 为初级蠕变时间指数.

式(3) ~ 式(5)为笔者研究给出的公式，以软件模型文本代码方式输入 Abaqus 软件用于计算，式(6)、式(7)则直接使用了 Abaqus 软件内嵌方程.

笔者所在课题组通过设计的球墨铸铁缸盖缩尺试样，开展了非均匀温度场循环作用下的试样渐进变形及疲劳开裂试验[19, 21-23]，发现最高温度预测误差不超过 5.0%，圆孔变形误差小于 10.5%. 预测裂纹萌生位置的准确度较高，试样的预测寿命与实际循环数接近. 验证了本构模型在缸盖混合模型预测中的可靠性，证实了其塑性模拟数据和分析方法的准确性.

1.2　蠕变疲劳加载及有限元计算

笔者针对长期高温环境下缸盖的工作情况进行研究，将长期热载荷等效为周期性循环载荷，以探究可能的失效模式.

首先，确定周期性热循环的时变特征，包括最高温度、温度范围和每个循环的时长. 图 2 为热侧与冷侧的温度变化曲线，可描述缸盖在一个完整热循环中的载荷历程，该曲线简化了缸盖在各个运行阶段中温度时变关系：从柴油机起动到达标定工况，缸盖经历升温阶段；在标定工况下运行时为高温保持阶段；随着柴油机减载至停机，缸盖经历降温阶段，然后进入下一个循环. 其次，对标定工况与常温工况进行瞬态热模拟，获取温度场和热变形结果，并与试验值进行验证. 考虑非均匀换热边界条件，设置相应的时间-温度条件，假设采用传热条件比例缩放方法调整模拟参数，利用热分析软件进行分段瞬态热模拟，模拟实际服役环境中周期性温度环境和载荷作用的协同效应. 然后，利用黏塑性本构模型，在统一的有限元模型中采用顺序加载循环分步迭代计算，实现非均匀热力耦合下的应力重分布和应力松弛. 在连续多循环迭代计算中，前一循环的塑性应变和蠕变将对后续循环计算结果产生影响.

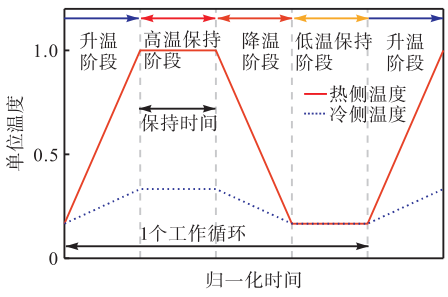


图 2　缸盖热侧和冷侧温度变化

Fig.2　Variation of temperature of hot side and cold side of cylinder head

1.3　损伤失效量化表征

根据损伤力学原理，循环载荷会导致局部材料损

伤劣化，进而引起结构刚度的降低[3]. 损伤参数通常用来描述材料内部微观结构的特征和损伤程度. 笔者将接触界面力描述为宏观尺度下的力学响应，以量化复杂应力状态下的损伤失效和刚度退化，从而更好地表征排气阀座与缸盖之间密封性能的演化. 为评估结构接触界面力的演变，定义载荷衰减度η，综合考虑材料性能和温度历史的影响，有

$$\eta=(F_1-F_n)/F_1 \tag{8}$$

式中：F_1为初始接触界面力；F_n为最终接触界面力.

2 缸盖热黏塑性仿真计算

以冷却水泄漏失效的船用四冲程柴油机 4 气阀铸铁缸盖为对象进行仿真. 带冷却水腔的排气阀座过盈装配于缸盖，以增强高温区域的流动换热. 在柴油机连续运行 1 000 h（100 h/循环，共 10 个热循环）后，排气阀座与缸盖的过盈密封面出现冷却水泄漏.

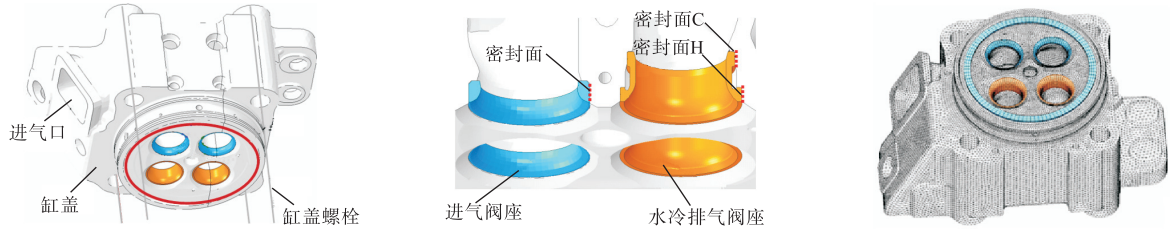
2.1 缸盖有限元建模

图 3 为缸盖阀座装配体模型. 计算模型包括缸盖、进气阀座、水冷排气阀座和缸盖螺栓. 划分缸盖火力板关键区域为 4 组不同尺寸的四面体网格（0.5、2.0、3.5 和 5.0 mm）并进行计算，分析网格灵敏度. 当网格尺寸为 0.5 mm 和 2.0 mm 时，缸盖的最高温度、最大等应力、最大塑性应变和最大蠕变应变趋于稳定，经平衡计算效率和精度，确定了火力板网格尺寸为 2.0 mm，其余部位平均网格尺寸为 10.0 mm，整个装配模型包含 148 461 个单元和 42 653 个节点.

在施加恒定机械载荷边界时，考虑了紧固螺栓的预紧力和阀座的过盈. 阀座外圈与缸盖座孔的密封接触面设置了初始装配过盈量（图 3(b)）. 接触算法采用了库仑摩擦模型，以描述最大剪切力与法向载荷之间的摩擦行为.

图 4 为不同温度下归一化本构模型中混合硬化参数与温度的关系. 由图 4 可知，温度升高引起的屈服强度和材料硬化参数呈降低趋势，参数见式（2）~式（5）.

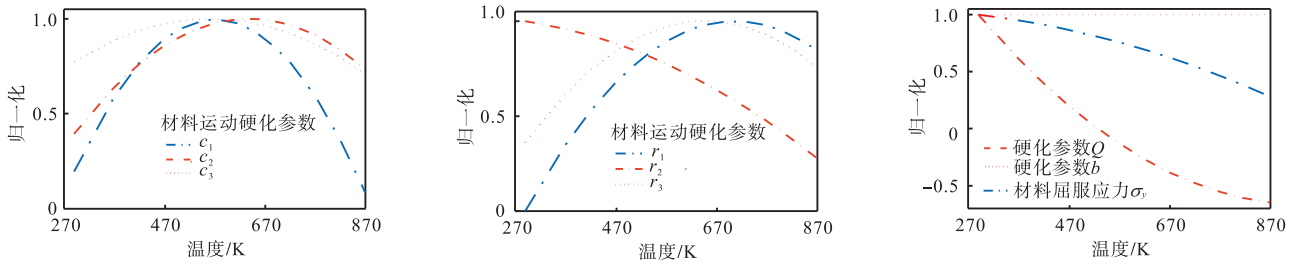
表 1 为各零件在常温下的力学参数. 缸盖采用球墨铸铁 QT400，并采用黏塑性材料模型. 通过对材料试棒进行单调拉伸试验和不同特征温度下的低周疲劳试验，对模型参数进行优化拟合，从而确定了随温度变化的材料参数曲线，并已通过开展缩尺试样试验进行了验证[23].



（a）缸盖阀座组件 （b）缸盖阀座接触关系 （c）缸盖组件网格模型

图 3 缸盖阀座装配体模型

Fig.3 Assembly model of valve seat of cylinder head



（a）材料运动硬化参数 c_1、c_2 和 c_3 （b）材料运动硬化参数 r_1、r_2 和 r_3 （c）材料屈服应力σ_y和硬化参数 Q、b

图 4 不同温度下混合硬化模型参数的变化

Fig.4 Variation of parameters of combined hardening model at different temperatures

表 1 缸盖计算模型的各零件力学参数

Tab.1 Mechanical parameters of each part of cylinder head calculation model

零件	材料	弹性模量/MPa	泊松比
缸盖本体	QT400	170 000	0.28
进气阀座	高速钢	210 000	0.30
排气阀座	合金钢	210 000	0.30
缸盖螺栓	特种钢	210 000	0.30

2.2 缸盖换热条件模拟

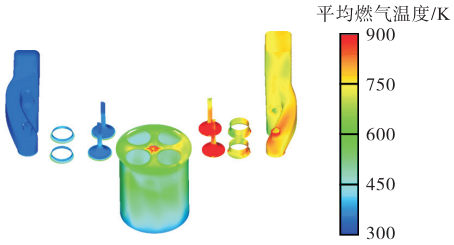
笔者采用广义对流换热模拟方法，通过调整环境温度模拟缸盖在升温和降温阶段的温度变化. 相比直接改变换热系数的方法，该方法能够稳定控制空间

分布温度场，避免了简化建模缸盖热结构性能，并减少了计算资源和时间需求. 具体为确定了缸盖高温燃气侧、低温冷却水侧以及外表面的空间分布换热条件. 保持高温燃气侧的换热系数分布不变，并通过比例缩放任务剖面曲线，调整高温燃气侧换热流体的温度. 同时，确保冷却侧换热条件保持恒定，以分步骤模拟升温与降温两个阶段的温度场. 该方法已在先前的缩尺试样热疲劳试验中得到应用和验证[20].

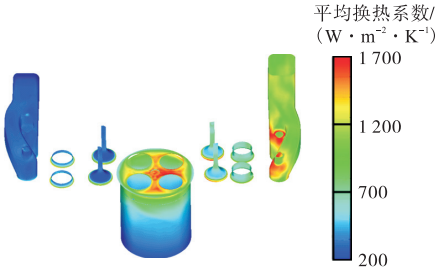
采用计算流体动力学(CFD)仿真获取标定工况下第 3 类换热条件的空间分布，以进行瞬态温度计算. 同时，定义了排气阀座与相邻部件之间的接触传导，以准确模拟缸盖的温度分布. 图 5 示出通过三维燃烧 CFD 计算得到的燃气侧壁面换热条件，包括与燃烧室、进/排气道等高温燃气接触的区域. 其中，缸盖火力面中心的鼻梁区和排气阀附近的热传递系数为 1 700 W/(m² · K)，而平均燃气温度达到 900 K.

笔者采用流固耦合传热模型确定了标定工况下的冷却水侧换热条件. 图 6 为冷却水侧的换热边界条件，显示了冷却效果. 可知，在鼻梁区域的冷却钻孔附近获得了良好的换热效果，壁面的流体温度为 365 K，平均换热系数为 18 000 W/(m^2 · K).

同时，进行 10 个循环的热循环模拟，以获得稳定连续的瞬态温度场结果，进而进行温度场与应力场耦合的热黏塑性分析，并采用 30 个分析步进行顺序迭代计算，分别引入热循环模拟中最后一个循环的分段温度场，以模拟 1 000 h 服役期间的循环加载效应和蠕变效应.



(a) 平均燃气温度



(b) 平均换热系数

图 5　标定工况下缸盖燃气侧换热边界条件

Fig.5　Heat transfer boundary conditions on the gas side of cylinder head under calibration conditions

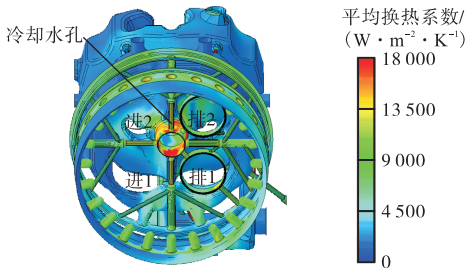


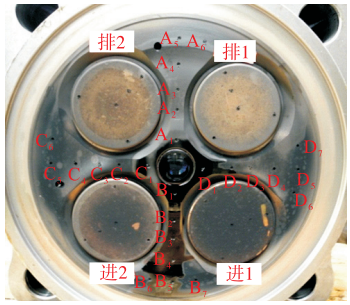
图 6　标定工况下缸盖冷却水侧换热边界条件

Fig.6　Heat transfer boundary conditions on the cooling water side of cylinder head under calibration conditions

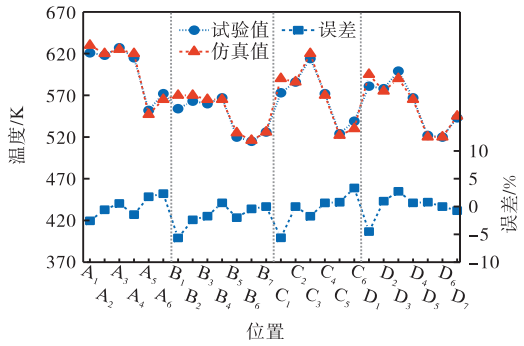
2.3　热分析结果及验证

2.3.1　温度场结果

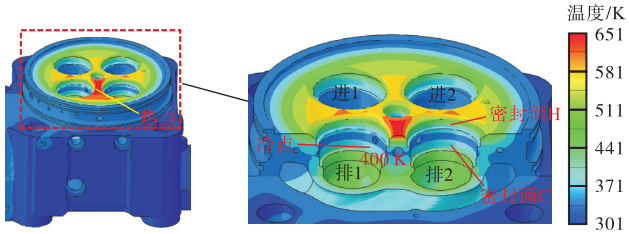
采用硬度塞法对标定工况下的缸盖进行了温度测量，图 7 为 26 个温度测量点的位置及火力板表面温度分布. 在标定工况下，缸盖排气鼻梁区域最高温



(a) 温度测点位置



(b) 仿真与试验温度



(c) 缸盖温度和缸盖鼻梁局部温度分布

图 7　缸盖温度分布

Fig.7　Distribution of temperature of cylinder head

度为 651 K，而冷却钻孔处的温度较低（400 K），显示出带水冷阀座结构的良好冷却效果. 沿缸盖火力板厚度方向观察可知，温度有显著下降，约为 524 K，显示出明显的温度梯度（图 7(c)、图 7(d)）.

为验证计算的准确性，笔者进行了缸盖温度测试. 可知预测的热负荷准确性较高，最大温度误差为 5.6%（图 7(b)），表明温度场预测的准确性.

2.3.2 热变形结果

图 8 为排气阀座孔变形分析结果. 笔者测试了累计运行 1 000 h 后阀座密封失效的缸盖阀座孔变形. 由图 8 可知，排气阀座孔低温区密封面 C 的最大失圆变形为 48 μm，而高温区密封面 H 的失圆变形为 33 μm. 与仿真值对比，发现试验值与仿真值的变化趋势一致，相对误差为 13% ~ 25%，平均误差为 16%. 对比文献[5]方法可知，计算精度提高了 19%，证明了热模拟方法的适用性.

此外，排气阀座孔低温区的失圆变形显著超过高温区. 这一现象可以解释为高温区受结构约束，在常温下具有弹性恢复和自平衡特性. 低温区受弹性变形影响更显著，导致其失圆变形较为明显.

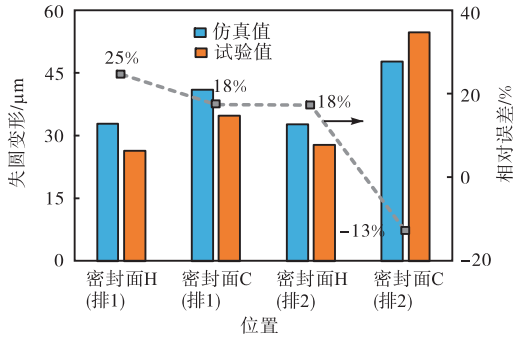


图 8 排气阀座孔变形的计算值与试验值对比

Fig.8 Comparison of calculated and experimental values of exhaust valve seat hole deformation

3 分析与讨论

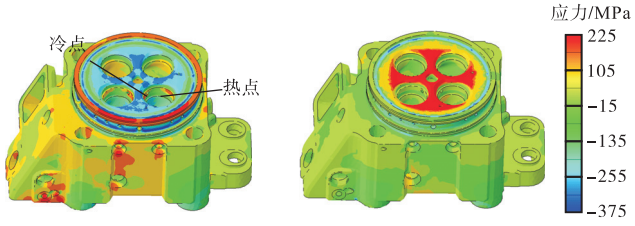
3.1 应力变化分析

为描述缸盖在长期服役下由温度变化引起的复杂应力，采用带符号的最大主应力 σ_1 和最小主应力 σ_3 来描述拉伸应力造成的失效，定义为

$$\sigma_{\max} = \max\{|\sigma_1|, |\sigma_3|\} \tag{9}$$

图 9 为缸盖在初始循环期间热态和冷态下的最大主应力. 在热态下，缸盖燃烧侧的主应力为负值，表明该区域处于压缩状态；相反，冷却孔边缘的主应力为正值，表明该区域处于拉伸状态. 然而，在冷态下，燃烧侧的主应力转变为拉伸状态，最大拉应力约为 225 MPa，因而缸盖在不同热态和冷态条件下的主应力分布因温度场依赖于结构几何形状而发生变化. 这种变化主要由温度梯度在缸盖结构约束下产生的热应力协同效应引起.

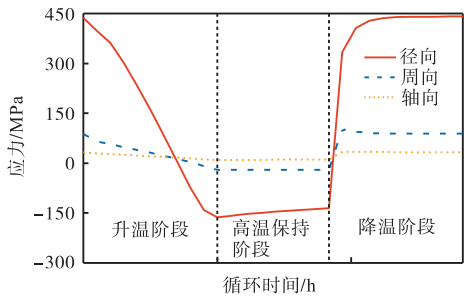
图 10 为缸盖在一个完整热循环周期内热点（排气鼻梁壁面）和冷点（冷却孔壁面）位置的三轴应力变化历程. 热点位置主要受径向应力影响，而冷点位置则主要受周向应力影响. 在高温阶段，热点呈现挤压应力，而冷点则呈现拉伸应力，这不利于阀座低温区域的挤压密封. 同时，热点和冷点位置的应力变化存在相位差异，即两者的应力峰值或谷值出现时间不同步. 这表明在升温阶段和降温阶段下，材料受到热传导、结构约束、热应力滞后及热胀冷缩的综合作用.



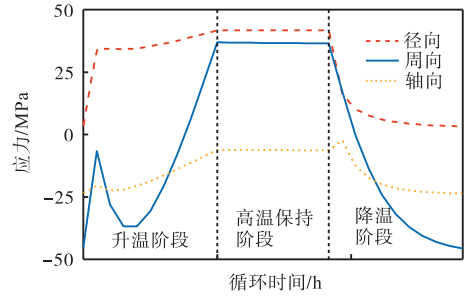
（a）高温保持阶段应力 （b）低温保持阶段应力

图 9 初始循环缸盖在热态和冷态下的应力

Fig.9 Stress in initial cyclic cylinder head at hot and cold states



（a）热点位置



（b）冷点位置

图 10 缸盖典型位置在最终循环的应力历程

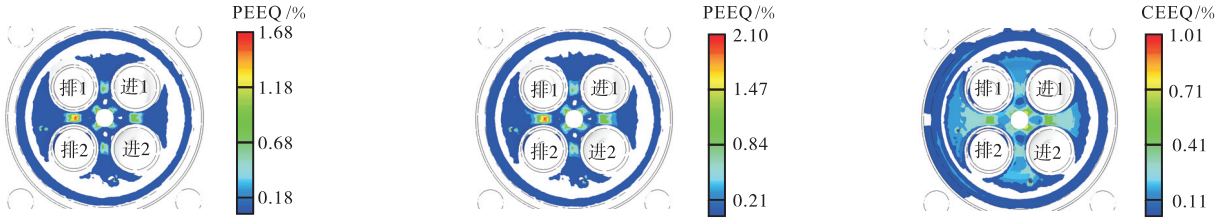
Fig.10 Stress history of typical position of cylinder head in final cycle

3.2 应变演化分析

笔者将时间累积的等效塑性应变（PEEQ）和等效

蠕变应变(CEEQ)作为关键参数，分析热循环对变形特征及其演变规律的影响. PEEQ 表示高应力引起的累积塑性变形，而 CEEQ 则表示高温保持时间对蠕变效应的累积贡献. 通过对比考虑和不考虑蠕变效应的热循环加载模式，可以准确评估蠕变对塑性变形的影响.

图 11 为蠕变效应对等效塑性应变的影响对比. 可知，考虑蠕变效应时，缸盖火力板表面热点位置的 PEEQ 最大值为 2.10%，比未考虑蠕变效应时高 25.00%. 两种加载模式下的 PEEQ 分布相似，均为局部表面集中分布，尤其在排气鼻梁的热点位置最显著. 相比之下，CEEQ 呈均匀分布，其最大值为 1.01%，表明在循环过程中火力板的蠕变效应增强了塑性变形的程度. 这是由于塑性变形受瞬态应力控制，而蠕变则受温度和施加应力的综合作用影响，从而导致两种变形产生了蠕变增强塑性的效果.



（a）无蠕变影响　　（b）考虑蠕变影响　　（c）等效蠕变

图 11　蠕变效应对等效塑性应变的对比

Fig.11　Comparison of creep effect on equivalent plastic strain

图 12 为排气鼻梁热点位置塑性和蠕变应变幅值随循环数的变化. 这些参数反映了在 1 000 h 服役期间循环加载和蠕变效应的变化趋势. 在初始 4 个循环中，塑性和蠕变应变幅值显著下降，最终分别稳定在 0.09% 和 0.05%. 稳定阶段内，相邻循环的不同幅值差异小于 10.00%. 塑性应变与蠕变应变幅值比从初始的 2.63 降至 1.80，表明热循环引起的塑性应变占主导地位. 这种变形主要归因于周期性非均匀温度变化和结构自约束的综合影响.

随着循环次数的增加，材料发生变形硬化，即在反复加载过程中变得更加坚固和抗变形. 循环加载导致材料内部微观结构的疲劳损伤，从而提高了材料的屈服强度和抗变形能力. 同时，随着塑性变形的积累，材料内部的应力重新分布，减轻了局部应力集中，从而降低了塑性和蠕变应变幅值. 因此，应变幅值逐渐衰减与损伤累积及应力重新分布紧密相关.

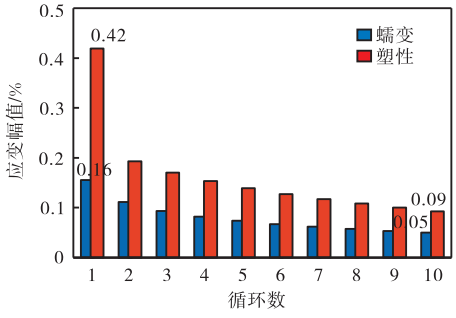


图 12　排气鼻梁非弹性应变幅值随循环数的变化

Fig.12　Variation of inelastic strain amplitude of exhaust nose bridge with number of cycles

图 13 为缸盖鼻梁热点位置在升温阶段-高温保持阶段-降温阶段的变形历程，重点描述了 1 000 h 内的最后一个完整热循环中塑性和蠕变的产生. 在降温阶段，塑性应变增加了 0.07%，而蠕变应变在高温保持期间仅增加了 0.05%. 同时，图 10(a)的热点应力历程和图 9(a)的热态应力结果也证实温度变化导致缸盖火力板局部应力松弛，降低了该区域的应力水平. 这归因于降温阶段的温度下降导致材料内部应力的松弛，降低了塑性变形的驱动因素. 结构的整体弹性变形导致应力重新分布，反转压缩应力，使降温阶段的拉伸塑性有所增加. 蠕变期间的应力重新分布诱发了蠕变增强塑性机制，进一步影响了缸盖内部的应力状态. 因此，排气鼻梁的拉压非对称行为产生了不匹配的非弹性应变，导致结构刚度逐渐降低.

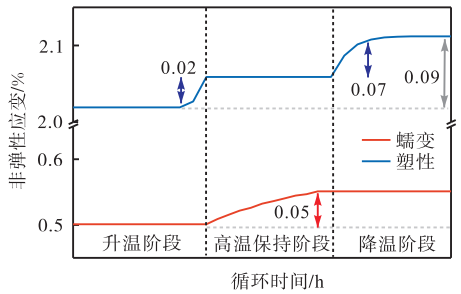


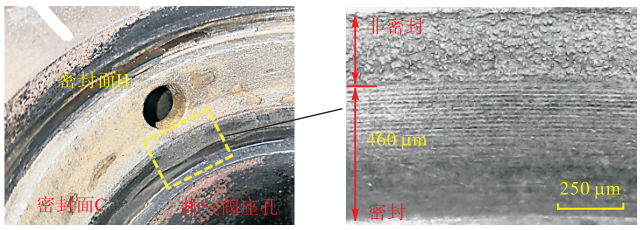
图 13　排气鼻梁非弹性应变的循环历程

Fig.13　Cyclic history of inelastic strain in exhaust nose bridge

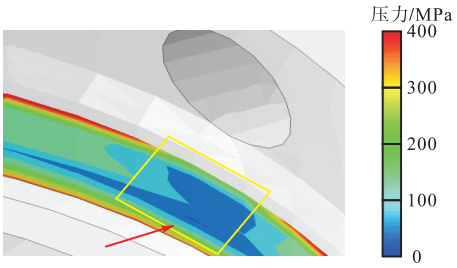
3.3　阀座孔密封分析

通过实际观测和数值仿真研究了阀座孔局部密封性能的演化. 图 14 为缸盖水冷阀座密封区的实际

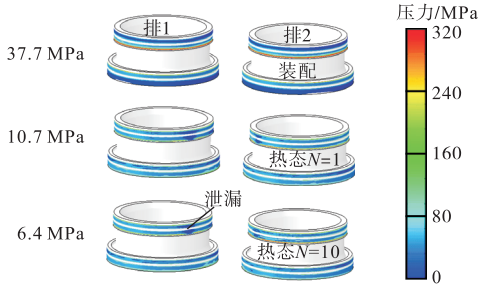
形貌和接触压力. 故障缸盖阀座孔的形貌揭示了使用过程中局部密封区域的不连续性，可能由材料疲劳、磨损或化学侵蚀引起. 仿真结果显示，密封区域的压力分布不均，局部压力降幅高达 40%，表明缸盖材料结构刚度可能在使用中降低，导致密封性能下降，进而引发冷却水泄漏(图 14(c)). 因此，阀座孔的不连续性反映了缸盖在使用中的损伤和变形，可能由高温、高压力和循环载荷等因素引起，进而导致密封性能减弱和泄漏失效.



(a) 水冷阀座孔形貌和局部放大处接触区形貌



(b) 密封面 C 的压力



(c) 缸盖阀座压力

图 14 缸盖水冷阀座密封区的实际形貌和接触压力

Fig.14 Actual morphology and contact pressure in the water-cooled valve seat sealing area of cylinder head

图 15 为缸盖排气阀座孔接触界面力随循环数的变化. F_N 表示各环带密封应力对面积积分的合力. 初始载荷由水平虚线表示，反映了循环过程中接触界面力的衰减变化. 衰减趋势与塑性应变和蠕变应变的演化趋势一致，表现为先快后慢. 随着循环数增加，低温区密封面 C 的衰减明显高于高温区密封面 H. 如第 10 个循环后，密封面 C 的界面力衰减度达到了 75%，而密封面 H 达到了 64%，表明低温区密封环带更易显著降低密封压力，即刚度退化严重，导致冷点位置泄漏.

在热循环过程中，阀座的界面力呈两个阶段的变化. 在最初的 4 个循环内，界面力急剧下降，衰减效应最为显著；随后的循环呈缓慢衰减的趋势，载荷衰减率逐渐减小，并在第 10 次循环后变得微弱. 这解释了缸盖在初期工作正常，但经过 1 000 h 运行后开始出现泄漏故障的现象.

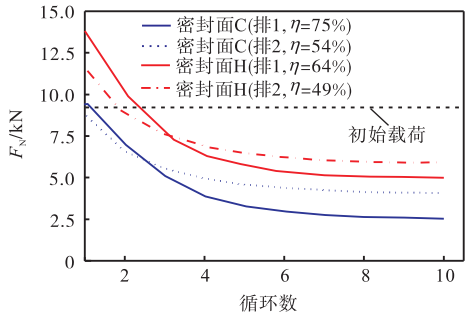


图 15 不同密封环面接触界面力的变化

Fig.15 Variation of contact interface force at different seal ring surfaces

综上分析，周期性热循环下缸盖的热变形失效机理为：柴油机起动后，缸盖受到不均匀温度梯度和高热应力的影响，导致排气鼻梁热点处的应力超过材料高温屈服极限，从而引发压缩塑性变形；停机后，缸盖降温，反向温度梯度导致收缩变形，使热点位置应力超过低温屈服极限，产生拉伸塑性变形；高温保持期间，尽管缸盖火力板的应力低于材料屈服强度，但随着保持时间和温度增加，压缩蠕变逐渐增加. 结构的热变形导致了拉伸和压缩应力的不匹配，而高温保持期间的应力松弛增强了后续阶段的塑性应变. 其中复杂的应力重新分布使得排气鼻梁热点位置的高温压缩蠕变无法完全平衡冷却卸载阶段的拉伸塑性，从而促使了蠕变增强的塑性变形. 这些变形在排气阀座孔和喷油器孔附近累积损伤，导致排气阀座孔密封区的密封压力逐渐减弱. 由于密封低温区域所受结构拘束相对较弱，密封压力衰减速度快，首先在该区域引发冷却水泄漏的密封失效.

4 结 论

(1) 提出了考虑温度历史效应的缸盖热黏塑性有限元仿真方法，分析了缸盖在蠕变疲劳下的热失效原因；阀座孔密封载荷呈渐近衰减的趋势，其衰减速度先快后慢，密封区域载荷衰减度最高达到 75%，导致密封压力分布不均和不足，进而引起冷却水泄漏.

(2) 评估了蠕变和热循环对缸盖渐进变形的影响，量化了不同变形机制的贡献，渐进变形主要受热

循环中升温和降温阶段的塑性应变控制；随着循环数增加，塑性与蠕变增量的比值从初始时的 2.63 衰减至 1.80，表明塑性应变仍起主导作用；循环过程中，蠕变效应使塑性变形增强了 25.00%.

（3）缸盖火力板在热梯度循环中受到结构约束影响而发生塑性变形，并叠加了高温保持阶段引起的蠕变应变，受到蠕变增强塑性变形机制的影响，促进了塑性变形的增加，导致缸盖结构出现渐进变形损伤，最终引发阀座密封失效和冷却水泄漏.

参考文献：

［1］ 张卫正，刘金祥，魏春源. 基于发动机受热件热疲劳试验损伤的寿命预测研究[J]. 内燃机学报，2002，20(1)：92-94.

［2］ Sattar M，Othman A R，Kamaruddin S，et al. Limitations on the computational analysis of creep failure models：A review[J]. Engineering Failure Analysis，2022，134：105968.

［3］ 张显程，谷行行，刘宇. 基于工程损伤理论的高温装备可靠性评估与运维管理[J]. 机械工程学报，2024，60(13)：154-172.

［4］ 轩福贞，朱明亮，王国彪. 结构疲劳百年研究的回顾与展望[J]. 机械工程学报，2021，57(6)：26-51.

［5］ Szmytka F，Rémy L，Maitournam H，et al. New flow rules in elasto-viscoplastic constitutive models for spheroidal graphite cast-iron[J]. International Journal of Plasticity，2010，26(6)：905-924.

［6］ Pierce D，Haynes A，Hughes J，et al. High temperature materials for heavy duty diesel engines：Historical and future trends[J]. Progress in Materials Science，2019，103：109-179.

［7］ ChabocheJ L. A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories[J]. International Journal of Plasticity，2008，24(10)：1642-1693.

［8］ Yang W，Pang J，Wang L，et al. Thermo-mechanical fatigue life prediction based on the simulated component of cylinder head[J]. Engineering Failure Analysis，2022，135：106105.

［9］ 郭冰彬，詹樟松，彭博. 铝合金气缸盖低周热疲劳寿命计算评估[J]. 内燃机学报，2017，35(2)：164-170.

［10］ 杨文军，庞建超，康鑫，等. 基于缸盖等效构件模型的热-机疲劳寿命预测与优化设计方法[J]. 中国机械工程，2023，34(24)：3004-3014.

［11］ 史成荫，胡磊，周振. 热机耦合下低速柴油机活塞蠕变-疲劳寿命[J]. 内燃机学报，2022，40(4)：357-363.

［12］ 何联格，周蓝，苏建强. 新的蠕变-疲劳耦合损伤下活塞热-机疲劳寿命预测方法[J]. 内燃机学报，2023，41(6)：554-560.

［13］ 全国内燃机标准技化技术委员会. JB/T 13719—2019. 柴油机 气缸盖热疲劳试验方法[S]. 北京：机械工业出版社，2019.

［14］ 全国钢标准技化技术委员会. GB/T 43103—2023. 金属材料 蠕变-疲劳损伤评定与寿命预测方法[S]. 北京：中国标准出版社，2023.

［15］ Jing G X，Lyu Z，Liu Y，et al. Reliability study for diesel engine cylinder head through fatigue failure analysis and structural optimization[J]. Engineering Failure Analysis，2022，142：106768.

［16］ Nassar S A，Kazemi A. Clamp load decay due to material creep of light-weight-material joints under cyclic temperature[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering，2015，137(5)：051025.

［17］ Cho N K，Chen H，Boyle J T，et al. Enhanced fatigue damage under cyclic thermo-mechanical loading at high temperature by structural creep recovery mechanism[J]. International Journal of Fatigue，2018，113：149-159.

［18］ Wang R Z，Gu H H，Zhu S P. A data-driven roadmap for creep-fatigue reliability assessment and its implementation in low-pressure turbine disk at elevated temperatures[J]. Reliability Engineering and System Safety，2022，225：108523.

［19］ Xu J，Lu J，Yuan H. Effects of temperature gradients on thermomechanical fatigue of nickel-based superalloy[J]. International Journal of Fatigue，2024，184：108297.

［20］ Norman V，Calmunger M. An accelerated creep assessment method based on inelastic strain partitioning and slow strain rate testing[J]. Materials & Design，2021，205：109697.

［21］ Zhang H B，Liang G，Qiao X Q，et al Experimental and numerical studies of thermal-structural behavior based on cast iron scaled cylinder head specimen[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part C：Journal of Mechanical Engineering Science，2023，237(5)：1215-1228.

［22］ Shi L，Wang Z G，Zhang S L. Creep deformation of ductile cast iron cooling staves[J]. Ironmaking and Steelmaking，2015，42(5)：339-345.

［23］ 梁刚，张华兵，张国勇，等. 船用柴油机缸盖缩尺试样的热失效研究[J]. 内燃机工程，2024，45(3)：86-94，101.