

DOI: 10.11973/jxgccl250317

气冷堆过热器管板在热冲击循环载荷下的蠕变疲劳损伤

魏乾永¹, 王骁晓¹, 陈浩峰¹, 彭恒²

(1. 华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237; 2. 清华大学核能与新能源技术研究院, 北京 100084)

摘要:以 800H 奥氏体合金制成的气冷堆蒸汽过热器管板为研究对象, 基于 R5 规程 2/3 分卷的弹性应力分析简化方法, 结合有限元模拟, 估算管板在经历冷热流体冲击后的稳态循环应力与应变, 开展了蠕变-疲劳损伤分析, 研究了循环载荷对管板关键位置失效行为的影响, 预测了蠕变-疲劳寿命。结果表明: 经历稳态保载→冷流体冲击→稳态保载→热流体冲击的单个循环过程后, 管板危险点出现于管板与管箱壳壁连接处, 蠕变损伤是导致管板失效的主导因素, 其累积速率远高于疲劳损伤。流体冲击通过热应力的剧烈波动显著影响关键部位的应力应变响应, 从而决定了蠕变-疲劳损伤的演变路径与累积效率, 影响管板结构的服役寿命; 在小范围温度波动工况中, 冷流体冲击在直接加剧疲劳损伤的同时协同加剧蠕变损伤, 强化了蠕变-疲劳交互作用, 加速了结构失效; 热流体冲击有利于降低塑性变形, 同时抑制蠕变损伤累积, 对结构的寿命影响更小。冷流体冲击的危险性显著高于热流体冲击, 在需调节温度的小幅温变环境中, 应优先采用热流体冲击工况。

关键词: R5 规程; 热冲击; 过热器管板; 蠕变疲劳; 寿命预测**中图分类号:** TL364.1**文献标志码:** A**文章编号:** 1000-3738(2025)10-0111-08

0 引言

高温气冷堆是第四代核能系统候选堆型, 其核心优势在于固有安全性和高温输出潜力。固定管板式过热器是第四代核电高温气冷堆蒸汽发生器中间换热器的核心设备, 其主要部件包括管箱、壳体、膨胀节、换热管、管板、折流板等。管板是过热器最重要也是最复杂的承压部件^[1-2], 通常开有大量规则分布的管孔。管板长期服役于高温、高压及冷热流体冲击的循环载荷工况下, 主要失效模式为蠕变-疲劳交互损伤累积。对管板进行热冲击循环载荷下的蠕变-疲劳完整性评估并进行寿命预测, 对保障过热器的安全性和经济性具有重要影响。

相比于试验研究方法, 数值模拟方法成本低、效率高、可实现全尺度多参数的动态分析与预测, 已成

为研究管板在热冲击循环载荷下损伤行为的关键手段。刘桐^[3]通过有限元方法分析了高温气冷堆蒸汽发生器管板在热启动工况下的热应力与疲劳行为, 发现焊缝区存在显著应力集中。张欣欣^[4]通过有限元仿真对比分析了稳态、计划停堆及瞬态热启动 3 种工况下管板的应力分布, 确定了管板与管箱连接的凸肩区为最危险部位, 为关键区域的安全监测提供了依据。目前有关管板蠕变-疲劳失效机制的研究较多, 但其分析方法严重依赖计算成本高昂的精细非线性仿真, 普适性和工程应用效率较低。为克服高计算成本与低普适性带来的工程适用障碍, 模拟方法需要与经过验证的标准规程或规范相结合。

目前, 标准化的高温部件完整性评估规程主要有 ASME BPVC.III.5-2021《ASME 锅炉及压力容器规范 第 III 卷: 核设施部件建造规则 第 5 分卷: 高温反应堆》、RCC-MRx-2015《核装置机械部件设计与建造规则》和 R5 规程《高温结构响应评估规程 第 2/3 分卷: 无缺陷结构评定规程》等。其中, R5 规程因采用参考应力和安定性概念, 在处理蠕变-疲劳交互作用方面提供了尤为清晰且灵活的层级化分析路径, 特别适用于像管板这类承受严重热冲击循环载

收稿日期: 2025-07-03; **修订日期:** 2025-08-23**基金项目:** 国家重点研发计划项目(2023YFF0614903); 国家自然科学基金资助项目(52375145); 中国博士后科学基金资助项目(2023TQ0119, GZC20240467, 22024M760909); 上海市白玉兰人才计划浦江项目(24PJD026)**作者简介:** 魏乾永(2000—), 男, 福建南平人, 硕士研究生**通信作者:** 王骁晓助理研究员

荷的结构^[5-15];而且,R5 规程还支持在役设备的剩余寿命评估。然而,R5 规程复杂性较高,实施难度高于其他两个标准,目前也缺乏系统应用 R5 规程对管板类复杂结构在特定载荷历史下蠕变疲劳损伤进行评估的完整实践。为此,作者以 800H 奥氏体合金制成的气冷堆蒸汽过热器管板为研究对象,基于 R5 规程 2/3 分卷的弹性应力分析简化方法,结合有限元模拟,估算管板在包含冷热流体冲击下的稳态循环应力与应变,开展了蠕变-疲劳损伤分析,研究了循环载荷对管板关键位置失效行为的影响,预测了蠕变-疲劳寿命,以期为国内高温设备完整性评估提供基于标准化规程的高效分析案例。

1 有限元模型的建立

1.1 有限元模型

为了保证计算精度的同时提升计算效率,针对管壳式蒸汽过热器管板的几何特性对有限元模型进行简化,如图 1 所示。该过热器的管板厚度为 150 mm,

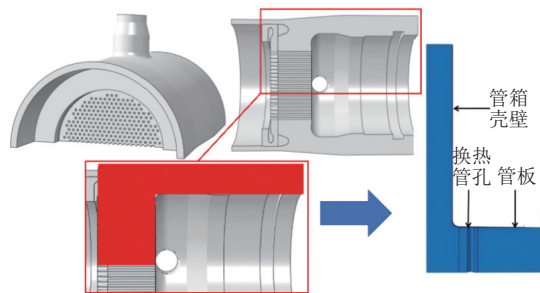


图 1 管板的简化结构

Fig. 1 Simplified structure of tube plate

换热管孔直径为 19 mm,外壳厚度为 75 mm。

采用 ABAQUS 软件建立有限元模型并划分网格,采用 C3D20RT 二阶六面体单元,在管板与壳壁连接处及管孔处加密网格,最小网格尺寸为 2.8 mm,网格单元数为 7 550 个。鉴于管板几何结构简化属于轴向简化,需在柱坐标系下在模型对称面上施加环向位移约束条件,且在管箱端面上施加轴向位移约束条件。建立的有限元模型以及其边界条件如图 2 所示。

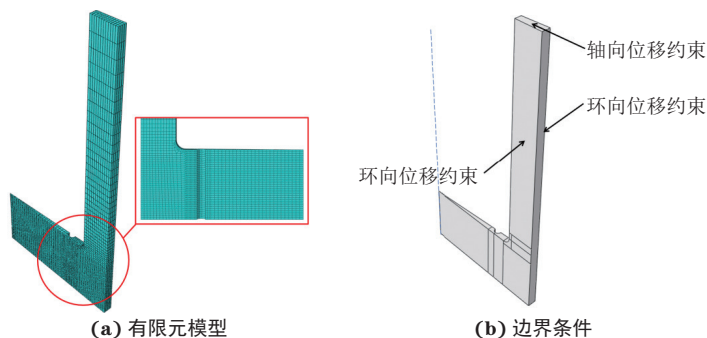


图 2 管板有限元模型及边界条件示意

Fig. 2 Finite element model (a) of tube plate and diagram of boundary conditions (b)

1.2 加载历史

根据 ASME BPVC.III.5-2021《ASME 锅炉及压力容器规范 第 III 卷:核设施部件建造规则 第 5 分卷:高温反应堆》,设定管板总寿命为 300 000 h,经历 200 次循环,每次循环 1 500 h。单次循环工艺流程包含稳态保载 2 698 200 s→冷流体冲击 1 800 s→稳态保载 2 698 200 s→热流体冲击 1 800 s,如表 1 所示,管板主要承受管箱与壳程两端介质压差作用, P_1 为管箱侧承受水蒸气压力, P_2 为壳程及管箱外侧壳体承受氦气压力。

1.3 材料参数

管板材料为 800H 奥氏体合金,服役温度区间的热力学参数见表 2,泊松比为 0.31,屈服强度为 170 MPa,安定因子为 1.23,屈服强度与安定因子的乘积为材料无棘轮的最大单向应力范围。

表 1 单次循环中不同阶段的温度与载荷参数

Table 1 Temperature and load parameters in different stages of a single cycle

工况	温度/℃	载荷 P_1 /MPa	载荷 P_2 /MPa
原始	25	—	—
第1次稳态保载	540	13.9	7
冷流体冲击	510	19.0	7
第2次稳态保载	540	19.0	7
热流体冲击	560	19.0	7

采用 Ramberg-Osgood 硬化定律确定材料在稳态循环中的应变范围,计算公式为

$$\frac{\Delta \bar{\epsilon}}{2} = \frac{\Delta \bar{\sigma}}{2E} + \left(\frac{\Delta \bar{\sigma}}{2A} \right)^{1/\beta} \quad (1)$$

$$\bar{E} = \frac{3E}{2(1+\nu)} \quad (2)$$

表 2 800H 奥氏体合金服役温度区间的热力学参数

Table 2 Thermodynamic parameters of 800H austenitic alloy within service temperature range

温度/°C	热导率/(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)	热膨胀系数/(10 ⁻⁵ °C ⁻¹)	比热容/(J·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹)	弹性模量/MPa
450	18.7	1.67	526.9	173 000
500	19.4	1.68	533.3	170 000
550	20.3	1.70	546.0	167 000
600	21.1	1.72	555.5	164 000

式中: $\Delta\bar{\epsilon}$ 为等效应变范围; $\Delta\bar{\sigma}$ 为等效应力范围; \bar{E} 为修正后的弹性模量; E 为弹性模量; A 为循环强度系数, 取 748.245 4; β 为循环应变硬化系数, 取 0.086; ν 为泊松比。

从 800H 奥氏体合金在 540 °C 下的应变-疲劳寿命对应表中获取总应变范围对应的疲劳寿命(失效循环次数), 以计算单次循环的疲劳损伤。

对于蠕变延性材料, 当循环中存在蠕变变形时, 蠕变断裂寿命预测公式为

$$\ln t_f = [\beta_0 + \beta_1 \times \lg \sigma + \beta_2 \times (\lg \sigma)^2] \times (T - T_0) + \beta_5 \quad (3)$$

式中: t_f 为蠕变断裂寿命; T 为保载时的热力学温度; σ 为断裂参考应力; T_0 , β_0 , β_1 , β_2 , β_5 均为方程参数, 通过数据拟合获取, 取值分别为 40, -0.025 405 325, -7.014 034 78 × 10⁻⁵, -0.003 285 303 01, 43.684 673 3。

2 高温结构完整性的 R5 规程评定

2.1 弹性应力

根据 R5 规程的蠕变-疲劳裂纹萌生评估方法, 采用 ABAQUS 软件进行弹性热-力耦合分析, 获取主应力和次应力。由图 3 可见: 在单次循环的不同时刻, 应力均在在管板与管箱壳壁连接处达到峰值。这是因为连接处结构复杂, 在承受流体介质冲击压力时出现显著的应力集中现象, 相比其他位置更易发生损伤。根据第四强度理论识别此点为危险点。提取危险点处两次循环过程中的等效应力输出历史, 如图 4 所示, 可见应力在冷流体冲击工况下达到峰值。

计算管板与管箱壳壁连接处的等效应力范围, 计算公式为

$$\Delta\bar{\sigma}_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1)^2 + 6(\Delta\sigma_{12}^2 + \Delta\sigma_{13}^2 + \Delta\sigma_{23}^2)]^{1/2} \quad (4)$$

式中: $\Delta\bar{\sigma}_{VM}$ 为等效应力范围; $\Delta\sigma_1$, $\Delta\sigma_2$, $\Delta\sigma_3$ 为柱坐标系中各方向上受到的主应力范围; $\Delta\sigma_{12}$, $\Delta\sigma_{13}$, $\Delta\sigma_{23}$ 为各方向上受到的次应力范围。

计算可得, 管板与管箱壳壁连接处在单次循环

的第 1 次稳态保载、冷流体冲击、第 2 次稳态保载和热流体冲击阶段的等效应力范围分别为 25.457 1, 131.557 3, 34.984 0, 54.839 3 MPa。在冷流体冲击与热流体冲击过程中, 该位置的热应力在短时间内呈现剧烈波动, 这种波动会促进裂纹萌生并加剧疲劳损伤。

2.2 抗塑性垮塌余量校核

根据 R5 规程校核危险点处是否塑性垮塌。第一, 主膜等效应力 P_m 不超过屈服强度 σ_y 的 0.67 倍, 计算可得 P_m 为 38.806 0 MPa, $0.67\sigma_y$ 为 113.9 MPa, 可接受。第二, 局部主膜等效应力 P_L 和主弯曲等效应力 P_B 之和不超过 σ_y , 计算可得两者之和为 103.172 0 MPa, 小于 σ_y (170 MPa), 可接受。第三, 边界等效应力范围 $\Delta(P_L + P_B + Q)$ (其中 Q 为二次应力) 不超过 $2.7\sigma_y$, 计算可得边界等效应力范围为 93.712 4 MPa, $2.7\sigma_y$ 为 459 MPa, 可接受。

2.3 蠕变效应显著性分析

根据 R5 规程进行蠕变效应显著性分析。在参考温度下, 若蠕变保载时间 t 与非显著蠕变曲线的允许时间 t_m 之比小于 1, 则可以忽略蠕变的影响。 t_m 由 R5 规程附录 A1 表确定。由表 3 可见: 冷流体冲击和热流体冲击过程的 t/t_m 小于 1, 可以忽略蠕变的影响, 稳态保载过程的 t/t_m 大于 1, 蠕变效应显著。因此, 计算单次循环的蠕变损伤时只考虑两段稳态保载工况。

2.4 蠕变断裂耐久性分析

根据 R5 规程进行蠕变断裂耐久性分析。在稳态保载工况下, 计算危险点在垂直管箱壳壁向外的截面方向上的边界参考应力, 计算公式为

$$\sigma_{ref} = \frac{P_B}{3} + \left[\left(\frac{P_B}{3} \right)^2 + P_L^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

式中: σ_{ref} 为边界参考应力。

断裂参考应力计算公式为

$$\sigma_{ref,R} = \left\{ 1 + 0.13 \left[\left(\frac{\bar{\sigma}_{el,max}}{\sigma_{ref}} \right) - 1 \right] \right\} \sigma_{ref} \quad (6)$$

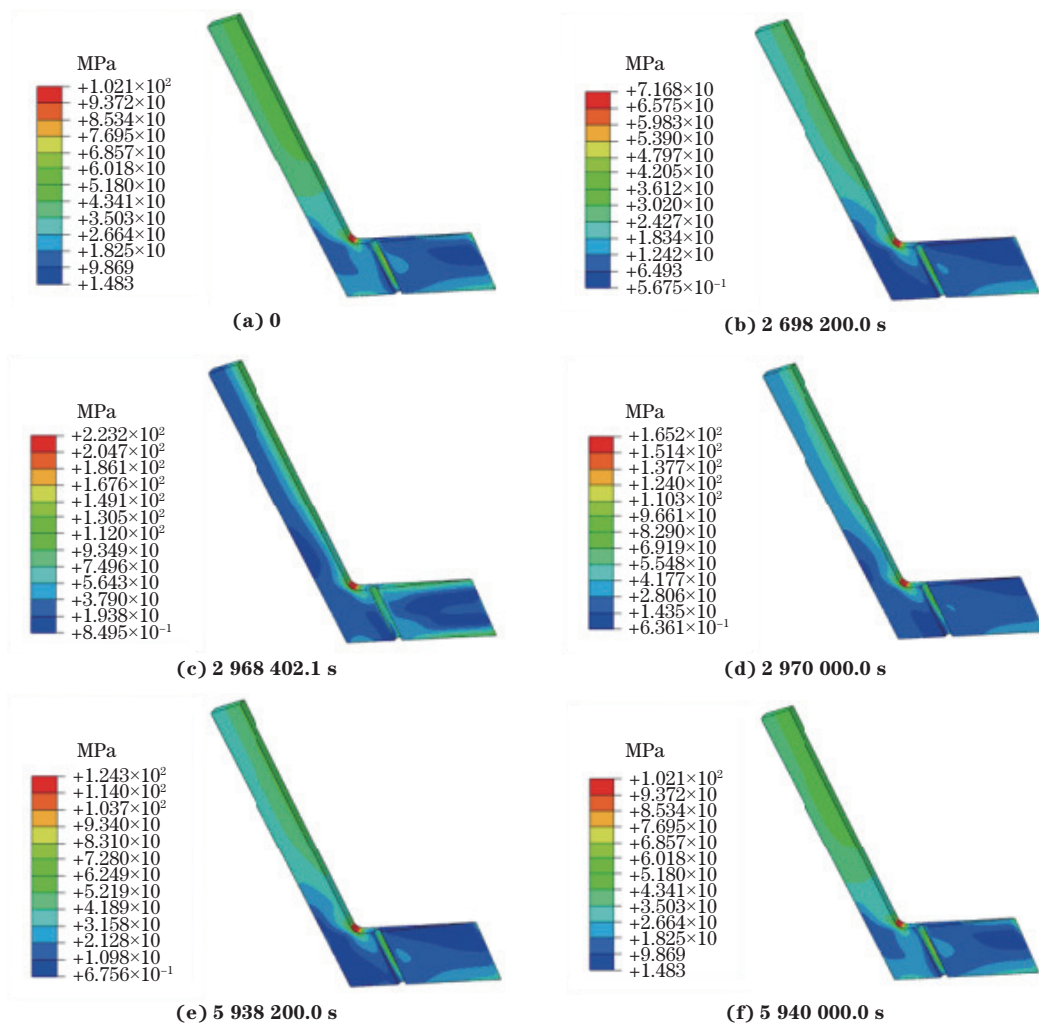


图3 单次循环中管板在不同时刻的等效应力分布

Fig. 3 Equivalent stress distribution on tube plate at different times in single cycle

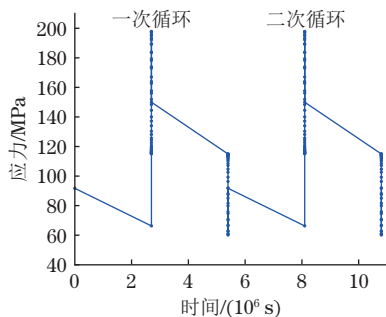


图4 危险点处等效应力输出历史

Fig. 4 Equivalent stress output history at dangerous point

式中: $\sigma_{\text{ref},R}$ 为断裂参考应力; $\bar{\sigma}_{\text{el,max}}$ 为稳定保载条件下的最大等效弹性应力。

根据式(3)预测蠕变断裂寿命, 计算稳态保载工况下所需运行寿命的蠕变累积分数, 公式为

$$U = \sum_{r=1}^k \left[\frac{t}{t_f(\sigma_{\text{ref},R}, T_{\text{ref}})} \right]_r \quad (7)$$

式中: U 为蠕变累积分数; k 为单次循环中的工况数;

表3 单次循环中不同阶段的保载时间和蠕变允许时间

Table 3 Allowable creep time and load retention time in different stages of a single cycle

阶段	温度/℃	t/h	t_m/h
第1次稳态保载	540	749.5	211
冷流体冲击	510	0.5	1 316
第2次稳态保载	540	749.5	211
热流体冲击	560	0.5	69

T_{ref} 为参考蠕变断裂寿命, 数值与 t_f 相等。

计算得到的蠕变累积分数小于 1, 无需针对蠕变断裂耐久性进行更详细的分析检验。

2.5 安定性检查

安定性检查旨在避免塑性棘轮效应或增量垮塌的发生。根据 R5 规程, 安定性检查包括严格的安定性检查和非显著循环检查两个评判依据, 其表达式分别为

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_{el} \leq K_s \sigma_y \\ \Delta \bar{\sigma}_{el,max} \leq (K_s \sigma_y)_c + (K_s \sigma_y)_{nc} \end{cases} \quad (8)$$

式中: $\bar{\sigma}_{el}$ 为关键点在循环中的等效弹性应力; K_s 为安定乘子; $(K_s \sigma_y)_c$ 为蠕变显著工况中无棘轮的最大单向应力范围; $(K_s \sigma_y)_{nc}$ 为蠕变非显著工况中无棘轮的最大单向应力范围。

根据 800H 奥氏体合金的材料属性, 结合管板运行温度, 可保守取 K_s 为 1.23。计算可得危险点满足上述评判依据, 通过安全性检查, 可以认为管板在指定的循环周期内符合安全性要求。

2.6 应力松弛量和弹性跟随因子估算

在稳定保载工况下, 管板任何位置的温度变化都不超过 10 °C。结合有限元分析可知单次循环中的第 1 和第 2 段稳定保载工况中的应力松弛量分别为 25.457 1, 34.984 0 MPa。根据 R5 规程, 保守取弹性跟随因子为 3。

2.7 总应变范围计算

根据 R5 规程, 采用考虑塑性和蠕变增强的简化方法, 确定疲劳评估的应变范围。弹性应力范围和弹性应变范围计算公式分别为

$$\Delta \bar{\sigma}_{el,r} = \Delta \bar{\sigma}_{el} + \Delta \sigma_{rD} \quad (9)$$

$$\Delta \bar{\epsilon}_{el,r} = \frac{\Delta \bar{\sigma}_{el,r}}{\bar{E}} \quad (10)$$

式中: $\Delta \bar{\sigma}_{el,r}$ 为弹性应力范围; $\Delta \sigma_{rD}$ 为用于增大弹性应力范围的应力松弛量; $\Delta \bar{\epsilon}_{el,r}$ 为弹性应变范围。

等效总应力范围的计算公式为

$$\Delta \bar{\sigma}_{el,r} \Delta \bar{\epsilon}_{el,r} = \frac{(\Delta \bar{\sigma}_{el} + \Delta \sigma_{rD})^2}{\bar{E}} = \Delta \bar{\sigma} \left[\frac{\Delta \bar{\sigma}}{\bar{E}} + \left(\frac{\Delta \bar{\sigma}}{A} \right)^{1/\beta} \right] \quad (11)$$

总应变范围的计算公式为

$$\Delta \bar{\epsilon}_t = \left[\frac{\Delta \bar{\sigma}}{\bar{E}} + \left(\frac{\Delta \bar{\sigma}}{A} \right)^{1/\beta} \right] + \Delta \bar{\epsilon}_{vol} \quad (12)$$

式中: $\Delta \bar{\epsilon}_t$ 为总应变范围; $\Delta \bar{\epsilon}_{vol}$ 为等体积变形引起的应变增量。

$\Delta \bar{\epsilon}_{vol}$ 的计算公式为

$$\Delta \bar{\epsilon}_{vol} = (K_v - 1) \Delta \bar{\epsilon}_{el,r} \quad (13)$$

$$K_v = \left(\frac{1 + \bar{\nu}}{1 + \nu} \right) \left(\frac{1 - \nu}{1 - \bar{\nu}} \right) \quad (14)$$

$$\bar{\nu} = \frac{\nu E_s}{\bar{E}} + 0.5 \left(1 - \frac{E_s}{\bar{E}} \right) \quad (15)$$

$$E_s = \Delta \bar{\sigma} \left/ \left[\frac{\Delta \bar{\sigma}}{\bar{E}} + \left(\frac{\Delta \bar{\sigma}}{A} \right)^{1/\beta} \right] \right. \quad (16)$$

式中: E_s 为正割模量; $\bar{\nu}$ 为修正后的泊松比。

计算得到疲劳评估的总应变范围为 0.186 171 7%。

2.8 循环增强蠕变极限检查

循环增强蠕变极限检查旨在限制循环热载荷引起的蠕变应变增强效应。根据 R5 规程, 基于二次弯曲应力的核心应力计算方法, 评估循环中的核心应力。该方法适用于恒定主载荷与次级载荷结合的情况, 其中次级载荷在关键截面上产生贯穿壳壁的弯曲应力。加载周期参数定义为

$$X = \frac{\sigma_{ref}}{\sigma_y} \quad (17)$$

$$Y = \frac{\Delta Q}{\sigma_y} \quad (18)$$

式中: X , Y 均为加载周期参数; ΔQ 为安定参考应力下结构截面的线性热应力的最大弹性计算范围。

核心应力的计算公式为

$$\sigma_{core} = \left[Y - 2 \sqrt{Y(1-X)} + 1 \right] \sigma_y \quad [Y(1-X) < 1] \quad (19)$$

$$\sigma_{core} = XY \sigma_y \quad [Y(1-X) \geq 1] \quad (20)$$

式中: σ_{core} 为核心应力。

核心应力给出了一个不太保守的安定参考应力, 用于计算极限蠕变累计分数, 计算公式为

$$W = \sum_j n_j \left[\frac{t_j}{t_f(\sigma_{ref,s}, T_{ref,s})} \right] \quad (21)$$

式中: W 为极限蠕变累计分数; $\sigma_{ref,s}$ 为安定参考应力; n_j 为 j 型循环的总次数; t_j 为 j 型稳态保载运行时间; $T_{ref,s}$ 为安定参考蠕变断裂寿命。

计算得到极限蠕变累计分数小于 1, 符合 R5 规程要求。

3 损伤评价

总损伤定义为疲劳和蠕变造成的损伤的线性总和, 当总损伤为 1 时, 裂纹萌生。

产生疲劳损伤的过程包括两个阶段: 第一阶段形成尺寸 a_i 为 0.02 mm 的缺陷; 第二阶段, 该缺陷生长到裂纹萌生判据的指定尺寸 a_0 , a_0 取值通常为略小于 1% 的流体壁厚, 此处计算取 0.7 mm。单次循环的疲劳损伤计算公式为

$$d_f = \frac{1}{N_0} \quad (22)$$

式中: d_f 为单次循环的疲劳损伤; N_0 为在 $\Delta \bar{\epsilon}_t$ 内连续循环条件下产生尺寸 a_0 裂纹的循环次数。

N_0 包括形成 a_i 尺寸微裂纹所需要的循环次数 N_i 和裂纹尺寸从 a_i 扩展到 a_0 所需要的循环次数 N'_g 。

N_i 和 N'_g 的计算公式分别为

$$\ln(N_i) = \ln(N_\ell) - 8.06N_\ell^{-0.28} \quad (23)$$

$$N'_g = M \times (N_\ell - N_i) \quad (24)$$

$$M = \frac{a_{\min} \ln\left(\frac{0.7}{a_{\min}}\right) + (a_{\min} - a_i)}{a_{\min} \ln\left(\frac{a_\ell}{a_{\min}}\right) + (a_{\min} - a_i)} \quad (a_0 > a_{\min}) \quad (25)$$

$$M = \frac{a_0 - a_i}{a_{\min} \ln\left(\frac{a_\ell}{a_{\min}}\right) + (a_{\min} - a_i)} \quad (a_0 < a_{\min}) \quad (26)$$

式中: N_ℓ 为裂纹长度为1 mm时对应的循环次数,通过对数线性插值保守估计为393 971周次; M 为裂纹扩展修正因子; a_{\min} 为参考微裂纹尺寸,取0.2 mm。

根据R5规程,采用延性耗竭法计算蠕变损伤,由于蠕变延性数据随蠕变应变速率的变化关系不易获取,故假设蠕变延性为定值。单次循环的蠕变损伤的计算公式为

$$d_c = \frac{Z\Delta\bar{\sigma}_D}{\bar{E}\bar{\varepsilon}_L} \quad (27)$$

$$\Delta\bar{\sigma}_D = -\frac{\bar{E}\Delta\bar{\varepsilon}_c}{\bar{Z}} \quad (28)$$

式中: d_c 为单次循环的蠕变损伤; $\Delta\bar{\sigma}_D$ 为保载期间的应力松弛量; Z 为弹性跟随因子; $\bar{\varepsilon}_L$ 为蠕变延性最小值; $\Delta\bar{\varepsilon}_c$ 为等效蠕变应变。

根据R5规程,蠕变-疲劳过程中的总损伤的计算公式为

$$D = D_f + D_c \quad (29)$$

$$D_f = \sum_j \frac{n_j}{N_{0j}} = \sum_j n_j d_{fj} \quad (30)$$

$$D_c = \sum_j n_j d_{cj} \quad (31)$$

式中: D 为总损伤; D_f 为总疲劳损伤; D_c 为总蠕变损伤; n_j 为j型循环运行周期。

计算得到单次循环及预期循环次数下的蠕变-疲劳损伤,如表4所示,可知:单次循环总损伤小于1,无裂纹萌生,蠕变损伤占主导;200次循环后累积总损伤大于1,说明此循环次数下裂纹已萌生。根据R5规程中的程序执行蠕变疲劳裂纹扩展计算,可得管板的预期裂纹萌生寿命为107次循环。

表4 损伤计算结果

Table 4 Damage calculation results

循环次数/次	总疲劳损伤	总蠕变损伤	总损伤
1	2.611×10^{-6}	9.271×10^{-3}	9.274×10^{-3}
200	5.222×10^{-4}	> 1	> 1

4 循环热冲击对蠕变-疲劳损伤的影响机制

热冲击循环载荷是诱发管板蠕变-疲劳失效的关键因素之一。为深入理解热冲击失效机制并在实际工程中制定有效的预防策略,需对构成完整热冲击循环的两个关键瞬态过程,即冷流体冲击与热流体冲击工况进行解耦分析。将单次循环中的两段冲击瞬态过程统一为同一种冲击类型,即全部为热流体冲击或全部为冷流体冲击。这样可以有效隔离单一冲击类型(冷冲击或热冲击)的循环载荷效应,聚焦于其对管板蠕变-疲劳交互作用失效行为的独立影响。

采用ABAQUS有限元分析软件进行数值模拟,计算单一冷流体冲击、单一热流体冲击下的单次循环后等效应力场,提取并对比分析两种单次循环中管板关键点的总应变范围、单次循环蠕变损伤、单次循环疲劳损伤以及总损伤。由表5可知:相比热流体冲击+冷流体冲击循环下,纯冷流体冲击循环下总应变范围较大,纯热流体冲击循环下总应变范围较小;相比热流体冲击循环下,冷流体冲击循环下蠕变损伤增大、总损伤较大。

表5 单一冷、热流体冲击下单次循环后的总应变范围、蠕变损伤、疲劳损伤和总损伤

Table 5 Total strain range, creep damage, fatigue damage and total damage after single cycle under single cold fluid impact and single hot fluid impact

工况	总应变范围	蠕变损伤	疲劳损伤	总损伤
单一冷流体冲击	0.348 5%	0.019 310	$>2.611 \times 10^{-6}$	$>0.019 320$
单一热流体冲击	0.166 5%	0.007 415	$<2.611 \times 10^{-6}$	$<0.007 418$

在冷流体冲击下,管板因温度梯度产生高热应力,几何不连续区发生局部塑性变形,从而促进疲劳裂纹萌生与扩展,缩短疲劳寿命;而且,冷流体冲击引入拉应力场,与后续工况载荷叠加,提高蠕变初始

应力水平,加速了蠕变应变速率和蠕变损伤演变,蠕变空洞在晶界处快速形核、生长与连接,从而进一步缩短蠕变寿命。可见冷流体冲击强化了蠕变-疲劳交互作用,使得管板加速失效。热流体冲击时,管板表

面材料产生热膨胀,受内部约束而形成压应力场,且应力水平多维持在弹性变形范围内,不易引发宏观塑性变形;而且,此压应力在后续的蠕变保载阶段能降低初始有效拉应力,导致蠕变应变速率降低、蠕变空洞形核与生长速率减缓以及蠕变损伤累积速率下降。可见热流体冲击对管板寿命的影响相对较小。

冷流体冲击工况的危险性显著高于热流体冲击工况,在小范围温度波动的冷/热流体冲击服役环境中,若需要对流体温度进行调节,优先采用较高温度的热流体。若必须使用冷流体冲击,需严格限制作用区域并选用低温韧性好的材料,同时应避免冷流体冲击与高拉伸载荷的耦合。

5 结 论

(1)经历稳态保载→冷流体冲击→稳态保载→热流体冲击的单次循环工艺时,管板危险点出现于管板与管箱壳壁连接处,蠕变损伤是导致管板失效的主导因素,其累积速率远高于疲劳损伤。

(2)冷/热流体冲击通过热应力的剧烈波动影响关键部位的应力应变响应,从而决定了蠕变-疲劳损伤的演变路径与累积效率,影响管板结构的服役寿命。在小范围温度波动工况中,冷流体冲击在直接加剧疲劳损伤的同时协同加剧蠕变损伤,强化了蠕变-疲劳交互作用,从而加速了结构失效;热流体冲击则有助于降低塑性变形,同时抑制蠕变损伤累积,对结构寿命的影响更小。

(3)冷流体冲击的危险性显著高于热流体冲击,在需调节温度的小幅温变环境中,应优先采用热流体冲击工况。

参考文献:

- [1] 左景伊,左禹. 腐蚀数据与选材手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1995: 26-37.
ZUO J Y, ZUO Y. Corrosion data and material selection manual [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1995: 26-37.
- [2] 徐珊珊, 张阿漫, 谢金鑫, 等. 船用冷凝器非对称布管双管板结构强度评估方法研究 [J]. 中国舰船研究, 2009, 4(5): 38-44.
XU S S, ZHANG A M, XIE J X, et al. Evaluation method for structural strength of asymmetric double tube sheet of marine condenser [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2009, 4(5): 38-44.
- [3] 刘桐. 高温气冷堆蒸汽发生器管板的热应力与疲劳分析 [D]. 北京: 清华大学, 2009.
LIU T. Thermal stress and fatigue analysis of the tubesheet of steam generator in high temperature gas-cooled reactor [D]. Beijing: Tsinghua University, 2009.
- [4] 张欣欣. 高温高压管壳式换热器管板有限元分析 [D]. 自贡: 四川轻化工大学, 2021.
ZHANG X X. Finite element analysis of the tube sheet of high temperature and high pressure shell-and-tube heat exchanger [D]. Zigong: Sichuan University of Science and Engineering, 2021.
- [5] 龚程, 宫建国, 高付海, 等. 基于应力参量的高温结构蠕变设计准则对比及案例分析 [J]. 压力容器, 2019, 36(4): 15-21.
GONG C, GONG J G, GAO F H, et al. Comparison and case analysis of stress-based creep design criteria for high temperature structures [J]. Pressure Vessel Technology, 2019, 36(4): 15-21.
- [6] 涂善东. 高温结构完整性原理 [M]. 北京: 科学出版社, 2003.
TU S D. High temperature structural integrity [M]. Beijing: Science Press, 2003.
- [7] 刘芳, 轩福贞. 基于 ASME 标准的高温压力容器高温疲劳强度设计方法比较 [J]. 压力容器, 2017, 34(2): 14-20.
LIU F, XUAN F Z. ASME code based comparison of high temperature fatigue strength design of high temperature pressure vessel [J]. Pressure Vessel Technology, 2017, 34(2): 14-20.
- [8] 莫亚飞, 龚程, 高付海, 等. 核电高温设备蠕变强度评价方法对比研究 [J]. 压力容器, 2022, 39(7): 35-42.
MO Y F, GONG C, GAO F H, et al. A comparative study on creep evaluation methods of elevated temperature equipment in nuclear applications [J]. Pressure Vessel Technology, 2022, 39(7): 35-42.
- [9] 高付海, 宫建国, 轩福贞. 基于非弹性分析方法的核电高温结构完整性评价框架及应用 [J]. 压力容器, 2022, 39(4): 33-41.
GAO F H, GONG J G, XUAN F Z. Principle and application of structural integrity assessment of nuclear components at elevated temperature based on inelastic analysis routine [J]. Pressure Vessel Technology, 2022, 39(4): 33-41.
- [10] 庾明达, 邵雪娇, 蒲卓, 等. 类裂纹不连续区高温蠕变疲劳评价方法对比 [J]. 压力容器, 2023, 40(10): 38-46.
YU M D, SHAO X J, PU Z, et al. Comparative research on creep-fatigue damage assessment methods for the crack-like discontinuity [J]. Pressure Vessel Technology, 2023, 40(10): 38-46.
- [11] LEE H Y. Comparison of elevated temperature design

- codes of ASME Subsection NH and RCC-MRx[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2016, 308: 142-153.
- [12] 于少博,戴守通,王田静,等.基于ASME III-5规范和R5规程的高温非弹性蠕变疲劳损伤评价方法研究[J]. *压力容器*, 2023, 40(1): 68-74.
- YU S B, DAI S T, WANG T J, et al. Research on evaluation method of high temperature inelastic creep fatigue damage based on ASME III-5 code and R5 procedure[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2023, 40(1): 68-74.
- [13] 刘芳,宫建国,黑宝平,等.核电部件屈曲设计方法的对比分析与案例研究[J]. *压力容器*, 2019, 36(6): 18-26.
- LIU F, GONG J G, HEI B P, et al. Comparative analysis and case study on buckling design methods for components in nuclear power plants[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2019, 36(6): 18-26.
- [14] BRADFORD R A W, HOLT P J. Application of probabilistic modelling to the lifetime management of nuclear boilers in the creep regime: Part 2[J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2013, 111: 232-245.
- [15] 张浩,夏咸喜,张天宇,等.基于不同评估规范的过热器联箱蠕变-疲劳损伤分析[J]. *动力工程学报*, 2025, 45(2): 205-213.
- ZHANG H, XIA X X, ZHANG T Y, et al. Creep-fatigue damage assessment of a superheater header based on different evaluation codes[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2025, 45(2): 205-213.

Creep-Fatigue Damage of Gas-Cooled Reactor Superheater Tube Plate under Thermal Shock Cyclic Loading

WEI Qian Yong¹, WANG Xiaoxiao¹, CHEN Haofeng¹, PENG Heng²

(1. School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China;

2. Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The gas-cooled reactor steam superheater tube plate made of 800H austenitic alloy was taken as the research object. By the simplified elastic stress analysis method of volume 2/3 of the R5 procedure, combining with finite element simulation, the steady-state cyclic stress and strain of the tube plate experienced combined impact of hot and cold fluids were estimated. Creep-fatigue damage analysis was carried out, and the influence of cyclic loads on the failure behavior of key positions of the tube plate was studied. The creep-fatigue life was predicted. The results show that after one single cycle consisting of steady-state load retention→cold fluid impact→steady-state load retention→hot fluid impact processes, the critical point of the tube sheet appeared at the junction between the tube sheet and the tube box shell. Creep damage was the dominant factor leading to the failure of the tube sheet, and its cumulative rate was much higher than that of fatigue damage. The fluid impact significantly affected the stress-strain response at key positions through the intense fluctuation of thermal stress, thereby determining the evolution path and cumulative efficiency of creep-fatigue damage, and affecting the service life of the tube plate structure. Under the small temperature fluctuation condition, the cold fluid impact directly aggravated fatigue damage while simultaneously intensifying creep damage, strengthening the interaction between creep and fatigue, and accelerating structural failure. The hot fluid impact could reduce the plastic deformation and inhibited the cumulative of creep damage, having a relative small effect on the structure service life. Cold fluid impact was danger than hot fluid impact. In the small temperature variation environment that required temperature adjustment, the hot fluid impact condition should be given priority.

Key words: R5 procedure; thermal shock; superheater tube plate; creep-fatigue; life prediction