

文章编号: 0258-0926(2016)05-0029-04; doi: 10.13832/j.jnpe.2016.05.0029

蒸汽发生器防振条偏移对管束流致振动及磨损的影响分析

朱 勇, 韩同行, 任红兵

深圳中广核工程设计有限公司, 广东深圳, 518124

摘要: 某电厂蒸汽发生器在进行役前涡流检查时发现第 3 组防振条向冷侧偏移约 10°。基于蒸汽发生器管束流致振动专用分析软件 GERBOISE 分别对防振条偏移前后管束的流弹特性、湍流激励响应以及微振磨损进行计算; 通过对比防振条偏移前后的计算结果, 评估防振条偏移对管束流致振动和微振磨损的影响。评估结果表明, 防振条的偏移不会导致传热管出现不可接受的流致振动和过量的微振磨损。

关键词: 蒸汽发生器; 防振条偏移; 流致振动; 微振磨损

中图分类号: TL364 **文献标志码:** A

Analysis of Effect of Steam Generator Anti-Vibration Bars Shift on Flow Induced Vibration and Wear of Tube Bundle

Zhu Yong, Han Tonghang, Ren Hongbing

China Nuclear Power Design Company, Ltd., Shenzhen, Guangdong, 518124, China

Abstract: During the pre-service eddy current inspection (PSI) of the steam generator of a power station, it was determined that the anti-vibration bars (AVBs) No.3 shifted from the design location to the cold side by approximately 10 degrees. Based on the specific flow induced analysis program GERBOISE, flow elastic characteristic, turbulence excitation response and fretting wear of the tube bundle for both AVBs design and shifted locations are calculated. By comparison of the calculated results of design and shifted conditions, the effects of AVBs shift on flow induced vibration and fretting wear are evaluated. The evaluated conclusion is that the shifted AVBs will not lead to the unaccepted flow induced vibration response and excessive fretting wear for the heat transfer tube.

Key words: Steam generator, Anti-vibration bars shift, Flow induced vibration, Fretting wear

0 引言

蒸汽发生器管束防振条的主要功能为防止传热管出现不可接受的流致振动和过量的微振磨损。某核电厂蒸汽发生器(SG)弯管段设置了 3 组防振条; 在传热管进行役前涡流检查时, 发现第 3 组防振条信号异常。根据涡流检测数据, 以最外侧传热管 C53 列(C 表示传热管在管板上所处的列标识, 从 C1 列到 C53 列传热管弯管半径逐渐增大, 其中 C53 列为弯管半径最大传热管)

为例, 该蒸汽发生器第 3 组防振条整体向冷端偏移 10.57° (沿最外侧传热管弧长偏移 277 mm)。

在防振条组件发生偏移后, 支撑位置发生改变, 无支撑跨距改变, 会导致传热管频率变化。相比设计位置, 对管束可能造成如下影响: 引起流弹不稳定率发生改变; 导致湍流激励下的振动响应水平发生改变; 引起防振条支撑位置处传热管的磨损量发生变化。本文基于蒸汽发生器管束流致振动专用分析软件 GERBOISE, 将管

收稿日期: 2015-11-23; 修回日期: 2015-12-20

作者简介: 朱 勇(1985—), 男, 工程师, 现主要从事蒸汽发生器热流致振动分析及力学分析工作

束区域的蒸汽-水两相流等效为均相流模型作为分析的流场输入,评估防振条偏移对传热管流致振动特性和微振磨损的影响。

1 分析模型

1.1 线性模型

研究传热管的流弹特性和湍流激励响应应采用线性有限元模型,假设偏移前后防振条和支撑板的支撑位置均为简支支撑,不考虑支撑间隙处的作用力,传热管采用梁单元进行建模。图1为C53列传热管偏移前后的支撑点位置。

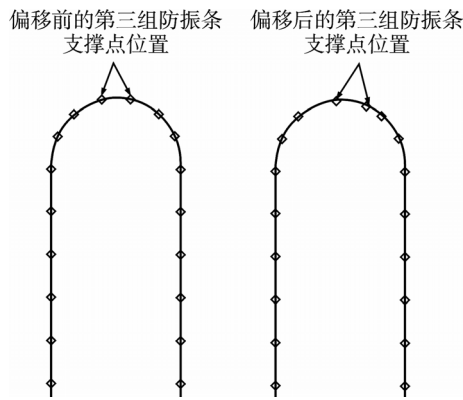


图1 传热管线性有限元模型和边界条件
Fig. 1 Linear Finite Element Model and Boundary Condition for Heat Tube

1.2 非线性模型

为了评估传热管和防振条之间的磨损,在非线性模型中选用 GERBOISE 中带间隙的支撑单元来模拟传热管和支撑板之间的载荷。支撑间隙取设计间隙。

传热管和防振条之间的法向冲击力 $F_C(t)$ 为:

$$F_C(t) = -K_C x(t) \cdot n \quad (1)$$

式中, $x(t)$ 为传热管法向位移; K_C 为冲击刚度; n 为方向矢量; t 为时间。

应用库伦模型^[1],切向摩擦力作用可以分为为滑移和粘滞2个阶段:

$$F_T(t) = -\mu \frac{X_T(t)}{\|X_T(t)\|}, \quad X_T(t) \neq 0 \quad (\text{滑移}) \quad (2-1)$$

$$F_T(t) < \mu \|F_C(t)\|, \quad X_T(t) = 0 \quad (\text{粘滞}) \quad (2-2)$$

式中, $F_T(t)$ 为切向摩擦力; μ 为摩擦系数; $X_T(t)$ 为传热管切向速度。

2 传热管流弹失稳评估及防振条偏移影响对比分析

2.1 机理和模型

管束在横向流作用下,管子和流体之间、相邻管子之间会出现耦合作用。随着流速的增大,这种耦合作用产生的输入能量不断增大;当输入的能量大于管子自身所耗散的能量时,传热管会出现大幅振动,被称为流弹失稳。

管束的流弹不稳定现象可用引起流弹失稳的临界流速 U_{cn} 来描述。

本文采用 CONNORS 准静态模型^[2]来计算传热管流弹不稳定临界速度:

$$U_{cn} = \beta f_n D \sqrt{\frac{m_o 2\pi \xi_n}{\rho_o D^2}} \quad (3)$$

式中, D 为传热管外径; β 为流弹不稳定系数; f_n 为固有频率; ξ_n 为阻尼比; m_o 和 ρ_o 分别为参考质量和密度, β 在直管段取 2.9,弯管段取 4.0^[2],此处所有模态 ξ_n 取 2%^[3]。

对于各阶模态,计算传热管的管间有效激励流体速度 U_n :

$$U_n = \sqrt{\frac{\int_0^L \frac{\rho(x)}{\rho_o} V^2(x) \varphi_n^2(x) dx}{\int_0^L \frac{m(x)}{m_o} \varphi_n^2(x) dx}} \quad (4)$$

式中,每阶频率和模态 $\varphi_n(x)$ 由模态分析得到,质量矩阵为单位矩阵;传热管密度(包括一次侧和二次侧密度) $\rho(x)$ 和管间横向速度 $V(x)$ 沿传热管长度的分布通过三维热工水力分析得到。

将式(4)与式(3)相比,得到流弹不稳定率,且须满足稳定判据: $U_n/U_{cn} < 0.75$ 。

2.2 最大面外流弹不稳定率计算结果与防振条偏移影响对比

分别计算处于结构和热工临界位置的传热管在 0~250 Hz 频率范围内的面外流弹不稳定率。第 3 组防振条设计位置和偏移位置的传热管的最大面外流弹不稳定率见表 1。

由表 1 可见, C10 列到 C37 列的传热管最大流弹不稳定率较偏移前无变化,弯管半径较大的 C45 列和 C53 列传热管最大不稳定率有所上升,其中 C53 列传热管最大不稳定率由 0.327 上升到 0.468, C53 列传热管流弹不稳定率上升幅度较大

表1 防振条偏移前后最大面外流弹不稳定率对比
Table 1 Comparison of Max Out-plane Fluid-Elastic Instability Ratio for AVBs Design Location and Shift

传热管编号	设计位置传热管流弹不稳定率最大值	偏移位置传热管流弹不稳定率最大值	设计要求
C10R54	0.335	0.335	0.75
C21R50	0.319	0.319	0.75
C22R50	0.318	0.318	0.75
C25R48	0.316	0.316	0.75
C29R45	0.315	0.315	0.75
C37R39	0.307	0.307	0.75
C45R29	0.304	0.329	0.75
C53R04	0.327	0.468	0.75

注：R 表示传热管在管板上所处的排标识

是由于无支撑跨距增幅较大以及临界频率和模式阵形较设计位置有所变化造成的。

所有传热管的最大流弹不稳定率在偏移前后均满足设计要求。

3 传热管湍流响应计算及防振条偏移影响对比

3.1 机理与模型

采用文献[4]中的半经验公式计算湍流激励下的位移响应值：

$$\sigma_n^k(x) = \frac{1}{2} \overline{\rho V}^2 D \frac{\varphi_n^k(x) L}{8 \pi^{3/2} m_n f_n^2 \xi_n^{0.5}} \times \left[a_n f_r \frac{D}{D_0} \frac{L_0}{L} \tilde{\phi}_F^e(f_r) \right]^{1/2} \quad (5)$$

式中， f_r 为传热管的缩减频率； m_n 为传热管的第 n 阶模态质量； $\varphi_n^k(x)$ 为第 n 阶模态的模式振形； $\sigma_n^k(x)$ 为第 n 阶模态的均方根位移响应值； k 为自由度； $\overline{\rho}$ 和 \overline{V} 为二次侧平均密度和平均管间速度； L 为传热管长度； L_0 和 D_0 分别为传热管参考长度和参考外径； a_n 为模态相关因子； $\tilde{\phi}_F^e(f_r)$ 为湍流力的简化谱。

沿着管子长度方向的均方根位移通过模态叠加法得到：

$$\sigma^k(x) = \sqrt{\sum_{n=1}^N [\sigma_n^k(x)]^2} \quad (6)$$

3.2 湍流响应计算结果与防振条偏移影响对比

采用包络的激励谱作为计算输入，计算得到防振条偏移前后沿传热管长度方向的位移均方根最大值（表2）。

由表2可见：对于弯管半径较小的C10列到

C37列传热管，由于防振条偏移导致的无支撑跨距变化较小，所以最大振动幅度无变化。由于弯管半径较大的传热管的无支撑跨距受防振条偏移影响较大，最大湍流激励振动响应值有微小上升。

表2 防振条偏移前后最大湍流激励响应对比
Table 2 Comparison of Max Turbulence Excitation Response for AVBs Design Location and Shift

传热管编号	防振条设计位置传热管湍流均方根最大值/ μm	防振条偏移位置传热管湍流均方根最大值/ μm
C10R54	18.1	18.1
C21R50	18.1	18.1
C22R50	18.1	18.1
C25R48	18.0	18.0
C29R45	18.0	18.0
C37R39	18.0	18.0
C45R29	17.9	18.0
C53R04	17.9	18.0

对于弯管半径较大的传热管（如C45列和C53列传热管），防振条偏移前后弯管区湍流响应有一定幅度的上升（图2），但是就整个传热管而言，湍流响应最大值发生在直管段而非弯管段（图3）且最大振动幅值无变化。

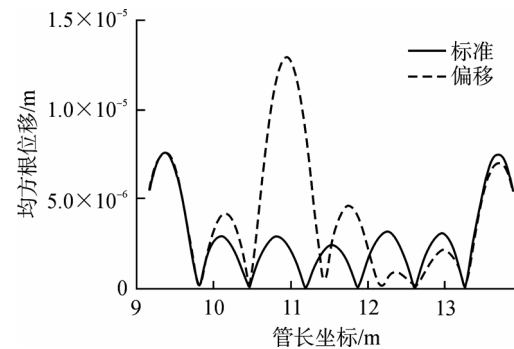


图2 防振条偏移前后传热管弯管段湍流响应对比 (C53R04)

Fig. 2 Turbulence Response of U-Bent Part of Tube for AVBs Design Location and Shift (C53R04)

4 传热管微振磨损评估及防振条偏移影响对比分析

4.1 机理与模型

传热管微振磨损在工程上通常采用 Archard 磨损模型^[5]：

$$V = K_w \dot{W}t \quad (7)$$

$$\dot{W} = \frac{1}{T} \int_0^t F_N(t) \cdot S(t) dt \quad (8)$$

表3 防振条偏移前后传热管40a寿期磨损厚度对比

Table 3 Comparison of 40 a Life Time Wear Thickness of Heat Transfer Tubes for AVBs Design Location and Shift

传热管编号	设计位置磨损最大值/%	偏移位置磨损最大值/%	设计要求/%
C10R54	6.98	6.98	40
C21R50	27.36	28.49	40
C22R50	26.61	31.93	40
C25R48	24.48	25.90	40
C29R45	26.41	23.23	40
C37R39	27.36	25.87	40
C45R29	22.39	20.28	40
C53R04	17.51	17.43	40

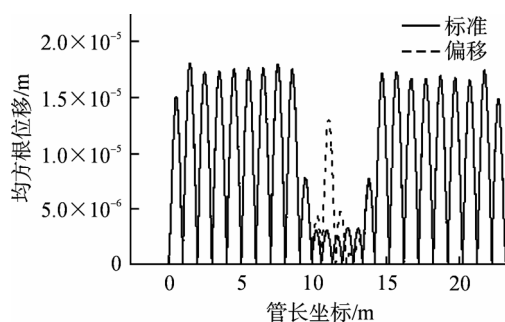


图3 防振条偏移前后传热管整体湍流响应对比 (C53R04)

Fig. 3 Turbulence Response of Whole Part of Heat Transfer Tubes for AVBs Design Location and Shift (C53R04)

式中, K_w 为磨损系数; V 为磨损体积; \dot{W} 为磨损功率; $F_N(t)$ 为传热管所受的正向冲击力; $S(t)$ 为传热管与防振条接触时的滑移距离。

4.2 磨损计算结果及防振条偏移影响对比分析

第3组防振条偏移前后传热管和防振条的40a寿期磨损厚度最大值见表3;表3中的磨损计算值均用最小壁厚的百分比表示。根据ASME规范^[3],磨损厚度超过传热管最小壁厚的40%时,传热管有破裂的风险,需进行堵管操作。

从表3可以看出,防振条偏移后磨损厚度最大值有所上升,但仍满足设计要求。

5 结论

本文对某核电厂蒸汽发生器防振条偏移前后的传热管进行了流致振动和磨损分析,得出以下

结论:

(1) 管束的最大流弹不稳定率由偏移前的0.335上升到0.468,所有传热管的最大不稳定率在偏移前后均满足设计要求。

(2) 防振条偏移后弯管半径较大的传热管在弯管段的振幅有一定提高,防振条偏移前与偏移后振幅最大值均出现在直管段且振幅最大值基本无变化。

(3) 防振条偏移位置处的传热管最大磨损厚度相比无偏移位置处有所上升,但仍能满足设计要求。

参考文献:

- [1] Antunes J, Axisa F, Beaufils B. Coulomb friction modeling of multi-span tube bundles [J]. Journal of Fluid and Structure, 1980, 4: 233-251.
- [2] CONNORS H J. Fluidelastic vibration of heat exchange tube arrays [J]. Journal of Mechanical design, 1978, 100: 374-353.
- [3] ASME锅炉及压力容器规范第III卷附录N-1311,核设施部件建造规则[S]. 2004.
- [4] Axisa F, Antunes J, Villard B. Random excitation of heat exchanger tubes by cross-flows [J]. Journal of Fluid and Structure, 1990, 4: 321-341.
- [5] Feldman H, Park C Y. Steam Generator Management Program: PWR Steam Generator Tube Wear - Alloy 690/Foreign Objects[R]. 1014801, Palo Alto, CA: EPRI, 2007.

(责任编辑:孙凯)