

# 蒸汽发生器管束的固有振动分析

李跃忠, 韩良弼, 王柏松

(深圳中广核工程设计有限公司, 上海 200030)

**摘要:**通过对蒸汽发生器管束模型的建立,采用有限元分析方法,研究了支撑板、流量分配板、防振杆、环箍等部件对管束固有振动的影响。同时考虑了传热管内外流体对管束固有频率的影响。计算表明:防振杆与环箍的结构和尺寸对蒸汽发生器管束的固有振动频率有显著影响。

**关键词:**蒸汽发生器;管束;有限元分析;固有振动

中图分类号:TL327

文献标志码:A

文章编号:1000-6931(2008)S1-0458-05

## Natural Vibration Analysis of Tube Bundle in Steam Generator

LI Yue-zhong, HAN Liang-bi, WANG Bai-song

(China Nuclear Power Design Company, Ltd., Shenzhen, Shanghai 200030, China)

**Abstract:** A finite element model was established to research on natural vibration of tube bundle in steam generator. The support plate, flux distribution board, anti-vibration bar and loop hoop were researched on the effect of the natural vibration through finite element analysis method. The inside and outside fluids of the U-tubes were considered in this model too. It is certified that the structure and size of the anti-vibration bar and loop hoop have notable effect on the natural vibration.

**Key words:** steam generator; tube bundle; finite element analysis; natural vibration

蒸汽发生器传热管在壳侧腐蚀介质中因水流振动引起的破损会降低热效率,严重时造成事故停堆。因此,分析传热管的振动影响因素和采取抑制振动的结构,是蒸汽发生器设计过程中研究的重要项目之一。

本文在前人研究的基础上,采用成熟的ANSYS软件对管束的振动进行分析计算,研究多种因素对传热管固有振动频率的影响。

### 1 模型建立

图1为蒸汽发生器的结构图。分析管束的

固有振动时,需包括的部件有:传热管、支撑板、流量分配板、拉杆、防振杆、环箍。

图2为ANSYS中建立模型的坐标系,坐标中心为管板上表面的中心,与传热管面内平行的平面为 $xy$ 平面,与传热管面外平行的平面为 $yz$ 平面,与支撑板、流量分配板平面平行的平面为 $xz$ 平面。

#### 1.1 等效折算

振动分析时,管单元质量需考虑管内水、管外二次侧流体的附加质量;支撑板、流量分配板、拉杆、防振杆、环箍需考虑蒸汽发生器二次

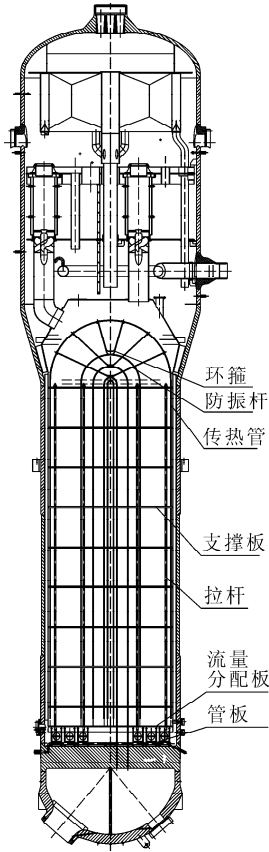


图 1 蒸汽发生器结构

Fig. 1 Structure of steam generator

侧流体的附加质量。同时,支撑板、流量分配板需等效为当量实心板。

1) 传热管附加水的等效

传热管采用的材料为 Inconel 690<sup>[1]</sup>。运行工况温度条件下,传热管杨氏模量  $E_t = 193.4 \text{ GPa}$ ,泊松比  $\nu_t = 0.3$ 。

传热管的等效密度按下式求得:

$$\rho_{\text{equ}} = \frac{m_{\text{pipe}} + m_{\text{outw}} + m_{\text{inw}}}{S_{\text{pipe}}} = \frac{\pi[\rho_{\text{pipe}}(D_2^2 - D_1^2) + C_m \rho_{\text{outw}} D_2^2 + \rho_{\text{inw}} D_1^2]/4}{\pi(D_2^2 - D_1^2)/4}$$

式中: $\rho_{\text{pipe}}$  为传热管密度; $\rho_{\text{inw}}$  为管内水密度; $\rho_{\text{outw}}$  为管外流体密度; $D_2$  为管外径; $D_1$  为管内径; $C_m$  为管外附加水的等效系数(可按文献[2]求得)。

计算得: $\rho_{\text{equ}} = 17.658 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。

2) 支撑板、流量分配板的等效

支撑板采用的材料为 Z10C13,密度  $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,弹性模量  $E = 183.36 \text{ GPa}$ ,泊松比  $\nu = 0.3$ 。

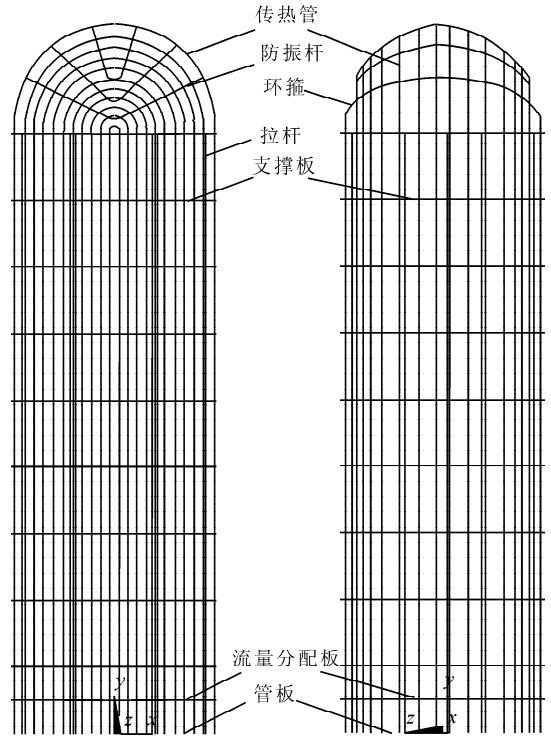


图 2 管束模型的坐标系

Fig. 2 Coordinate of tube bundle model

(1) 计算等效弹性模量、等效泊松比,使等效的实心板与孔板的振动性能相同,同时外形几何参数相同。

传热管穿过支撑板处为梅花孔,需将其等效成圆孔,等效原则为两者面积相等。

计算得: $S = 482.6863 \text{ mm}^2, r_{\text{eq}} = 12.40 \text{ mm}$ 。

按参考文献[3],计算得等效弹性模量及等效泊松比: $E^* = 18.21 \text{ GPa}, \nu^* = 0.137$ 。

(2) 计算等效密度。将支撑板浸没于二次侧流体中。振动分析时,需考虑附加质量。圆板或环形板在水中振动时,附加质量与其几何尺寸、支撑形式、没入水中的深度有关,同时与其振型有关,振型不同,附加质量不同<sup>[4]</sup>。此处采用较为简化且偏保守的公式进行计算。

$$\rho_{\text{eq}} = (M_{\text{H}} + M_{\text{plate}})/V_{\text{plate}} = 24.09 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$$

式中: $M_{\text{plate}}$  为板的质量; $M_{\text{H}}$  为水的附加质量(可按文献[5]求得)。

流量分配板的中心采用圆孔简化, $r_{\text{eq}} = 527.595 \text{ mm}$ 。

采用与支撑板相同的等效方式,可计算得等效弹性模量、等效泊松比、等效密度(表 1)。

表1 各部件的等效参数

Table 1 Equivalent parameters of components

部件	弹性模量/ (N·mm <sup>-2</sup> )	泊松比	密度/ (kg·mm <sup>-3</sup> )
传热管	1.934×10 <sup>5</sup>	0.3	1.765 8×10 <sup>-5</sup>
拉杆	1.836×10 <sup>5</sup>	0.3	8.55×10 <sup>-6</sup>
防振杆	1.836×10 <sup>5</sup>	0.3	8.55×10 <sup>-6</sup>
环箍	2.000×10 <sup>5</sup>	0.307 3	9.215×10 <sup>-6</sup>
支撑板	1.821×10 <sup>4</sup>	0.137	2.409×10 <sup>-5</sup>
流量分配板	4.144×10 <sup>4</sup>	0.122	3.250×10 <sup>-5</sup>

### 3) 防振杆、拉杆、环箍的等效

防振杆采用的材料为 Z6Cr13。密度  $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ，泊松比  $\nu = 0.3$ ，弹性模量(采用插值法)  $E = 183.36 \text{ GPa}$ 。

防振杆浸没于二次侧流体中，需考虑其附加质量。防振杆的截面为实心矩形截面，目前仍无相关附加质量的研究，取  $C_m = 1$ 。计算得等效密度为：

$$\rho_{\text{eq}} = \frac{\rho_{\text{bar}} V_{\text{bar}} + C_m \rho_{\text{outw}} V_{\text{bar}}}{V_{\text{bar}}} =$$

$$\rho_{\text{outw}} + \rho_{\text{bar}} = 8.55 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$$

式中： $\rho_{\text{outw}}$ 为二次侧(即管外)流体的密度； $\rho_{\text{bar}}$ 为防振杆的密度。

拉杆使用的材料为 Z10Cr13(与支撑板相同)，环箍采用的材料为 NC15Fe，即 Inconel 600<sup>[6]</sup>。

## 1.2 约束条件

- 1) 传热管和管板连接处视为固支；
- 2) 传热管与支撑板接触处约束为支撑板面内的两方向线位移相同；
- 3) 传热管与流量分配板接触处约束为在流量分配板面内两方向线位移相同；
- 4) 支撑板、流量分配板与蒸汽发生器内套筒连接处视为简支；
- 5) 拉杆和支撑板连接处约束为线位移相同；
- 6) 防振杆、环箍、传热管 3 者接触点的线位移相同；
- 7) 传热管弯头部分与防振杆接触的其余各点面外线位移相同；
- 8) 传热管弯头部分与防振杆接触的其余

各点面内采用了扭转弹簧和拉压弹簧来简化，扭转弹性系数  $\alpha = 6.82 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，拉压弹性系数  $\beta = 6.867 \times 10^5 \text{ N/m}$ <sup>[7]</sup>。

图 3 为显示上述约束条件的计算模型。

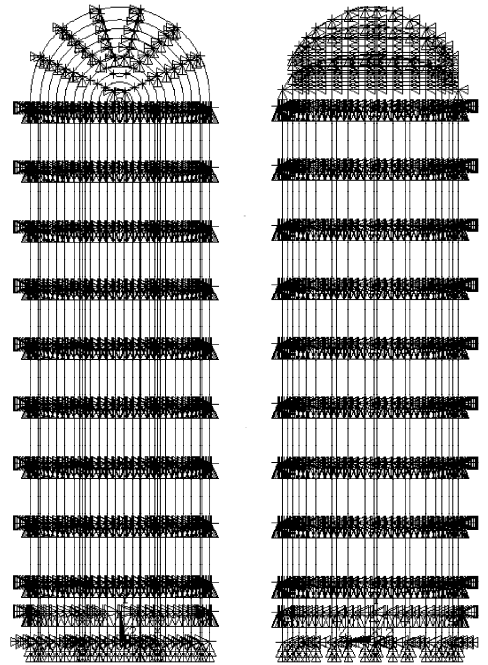


图3 管束模型的约束

Fig. 3 Constrains of tube bundle model

## 1.3 ANSYS 模型

蒸汽发生器中传热管实际数目为 4 454 根，防振杆数目为 300 根。在分析传热管固有频率时，如果将 4 454 根传热管全部选取，则由于电脑容量等原因无法进行计算。该模型按一定规则选取 126 根传热管，40 根防振杆，选取全部支撑板、流量分配板、拉杆进行研究。对弯头处的环箍进行了简化处理，即将防振杆端部依次连接。管束模型中主要采用三维管单元、三维梁单元和板单元，弹簧单元和约束方程用来模拟各部件及其连接和支撑情况，有限元节点总数为 22 896，单元总数为 24 305。

## 2 模态分析结果

采用 ANSYS 程序，对建立的模型进行子空间法模态分析的结果列于表 2，图 4 是表 2 中前 4 阶的振型图。可见，基频及前几阶频率的振动主要发生在管束头部，为管束头部的整体振动。

表 2 固有频率计算值  
Table 2 Result of natural frequency

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	5.639 0	26	20.420	51	21.720	76	24.856
2	11.979	27	20.574	52	22.204	77	24.886
3	15.040	28	20.769	53	22.338	78	24.901
4	15.208	29	20.974	54	22.471	79	26.392
5	15.475	30	21.054	55	22.593	80	27.759
6	15.537	31	21.158	56	22.657	81	27.926
7	15.798	32	21.163	57	22.693	82	28.018
8	16.013	33	21.283	58	22.704	83	28.660
9	16.154	34	21.344	59	22.714	84	28.925
10	16.251	35	21.356	60	22.724	85	28.977
11	16.480	36	21.367	61	22.875	86	29.118
12	16.661	37	21.390	62	22.964	87	29.125
13	16.821	38	21.427	63	23.004	88	29.190
14	16.894	39	21.457	64	23.015	89	29.231
15	16.933	40	21.463	65	23.043	90	29.254
16	16.954	41	21.481	66	23.046	91	29.265
17	16.966	42	21.491	67	23.058	92	29.311
18	16.973	43	21.506	68	23.799	93	29.765
19	17.198	44	21.511	69	23.804	94	29.945
20	17.320	45	21.532	70	23.954	95	30.021
21	17.608	46	21.536	71	24.136	96	30.057
22	18.011	47	21.551	72	24.531	97	30.076
23	19.009	48	21.624	73	24.693	98	30.087
24	19.750	49	21.675	74	24.710	99	30.094
25	19.968	50	21.705	75	24.804	100	30.097

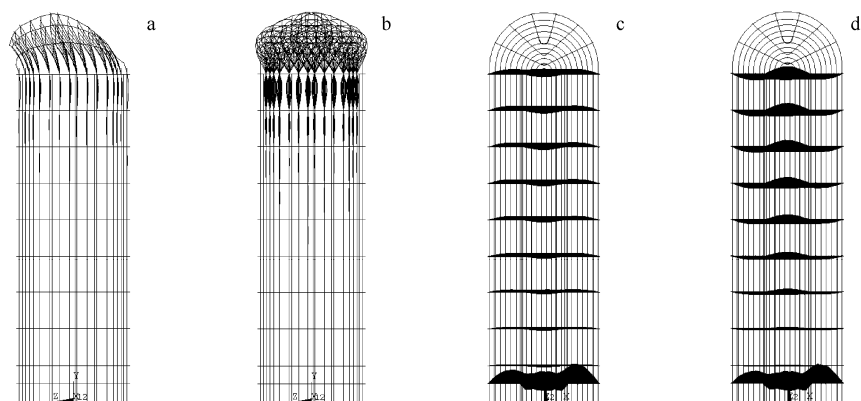


图 4 管束振型

Fig. 4 Mode shape

a—第 1 阶;b—第 2 阶;c—第 3 阶;d—第 4 阶

### 3 结论与讨论

1) 拉杆自振频率较高, 主要对支撑板起支撑作用。

2) 支撑板、流量分配板的振动对传热管振动有一定影响, 但影响不大。

3) 如果传热管面外没有约束, 其振动频率将非常低, 防振杆对传热管面外振动有一定改善作用。但计算表明: 传热管振动与防振杆振动相互影响, 传热管与防振杆耦合形成的面外振动频率相对比较低。

4) 采用环箍可明显改善传热管的振动性能。计算表明: 环箍的结构尺寸对于管束振动的基频有较大影响, 当环箍的截面直径相比设计尺寸增大时, 基频会有所降低。

5) 文中采用的传热管数量为 126 根, 在研究过程中, 曾取传热管数量为 54、96、126、152, 对应基频分别为 3.601 7、5.297 6、5.639 0、5.765 0 Hz。可见: 当传热管数量增加时, 传热管及其相关部件的基频呈上升趋势, 当传热管数量继续增加时, 基频增加较小, 即基频收敛。考虑选择传热管数量增加带来的运算问题, 此处选择 126 根传热管进行分析。

本文中未计传热管与支撑板或流量分配板

间的间隙碰撞的局部效应。

#### 参考文献:

- [1] Special Metal Company. Inconel alloy 690 datasheet[EB/OL]. www.Specialmetials.com, 2003.
- [2] CHEN S S. Vibration of nuclear fuel bundles [J]. NED, 1975, 35: 399-422.
- [3] THOMAS S. Stress analysis of thick perforated plates [M]. [S. l.]: Technomic Publication, 1972.
- [4] AMABILI M. Effect of finite fluid depth on the hydroelastic vibrations of circular and annular plates [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(4): 909-925.
- [5] FRITZ R J. The effect of liquid on the dynamic motions of immersed solid[J]. Journal of Engineering for Industry, 1972.
- [6] Special Metal Company. Inconel alloy 600 datasheet[EB/OL]. www.Specialmetials.com, 2003.
- [7] 韩良弼, 施国麟, 姚伟达, 等. 蒸汽发生器传热管固有振动试验和分析研究[M]. 北京: 中国核情报中心, 1987.