

燃气轮机箱装体底架结构分析

盛惠瑜 袁曾寿 马家驹 尤国英

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

[提要] 本文用有限元法,对英国SM1A燃气轮机箱装体底架的刚度、固有频率与振型、强迫振动位移响应以及底架工字型截面参数的优化进行了计算分析,讨论了多自由度系统振动的特点,得到一些初步结论。

关键词 燃气轮机 箱体底座 多自由度系统 有限元法 分析

一、前言

燃气轮机机组设计中,广泛地采用箱装体结构。箱装体结构上主要由刚性底架与箱体组成,底架直接安装于刚性基础上(陆用),或者通过减振器与基础连接(船用)。底架的主要功能是增强机组支承刚性,均化通过减振器传给机组的强冲击负荷。SM1A箱装体(见图1)具有一定的代表性,我们用有限元方法^[1]对SM1A底架结构的力学特性,进行了下列计算分析。

(1) 静刚度。前9阶固有频率与振型,强迫振动位移响应及响应特性。

(2) 结构分析。底架主梁工字型截面腹板厚度 n ,翼板厚度 m (图2),针对不同的 n/m 进行静动力分析。取 $n/m=0.25, 0.50, 0.75, 1.0$ 。

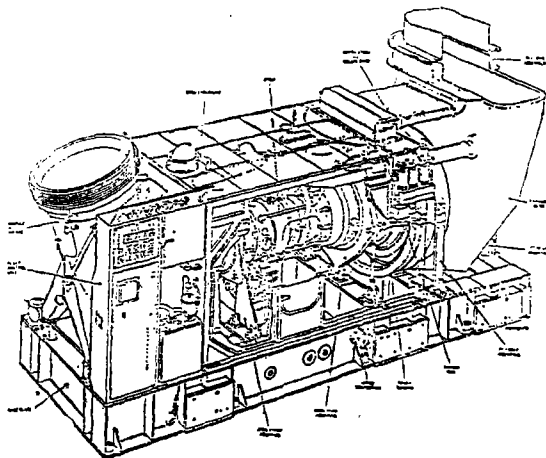


图1 SM1A箱装体外形图

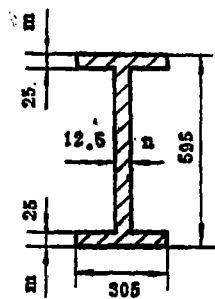


图2 底架主梁横截面

二、模型要点

1. 按底架结构与载荷状况,处理成每个节点为六个自由度的三维刚架,隔音底板

本文收到日期:1987年9月1日

的托架为三个自由度的三维桁架。有11种形状或尺寸不同的横截面。整个底架以173个节点划分成195个三维框架单元, 总共990个自由度(参见图4)。

2. 底架所承受的各种载荷(箱体、发动机、进排气蜗壳、发动机支架等), 按其重心与支承位置分配载荷, 以集中质量或均布荷载计入。同时计入底架自身以及焊接其上的块、板质量。

3. 底架与基础联接视为8点铰支。同时亦假定为固支计算, 进行比较。

三、主要条件

根据收集到的SM1A箱装体有关资料, 计算按下述条件进行:

1. 尺寸 总体尺寸 7060×1960×620 [mm], 主纵梁2条、主横梁7根, 副梁8根。主副梁主要为工字型截面, 典型尺寸见图2。我们判断 $n/m=0.5$ 。

2. 质量 底架及承载共为22685kg, 其中:

| | | | |
|----------|--------|--------------|--------|
| 底架 | 6711kg | 进气弯管组件 | 915kg |
| 箱装体罩壳 | 3303kg | 燃气发生器(GTCU) | 1760kg |
| 排气蜗壳 | 2680kg | GTCU与动力涡轮过渡段 | 260kg |
| 动力涡轮转子组件 | 1230kg | 动力涡轮承力件 | 1800kg |
| 动力涡轮后支承环 | 350kg | 其它 | 2761kg |
| 动力涡轮前支承环 | 915kg | | |

3. 激振力幅值与频率

动力涡轮转子 $n=5220\text{r/min}$, 同底架第5振型固有频率 ω_5 只相差1.8%, 故取激振力频率 $\theta=\omega_5$ 。激振力最大幅值以动力涡轮转子动不平衡量的200倍考虑, 相当于不平衡量为5000g-cm。变化规律 $\beta=P\sin\theta t$ ($P=14.9\text{MN}$)

另外, 又假定 θ 分别与底架其余8个固有频率相等, 进行响应分析。

4. 激振力输入点位置

对 $\theta=\omega_i$ ($i=1, 2, \dots, 9$), 都以动力涡轮四个支承点(第122, 123, 164, 168号节点)为输入点。

5. 阻尼模式

在小阻尼前提下, 主要按Rayleigh阻尼计算阻尼比 ξ_i , 以 $\xi_1=0.05$, $\xi_2=0.10$ 确定比例常数 $a, b^{[2]}$ 。

四、计算方法简介

1. 三维框架单元^[1]

SAP84的框架单元允许有轴向拉压变形、轴向扭转变形和具有剪切作用的弯曲变形。除节点上可加集中力和集中力矩外, 在单元内部可作用均布力、集中力、集中弯矩、梯形载荷、温度载荷及子应力载荷。

单元的变形由两个节点的位移 $u_K^{(j)}$, $u_K^{(j)}$ ($K=1, 2, 3$) 以及横截面的转角 $W_K^{(j)}$,

$W_k^{(j)}$ ($K=1, 2, 3$) 确定。记为列阵:

$$U_i = (u_1^{(j)}, u_2^{(j)}, u_3^{(j)}, W_1^{(j)}, W_2^{(j)}, W_3^{(j)}, u_1^{(j)}, u_2^{(j)}, u_3^{(j)}, W_1^{(j)}, W_2^{(j)}, W_3^{(j)})^T$$

与 U_i 相对应的广义等效节点力:

$$P_i = (f_1^{(j)}, f_2^{(j)}, f_3^{(j)}, m_1^{(j)}, m_2^{(j)}, m_3^{(j)}, f_1^{(j)}, f_2^{(j)}, f_3^{(j)}, m_1^{(j)}, m_2^{(j)}, m_3^{(j)})^T$$

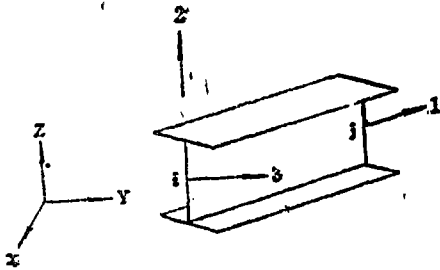


图3 SLP84 框架单元和局部坐标系

2. 分块Ritz向量法求频率与振型^[1]

SLP84分块Ritz向量法是在Ritz向量法基础上, 利用分块外存的静力求解器来解特征值问题。这就使解题规模大为扩展。该方法首先将总刚度矩阵分块, 并作三角分解, 再求解Ritz向量组^[3]。

3. 振型迭加法求动力响应^[1]

对无阻尼或Rayleigh阻尼的振系, 方程是:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(x, t) = q(s)f(t)$$

由于阻尼 $C = C_R K + C_m M$

故有 $\phi^T C \phi = C_R A + C_m I$

可将动力学方程变换成自由度之间完全解耦的一组常系数微分方程组:

$$\ddot{Y} + (C_m I + C_R A) \dot{Y} + AY = \phi^T q(s)f(t)$$

用数值积分来求解这一组Y。

4. PLOTGSS绘图程序

针对我们的绘图机(SR-6602), 自行编制的PLOTGSS程序^[4], 目前可以联机绘制变形图, 振型图, 位移响应图等。

五、计算结果与分析

1. 静挠度

底架静变形见图4。主梁最大挠度在底架左右端部, 即外伸悬臂部位。从表1可见, 当 $n/m = 0.5$ 时, $u_x = 32.9 \mu m$, 变形很小, 有足够的静刚度。当腹板加厚, $n/m = 0.75 \sim 1.0$ 时, 底架自重增加15~30%, 挠度仅仅减少0.8~1.2%。

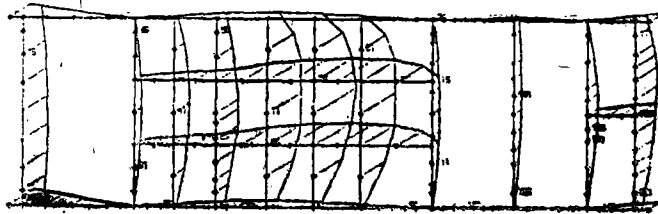


图4 底架静力变形 ($n/m = 0.5$ 铰支)

表1 底架最大静挠度

| n/m | 边界条件 | 挠度 $u_z (\mu m)$ | 自重 G kN(kgf) | $\Delta u_z / u_z$ | $\Delta G / G$ |
|-------|------|------------------|----------------|--------------------|----------------|
| 0.50 | 铰支 | 32.90 | 65.8 (6711) | 0 | 0 |
| 0.25 | " | 33.35 | 55.7 (5675) | 1.4% | -15.4 |
| 0.75 | " | 32.64 | 73.0 (7747) | -0.8% | 15.4 |
| 1.00 | " | 32.51 | 86.1 (8783) | -1.2% | 30.9 |
| 0.50 | 固支 | 26.17 | 65.8 (6711) | -20.4% | 0 |

2. 固有频率与振型

从表2和图5~7可以看到:

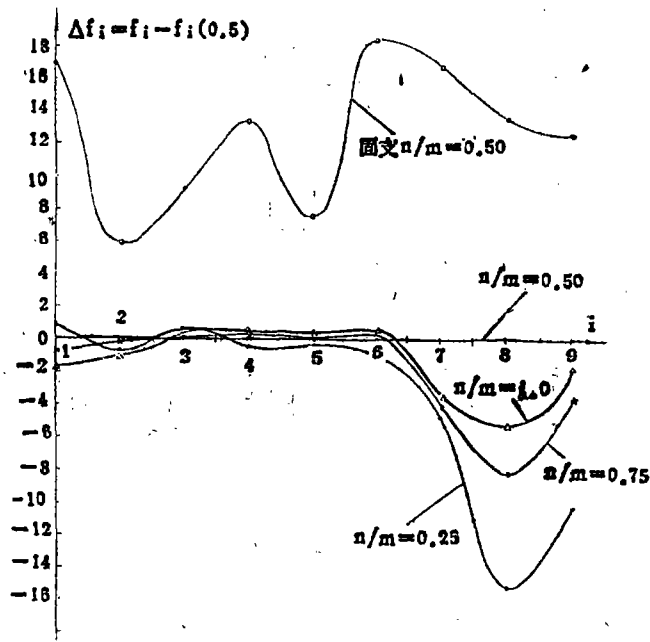


图5 底架固有频率之变化

(1) 即使是主梁腹板厚度作较大变化, 在相同的边界条件下, 各阶频率变化十分小, 而边界条件改变, 使频率变化很大。

(2) 随 n/m 增加, 第1阶频率依次下降, 而第4~6阶依次上升。这因为四种 n/m 值下, 第1振型均为水平横向振动, 横向弯曲刚度主要取决翼板尺寸, 腹板厚度的增加对横向弯曲刚度贡献小, 而自重增大, 故频率下降。从第4~6振型可看到垂向振动较水平横向振动显著, 腹板加厚增强了垂直平面内弯曲刚度, 故频率上升。

当 $n/m = 0.25, 0.5$ 时, 2阶振型为垂向振动, 3阶振型为横向振动; 当 $n/m = 0.75, 1.0$ 时, 则2阶为横向, 3阶变为垂向, 频率变化甚小, 但振型绝然不同, 再联系到前

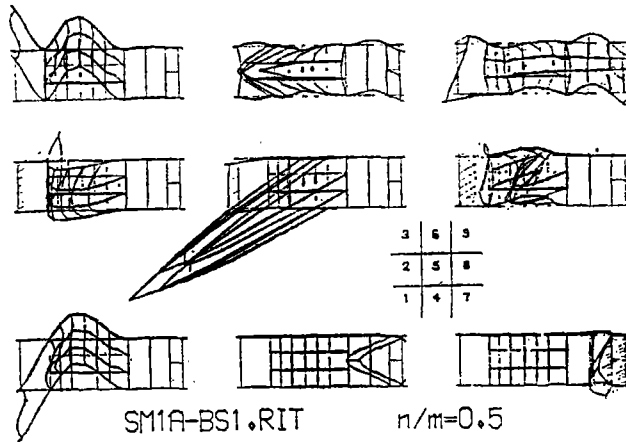


图6 底架固有振型 ($n/m = 0.50$ 铰支)

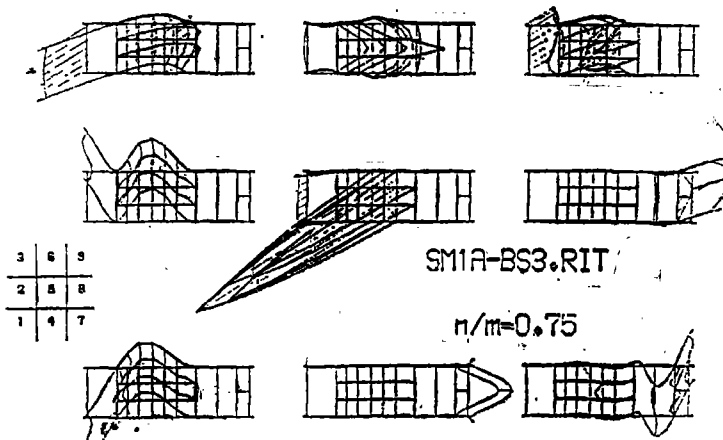


图7 底架固有振型 ($n/m = 0.75$ 铰支)

表2 底架1~9阶固有频率

| 阶次 n/m | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|
| 0.50 | 43.144 | 61.913 | 62.603 | 71.530 | 85.408 | 91.160 | 95.590 | 107.158 | 113.913 |
| 0.25 | 43.912 | 61.024 | 63.385 | 71.075 | 85.300 | 90.503 | 91.162 | 91.769 | 103.538 |
| 0.75 | 42.384 | 61.790 | 62.608 | 71.794 | 85.476 | 91.551 | 91.766 | 98.952 | 110.304 |
| 1.00 | 41.662 | 60.994 | 63.166 | 71.977 | 85.523 | 91.800 | 92.176 | 101.961 | 113.082 |
| 0.50 [*] | 60.200 | 67.801 | 71.723 | 84.996 | 92.980 | 109.518 | 112.395 | 120.674 | 126.426 |

有^{*}号者为固支, 其余为铰支

面的分析, 可清楚说明图5所示2阶频率是按 $n/m = 0.50, 0.75, 0.25, 1.0$ 由高到低, 而3阶频率是按 $n/m = 0.25, 1.0, 0.75, 0.50$ 由高到低。

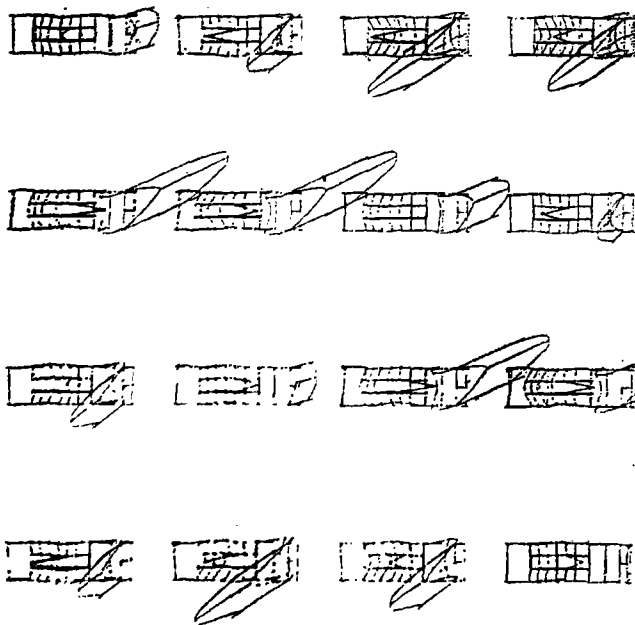
利用振型图, 较完整地解释了 n/m 的变化对1~6阶频率的影响。

3. 强迫振动位移响应

从图8~9可看到, 每个时刻, 底架最大响应区都在底架右端, 即激振力输入区。图8与图9最大区别是前者($n/m=0.5$)基本上不显示横向位移, 而后者($n/m=0.75$)横向位移十分显著。值得特别指出的是, $n/m=0.25, 1.0$ 时, 位移响应图形和 $n/m=0.75$ 时(图9)十分类似, 都有显著横向位移。

图10反映 $\theta = \omega_5$ 时, 底架最大位移响应与 n/m 之关系。 $n/m=0.5$ 时, 最大垂向位移为 $12.58\mu\text{m}$, 最大横向位移只有 $0.38\mu\text{m}$, 是其它 n/m 条件下的 $1/10$ 。图9~10所反映的上述现象, 可从振型上得到解释: 只在 $n/m=0.25, 0.75, 1.0$ 时, 底架右端在第7阶才有明显的横向振型。(见图6~7)。

从图11看到, 尽管严格保证 $\theta = \omega_i$ ($i=1, 2, \dots, 9$), 但并未出现共振。这是因为激振力 p 是从动力涡轮四个支承点输入, p 的大小与分布同每一个振型都是完全不同的。对多自由度系统, 只有激振力的频率与分布分别同振型的固有频率与振型同时合拍时, 才产生共振。



SM1A-B51.DYN

$n/m=0.5$

```

1 RESPONSE AT TIME .015000 sec
2 RESPONSE AT TIME .030000 sec
3 RESPONSE AT TIME .045000 sec
4 RESPONSE AT TIME .060000 sec
5 RESPONSE AT TIME .075000 sec
6 RESPONSE AT TIME .090000 sec
7 RESPONSE AT TIME .105000 sec
8 RESPONSE AT TIME .120000 sec
9 RESPONSE AT TIME .135000 sec
10 RESPONSE AT TIME .150000 sec
11 RESPONSE AT TIME .165000 sec
12 RESPONSE AT TIME .180000 sec
13 RESPONSE AT TIME .195000 sec
14 RESPONSE AT TIME .210000 sec
15 RESPONSE AT TIME .225000 sec
16 RESPONSE AT TIME .240000 sec

```

11-12-1586

| | | | |
|---|---|----|----|
| 4 | 5 | 12 | 16 |
| 7 | 7 | 11 | 15 |
| 2 | 8 | 10 | 14 |
| 1 | 9 | 9 | 13 |

图8 位移响应 ($\theta = \omega_5, n/m=0.5$ 较支)

当只有 $\theta = \omega_i$ 一个条件成立时, 低阶频率合拍 ($\theta = \omega_{1,2}$), 也可以不产生大的强迫响应。从图11可见响应峰值在 $\theta = \omega_5 \sim \omega_7$ 范围内。这是因为当 $n/m=0.50$ 时, 第5、7固有振型在激振力输入区域内有较其它振型大得多的垂向振动。(见图6)

六、结 论

通过对SM1A底架分析, 可以得到如下结论:

SM1A-BS3.DYN

n/m=0.75

- 1 RESPONSE AT TIME .015000 sec
- 2 RESPONSE AT TIME .030000 sec
- 3 RESPONSE AT TIME .045000 sec
- 4 RESPONSE AT TIME .060000 sec
- 5 RESPONSE AT TIME .075000 sec
- 6 RESPONSE AT TIME .090000 sec
- 7 RESPONSE AT TIME .105000 sec
- 8 RESPONSE AT TIME .120000 sec
- 9 RESPONSE AT TIME .135000 sec
- 10 RESPONSE AT TIME .150000 sec
- 11 RESPONSE AT TIME .165000 sec
- 12 RESPONSE AT TIME .180000 sec
- 13 RESPONSE AT TIME .195000 sec
- 14 RESPONSE AT TIME .210000 sec
- 15 RESPONSE AT TIME .225000 sec
- 16 RESPONSE AT TIME .240000 sec

1D-C8-1986

| | | | |
|---|---|----|----|
| 4 | 8 | 12 | 16 |
| 3 | 7 | 11 | 15 |
| 2 | 6 | 10 | 14 |
| 1 | 5 | 9 | 13 |

0.3 Y 101-2
0.1 X 101-2
-2 / 50000

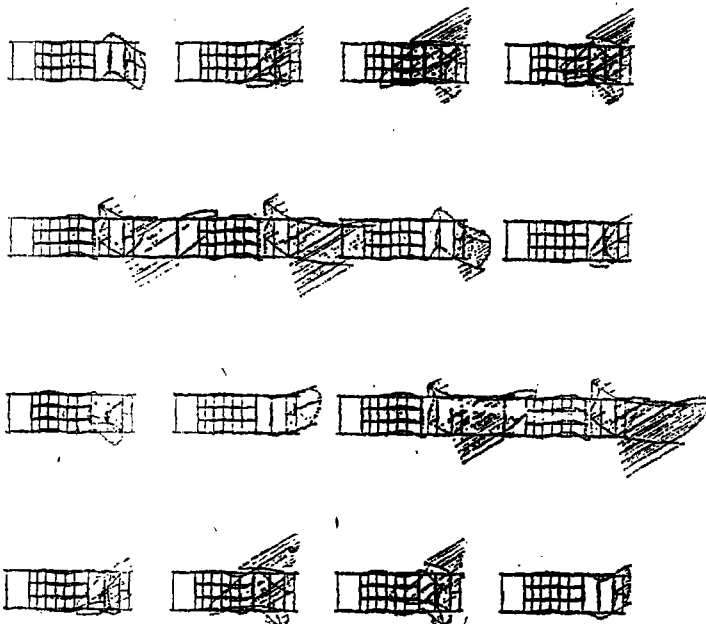


图9 位移响应 ($\theta = \omega_5$, $n/m = 0.75$ 铰支)

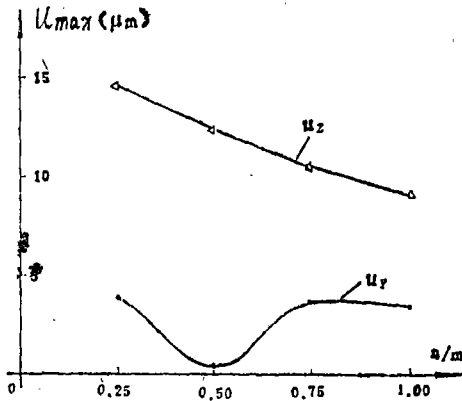


图10 最大位移响应与n/m之关系

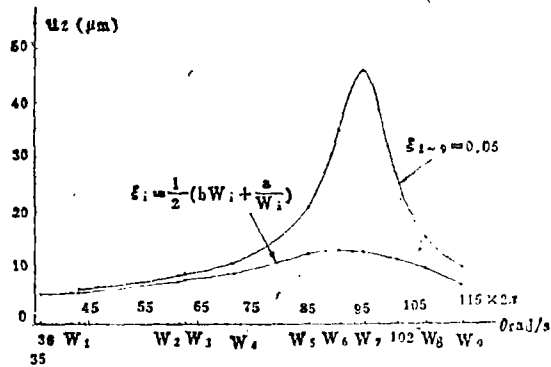


图11 激振力频率与最大位移响应之关系

1. 计算分析证实, 对于多自由度系统, 产生共振的充要条件是: 频率相等 ($\theta = \omega_i$), 激振力分布与振型一致。

2. 结构参数调整引起频率的变化, 远远小于边界支承条件改变引起频率的变化。对结构与基础联接条件进行深入研究, 寻求更切合实际的力学模型, 对动力学问题, 其意义可能大于目前一些计算方法上的改进。

3. 在同一边界条件下, 要想调整多自由度系统某阶固有频率, 应在影响该阶振型方向上改变刚度。

4. SM1A底架结构静、动力学性能良好, 主梁结构参数 $n/m = 0.50$ 选择合理。较

好地处理了底架静动力变形与自重的矛盾,并且使底架受强迫振动时,横向位移响应最小。

对SM1A底架进一步评价,有待抗冲击计算分析工作的完成。

5. 对于多自由度系统,振型图形和振型分析具有重要的工程实用价值,为我们认识、分析、理解一些复杂的动力学问题,提供了有力的理论依据。

本文只选择动力涡轮不平衡力为激振力,并比较粗糙地假定了该力只从动力涡轮四个支承点输入。实际上激振力和输入点都更为广泛、复杂。这个问题,将随着计算软件的完善作改进。

顾家柳先生、闻雪友同志曾提出宝贵意见,在此表示深切地感谢!

主要参考资料

- [1] 宋明武等, SAP89结构分析通用程序 北京大学, 1985
- [2] K.J巴特, E.L威尔逊, 有限元分析中的数值方法, 科学出版社, 1985
- [3] <工程力学>第1卷第1期, 1984 第93~97页
- [4] 马家驹 PLOTGSS绘图程序 1986

Analysis of a Gas Turbine Package Baseframe Structure

Sheng Hueiyu, Yuan Zengshou, Ma Jiaju, You Guoying

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

This paper analyzes through calculation by finite element method the rigidity, natural frequency, vibration mode, forced vibration displacement response, and parameter optimization of the I shaped cross-section of british SM1A gas turbine package baseframe. The characteristics of the multi-freedom system vibration is discussed, some primary conclusions drawn.

Key words: gas turbine, package baseframe, freedom system, finite element method, analysis