

文章编号:1000-582X(2005)04-0091-04

# 苯菲尔车间框架的振动分析与减震控制\*

汪之松<sup>1</sup>,李正良<sup>1</sup>,张 誉<sup>2</sup>,唐一科<sup>3</sup>,谢志江<sup>3</sup>

(1.重庆大学 土木工程学院,重庆 400030;2.西南科技大学 土木学院,四川绵阳 621002;

3.重庆大学 机械工程学院,重庆 400030)

**摘 要:**建峰化肥厂苯菲尔车间框架存在大幅低频振荡。为彻底弄清框架振荡的原因,对其建立了有限元分析模型并进行模态分析,确定其大幅低频振荡的机理。采用剪切型橡胶减震器对主动力源 100V10 进行减震设计,使框架的振荡幅值降低到允许的限值,基本解决了苯菲尔车间框架振荡的问题。

**关键词:**高幅低频振动;模态分析;共振;减震控制

**中图分类号:**TU352

**文献标识码:**A

建峰化肥厂苯菲尔车间框架存在大幅低频振荡,人站在框架上,感觉到框架有明显的晃动。负荷越大,框架振荡越严重。据厂方提供的测试数据,各测点的振动信号是高、低频信号的调制信号;框架的振荡是从下到上,从西到东,越来越大;框架南北振荡最大。框架与 T2 塔之间南北的最大相对振幅为 4.7 mm。框架南北的最大绝对振幅为 8.86 mm(从所测振动加速度信号中滤波提取低频晃动信号,进行二次积分得到)。根据化工部、建设部制定的有关化工设备、建筑结构的标准<sup>[1-2]</sup>,框架的大幅低频振荡已严重超标。这种大幅低频振荡极易使钢筋混凝土结构的框架局部和基础产生裂缝,在裂缝尖部形成应力集中,腐蚀性介质进入裂缝,使钢筋氧化、松脆、膨胀,混凝土的疲劳寿命短,使框架整体刚度和强度迅速降低,严重影响框架安全,同时也对设备安全、经济运行、正常生产产生严重影响<sup>[3]</sup>。

现场 2 次测试结果显示:有 1 个低频 1.5 Hz 左右的频率成分为苯菲尔车间框架的工作时候的主要振动频率。这个频率成分的幅值从地面层到 2 层、3 层至顶层逐渐增大。由于东西方向和南北方向均有这个频率成分存在,由此可以推断出是一个扭转振动。在 100V10(各设备布置见表 1)平台鞍座的东、西、南、北方向有幅值非常大的 1.5 Hz 频率成分存在,可以推断出 100V10 是整个框架 1.5 Hz 振动的激振频率。从单个柱子的振动幅值分析表明,框架周边的柱子振动幅值比中间柱子振动更大,由此也可以进一步确定框架的振动为一扭转振动。

表 1 框架上主要固定设备重量及分布

设备编号	净重(t)	工作总重(t)	备 注
100E10	16.5	21.2	6.95 m 平台
100E11	45.0	—	6.95 m 平台
100E12	18.3	41.2	26.00 m 平台
100E13	19.3	35.0	18.45 m 平台
100E14	13.5	22.6	框架侧面
100V10	77.2	200.0	14.50 m 平台
100E17A	14.5	—	6.95 m 平台
100E17B	23.0	—	与 100E17A 重叠

## 1 苯菲尔车间框架的振动模态分析

### 1.1 分析模型的建立

#### 1) 框架主体结构模型的建立。

苯菲尔车间框架属于典型的钢筋混凝土框架结构,平面和立面的布置比较规则,纵横向尺度不大(15 m×18 m),结构高度为 26 m。采用有限元模型对框架结构进行振动模态的分析。

框架的主要组成材料是钢筋和混凝土,由于只进行框架的模态分析,也即只考虑整体结构处于弹性状态,因此模型中各单元无需单独考虑钢筋的影响。模型中混凝土材料的参数如下:

强度等级:C30;比重: $2.36 \times 10^{-5}$  N/mm<sup>3</sup>;弹性模量: $3.0 \times 10^4$  N/mm<sup>2</sup>;泊松比:0.2。

框架主要由梁、柱和现浇板组成,分别用梁、柱单元和壳单元来模拟。其中梁、柱单元考虑截面为矩形,截面尺寸按实际设计的大小选取。现浇板的厚度以及

\* 收稿日期:2005-12-22

作者简介:汪之松(1980-),男,安徽舒城人,重庆大学硕士研究生,主要从事结构工程研究。

布置的形式均按设计选取、布置。模型的图形及构件单元的编号如图 1。

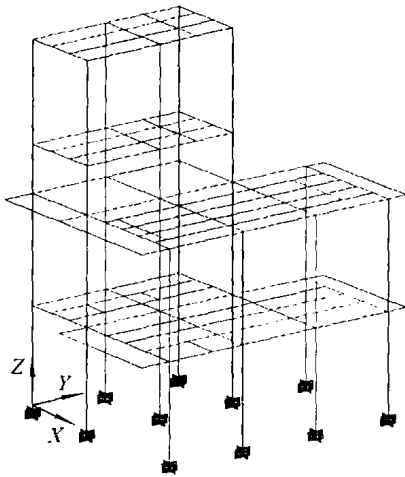
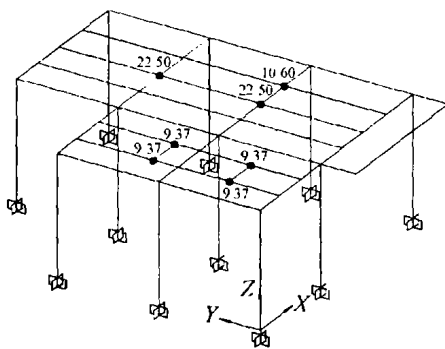


图 1 苯菲尔车间框架有限元模型

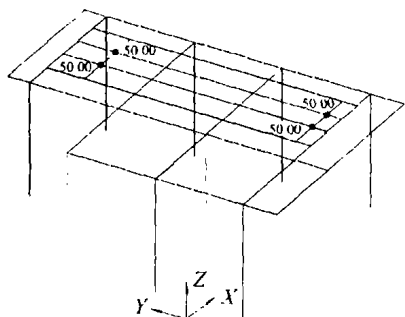
2) 附加设备的考虑。

由于主体框架结构在实际使用过程中存在大型的固定设备,且设备的质量较大,相对于主体框架来说不可忽略,因此必须在模态分析中加以考虑。其中 14.5 m 平台处的 100V10(脱碳贫液槽)的工作重量达到 200 t,是框架振动的主要动力源,根据测量,其工作时沿灌体纵向的振动频率为 1.5 Hz。在框架模态分析时考虑将这些固定设备等效为集中质量作用在设备的底座处。

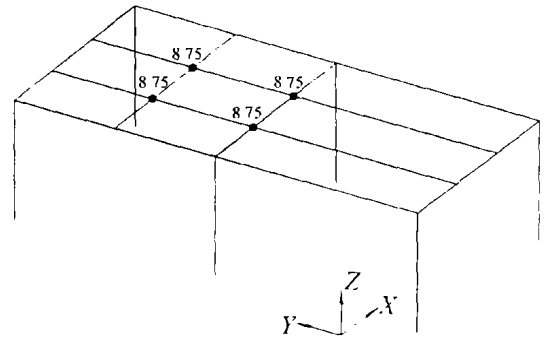
各层固定设备在框架中的位置及集中质量的大小如图 2。



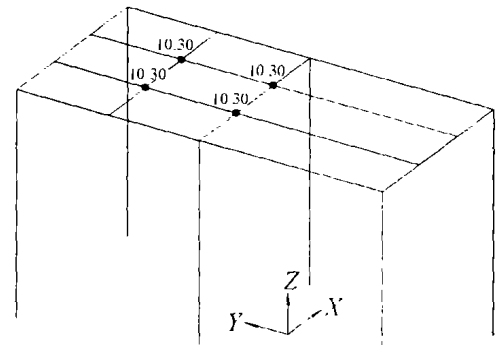
(a) 6.95 m 平台集中质量布置



(b) 14.50 m 平台集中质量布置



(c) 18.45 m 平台集中质量布置



(d) 26.00 m 平台集中质量布置

图 2 各平面集中质量分布(单位:kN)

1.2 模态分析结果

在以上模型的基础上对结构进行模态分析的结果见表 2。

表 2 模态分析结果(前 6 阶模态)

振型	周期/s	频率/Hz	振型描述
MODAL 1	0.804 710	1.242 7	沿 Y 轴的侧向平动
MODAL 2	0.776 602	1.287 7	沿 X 轴的侧向平动
MODAL 3	0.640 611	1.561 0	绕 Z 轴的扭转
MODAL 4	0.332 974	3.003 2	沿 X 轴的二阶侧向平动
MODAL 5	0.289 876	3.449 8	沿 Y 轴的二阶侧向平动
MODAL 6	0.239 595	4.173 7	绕 Z 轴的二阶扭转

由模态分析的结果可以看出,框架(带固定设备)的固有振动 3 阶振型频率为 1.56 Hz,振型形态为绕竖向 Z 轴的扭转振动,与结构中的动力源——14.95 m 平台处的 100V10(脱碳贫液槽)工作时的振动频率 1.5 Hz 非常接近,从而使结构与设备之间处于接近共振的状态,导致主体框架在设备正常运转时产生强烈的振动。实际的测试的结果也表明了框架主要表现为扭转振动。根据厂方提供的情况,100V10 的振动方式是沿其罐体纵轴方向(Y 轴向),而框架主体发生扭转振动,分析其主要原因应该是罐体位置与框架形心的不重合而引起的。

2 减震方案设计

框架振动的主要动力源为 14.95 m 平台处的

100V10(脱碳贫液槽),其工作时的总重达到 200 t,产生沿槽体纵向的振动。根据实地测量,此设备的振动频率为 1.5 Hz,干扰力幅值约为 200 kN。为减小设备振动对框架主体结构的损害,对 100V10(脱碳贫液槽)进行隔震设计,具体设计方案如下:

考虑到 100V10 工作时的重量很大( $2 \times 10^6$  N),而其产生的干扰力的频率又相当低(1.5 Hz),如果采用通常的隔震方式,在设备的支座处加夹层橡胶垫层,将达不到减震的效果<sup>[4-5]</sup>。因此,结合实际情况提出将整个设备的重量由滑动轴承承担,在扰动力作用方向加设剪切型橡胶减震器,布置示意如图 3 所示。

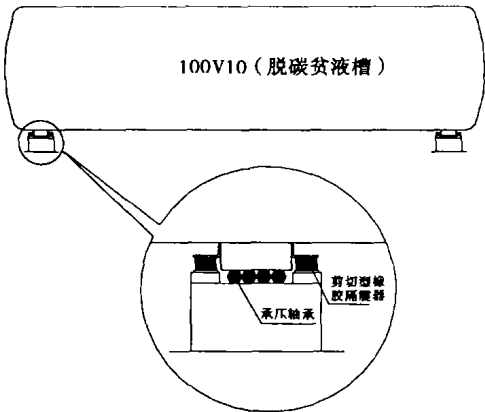


图 3 剪切型橡胶减震器

共设置 8 个剪切型橡胶减震器,分别设置在 2 个支座的 4 个角处,上下由钢板分别焊接在设备和支座上。剪切型橡胶减震器的参数如下:

橡胶的肖氏硬度 30 HS;

长 250 mm × 宽 100 mm × 厚 100 mm;

静剪切刚度  $K_{st} = 1.66 \times 10^5$  N/m。

下面给出剪切型橡胶减震器设计的具体过程。减震体系的理论计算模型如图 4。

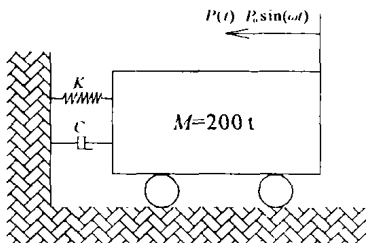


图 4 减震体系的理论计算模型

由实际测定的振动幅值 8.86 mm,而厂方要求控制的振动幅值在 1 mm 左右,计算中取减震后的振幅为 0.866 mm;实测扰动力频率为 1.5 Hz,也即  $\omega = 2\pi \times 1.5 = 3\pi$ ;扰动力为  $p(t) = p_0 \sin(\omega t)$ 。由于框架处于弹性的振动状态,其受力和位移为线性关系,从而得到力的传递率  $T_f = \frac{f_{max}}{p_0} = 0.1$ <sup>[5]</sup>。

剪切型橡胶减震器的阻尼比一般取 0.07 ~ 0.10<sup>[6]</sup>。

由传递率的计算公式<sup>[5]</sup>  $T_f = \left[ \frac{1 + (2\zeta\beta)^2}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \right]^{0.5}$ ,可得频率比  $\beta = 3.66$ ,从而可得隔震系统的圆频率为  $\omega_n = \omega/\beta = 2.58$  rad/s。

又由  $K = m\omega_n^2$  可得,剪切型橡胶减震器的刚度为  $K = 1.33 \times 10^6$  N/m。

共设置 8 个减震器,每个减震器的静刚度为  $K_1 = 1.66 \times 10^5$  N/m。

根据一般剪切型橡胶减震器的静刚度计算公式

$$K_{st} = \frac{2GHa}{b}$$

$$G = 11.9 \times 10^4 e^{0.034HS}$$

式中  $K_{st}$  为隔震器的静刚度(N/m); $b$  为橡胶厚度(m); $H$  为橡胶剪切面的高度(m); $a$  为橡胶剪切面的宽度(m); $G$  为橡胶的剪切模量(N/m<sup>2</sup>); $H_s$  为橡胶的肖氏硬度。

可确定受剪切橡胶的尺寸为  $H = 100$  mm,  
 $a = 250$  mm, $b = 100$  mm。

对于此减震方案,为了减小主振动源对主体框架结构的影响而将其支座设置为可滑动支座,这就要求对 100V10 的进出口管道进行改造,由原来的刚接状态改为可伸缩状态,保证罐体的自由运动。

### 3 结论

对苯菲尔车间框架的大幅低频振荡机理进行了分析,找出了大幅振荡的原因是 100V10 的工作振动频率与框架的 3 阶扭转自振频率接近而引起共振。采用剪切型橡胶减震器对主动力源 100V10 进行减震设计,使框架的振荡幅值降低到允许的限值,基本解决了苯菲尔车间框架振荡的问题。

致谢:本项目得到建峰化工厂的资金资助

### 参考文献:

- [1] GB50010-2002. 混凝土结构设计规范[S].
- [2] GB50011-2001. 建筑抗震设计规范[S].
- [3] 刘涛,冯中毅. 苯菲尔蒸气压缩机损坏原因分析及对策[J]. 大氮肥,2003,26(3):181-184.
- [4] CLOUGH R W, PENZIEN J. 结构动力学[M]. 王光远译. 北京:科学出版社,1981.
- [5] 于建华,谢用九,魏泳涛. 高等结构动力学[M]. 成都:四川大学出版社,2001.
- [6] 周福霖. 工程结构减震控制[M]. 北京:地震出版社,1997.

## Modal Analysis and Vibration Control of Benfield Frame

WANG Zhi-song<sup>1</sup>, LI Zheng-liang<sup>1</sup>, ZHANG Yu<sup>2</sup>, TANG Yi-ke<sup>3</sup>, XIE Zhi-jiang<sup>3</sup>

(1. Civil Engineering College, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. Civil Engineering College, Southwest University of Science and Technology, Mianyang 621002, China;

3. Mechanical Engineering College, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** There is a low frequency and great amplitude on Benfield frame of Jianfeng chemical plant. With finite element modal, the reasons and mechanism of the vibration on Benfield frame are analyzed and confirmed. And a method of vibration control about the main vibration resource (100V10) is proposed to reduce the amplitude of Benfield frame vibration.

**Key words:** low frequency and great amplitude vibration; modal analysis; resonance; vibration control

(编辑 姚 飞)

(上接第 85 页)

## Hybrid Genetic Algorithm Optimum Curve – fitting Method for Estimating the Parameters of Pearson type – III distribution

REN Bo-zhi<sup>1,2</sup>, LONG Teng-ru<sup>2</sup>

(1. College of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. College of Sea and River Engineering of Changsha Science and Technology, Changsha 410076, China)

**Abstract:** Based on subdivided and extended the table of  $\phi - (p, c,)$  by using the binary interpolation method, and analyzing traditional genetic algorithm shortcoming, the hybrid genetic algorithm optimum curve – fitting method is proposed. By the conclusion of application in Changsha, it is proved that this method can estimating the parameters of Pearson type-III distribution at the same time. This method overcomes the evaluating accuracy problem of  $\bar{x}$ ,  $C_v$ , the tradition curve-fitting method, and the calculating process and results can not be effected by the personal objective attitude, and this method supplies one kind of fully valid means to estimate the parameters of Pearson type-III distribution.

**Key words:** pearson type-III distribution; the parameters estimation; the curve-fitting method; hybrid genetic algorithm; optimization

(编辑 姚 飞)