

振动台垂臂安装条件下与离心机机臂的相互影响的计算

梁颖亮¹, 雷虎民¹, 田昌会¹, 王斌科¹, 张丽²

(1. 空军工程大学 导弹学院, 陕西 三原 713800; 2. 93688 部队, 天津 300074)

摘要:分析了振动台垂臂安装情况下振动离心复合系统的受力,建立了相应的物理和数学模型,计算出振动台和离心机的相互影响。计算结果表明:振动台的振动引起离心机机臂的上下摆振,在共振频率段影响很大,离心机机臂的上下摆振在远离共振频率段对振动台几乎没有影响,在共振频率段有一定影响。

关键词:离心机; 振动台; 相互影响

中图分类号:TH311-53 **文献标识码:**A **文章编号:**1009-3516(2003)04-0085-04

过载与振动综合实验是通过将振动台安装在离心机吊篮内来实现的。通常振动台的振动方向按图1的Y、Z方向安装,即顺臂安装和垂臂安装^[1],其中 ω_c 为离心机转角速度。这种振动台实验环境的改变将使振动台要置于牢固地基(质量无穷大,无形变)的条件无法得到满足,必然使振动台在振动过程中引起离心机臂摆振以及对振动台振动的反影响。在顺臂安装的情况下,考虑到离心机的重心较低,转轴较粗,刚性较好,激振力及弹簧弹性力的影响可忽略不计,其引起离心机臂的摆振可不考虑。在垂臂安装条件下振动台与离心机机臂的相互作用和影响不可忽视,在垂臂安装条件下振动台与离心机机臂的相互作用和影响的计算对离心机振动复合系统^[2-3]的设计、振动离心复合环境实验数据分析以及非理想地基振动台的工作状况分析将会提供一定的参考和借鉴作用。

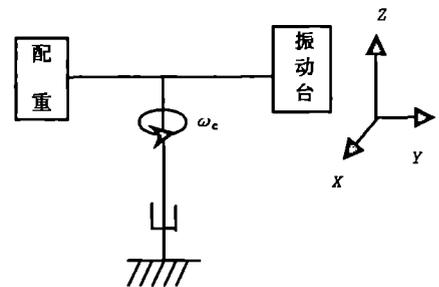


图1 离心机振动台安装示意图

1 垂臂安装受力分析

对振动台可动部分(台面及试件)而言,在Z方向受到重力、激振力和弹簧弹性力的作用,在离心机运转过程中在Y方向受到离心力及相应的平衡力。对振动台固定部分和机臂而言,在Z轴方向受到振动台激振力、弹簧弹性力,形成使振动台固定部分和机臂上下摆动的力矩;在Y轴方向受到向心力的作用,在离心机机臂偏离水平位置也形成使振动台固定部分和机臂上下摆动的力矩;另外还受到空气阻力、轴承扭转力,对离心机机臂的上下摆振无影响。因此振动台的振动导致离心机臂上下摆振,离心机臂摆振对振动台振动也必然产生影响,所以在垂臂安装条件下振动台与离心机机臂的相互作用和影响不可忽视。

收稿日期:2002-07-11

基金项目:中国工程物理研究院外基金资助项目(99030314)

作者简介:梁颖亮(1968-),男,陕西周至人,讲师,硕士,主要从事导航制导与控制研究

2 离心机机臂和振动台的模型建立

2.1 离心机机臂和振动台的物理模型建立

对于离心机机臂(视机臂为悬臂梁)采用集中质量法^[4],把离心机机臂分为3段,每个梁段保持各个梁段的弹性特性,将它的质量分别集中到梁段的两端,可得离心机机臂和振动台的模型如图2所示。

其中: $m_1 = m_2$ 为离心机机臂质量的三分之一; m_3 为离心机机臂质量的六分之一与振动台固定部分质量之和; m_4 为振动台可动部分的质量; k_s 为振动台弹簧常数; l 为离心机的机臂长度三分之一;

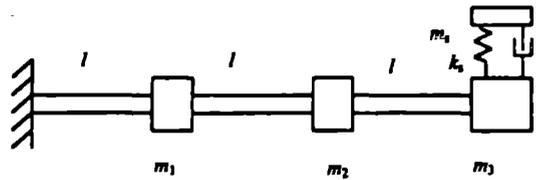


图2 离心机机臂和振动台的模型示意图

2.2 离心机机臂和振动台的数学模型建立

根据以上所建模型,离心机机臂和振动台为四自由度的振动系统,其振动方程为

$$M \ddot{Z} + KZ = F \quad (1)$$

其中: M 为质量矩阵, $M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix}$;

K 为刚度矩阵,根据材料力学中悬臂梁在单位作用力下的挠度公式^[5],求出柔度矩阵 R 和刚度矩阵 K 为

$$R = \begin{bmatrix} \alpha & 2.5\alpha & 4\alpha & 4\alpha \\ 2.5\alpha & 8\alpha & 14\alpha & 14\alpha \\ 4\alpha & 14\alpha & 27\alpha & 27\alpha \\ 4\alpha & 14\alpha & 27\alpha & (27 + \frac{1}{k_s \cdot \alpha})\alpha \end{bmatrix}$$

$$K = R^{-1},$$

其中: E 为扬氏弹性模量, I 为梁的横截面对中性轴的惯性矩, EI 为梁的抗弯强度, $\alpha = \frac{l^3}{3EI}$, F 为激励力矩阵,

$$F = \begin{bmatrix} F_{x\text{eq}1} \\ F_{x\text{eq}2} \\ F_{x\text{eq}3} - f(t) \\ f(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 \omega_c^2 z_1 \\ m_2 \omega_c^2 z_2 \\ m_3 \omega_c^2 z_3 - f(t) \\ f(t) \end{bmatrix}$$

其中: $F_{x\text{eq}} = F_x \cdot z_i / l_i$,它的力矩作用,相当于离心机机臂在偏离水平平衡位置向心力的力矩作用。经过整理,则振动台和离心机机臂为系统的振动方程为

$$M' \ddot{Z} + K' Z = F' \quad (2)$$

其中: $M' = M, K' = K + \begin{bmatrix} m_1 \omega_c^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 \omega_c^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \omega_c^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, F' = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -f(t) \\ f(t) \end{bmatrix}$

3 离心机机臂和振动台系统的动态响应的计算

在振动台激励力为正弦形式时, $f(t) = F_0 \sin \Omega t$,则离心机机臂和振动台系统的稳态响应:

$$Z = Z_0 \sin \Omega t \quad (3)$$

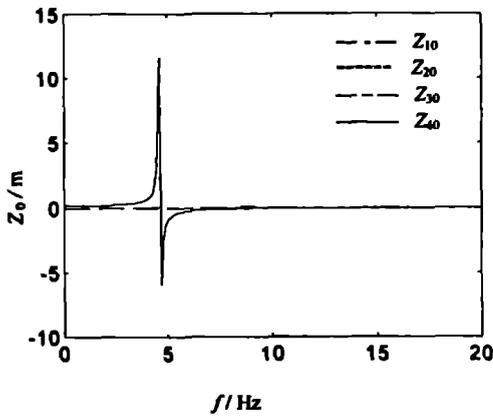
其中: $Z_0 = [Z_{10} \ Z_{20} \ Z_{30} \ Z_{40}]$ 为离心机机臂和振动台系统的振幅矩阵。

在计算时,选用的电动振动台及离心机的技术指标见表1,表中, ω_c 根据离心加速度 $a_{离}$ (80 g) 及离心机臂长 L_0 通过公式 $\omega_c = \sqrt{a_{离}/L_0}$ 计算得到,频率与角频率满足关系 $\omega = 2\pi f$ 。

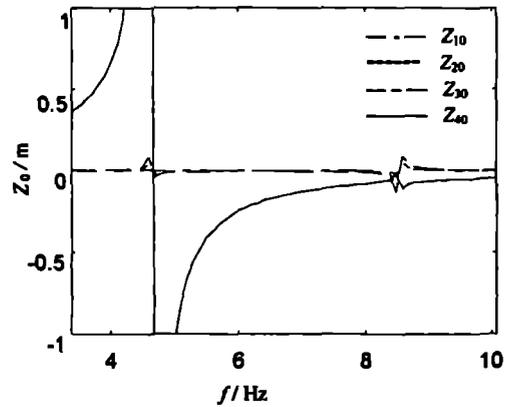
采用主坐标分析法(主振型叠加法)^[4],解出离心机机臂和振动台系统的动态响应:我们可以计算出离心机臂的摆振振幅 Z_{10} 、 Z_{20} 、 Z_{30} 与试件、夹具及电枢的摆振振幅 Z_{40} 随频率变化的关系曲线,完全按表1的参量计算结果如图3所示。分析图3可以看出, Z_{10} 、 Z_{20} 、 Z_{30} 、 Z_{40} 均在 4 ~ 5 Hz、8 ~ 9 Hz、50 Hz、135 Hz 附近处出现共振,严重影响离心机的稳定性,对振动台的振动有一定的影响,如图4所示。在共振区离心机上的振动台的振动与地面的振动台的振动的相对误差 e_{20} 分别为 5.5%、6.5%、0.7%、0.7%,在远离共振区离心机上的振动台的振动与地面的振动台的振动基本一样。

表1 振动台及离心机技术指标

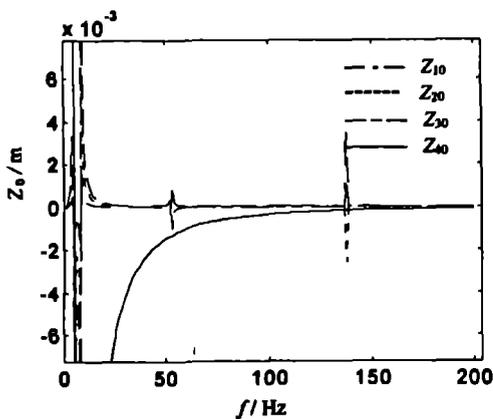
项目	指标
振动台最大激振力 F_0	6 664 N
振动台最大振幅 A_{max}	25.0 mm
试件、夹具及电枢质量 m_c	45.9 kg
电枢质量	5.9 kg
振动台弹簧常数 k_c	39 200 N/m
频率范围 f	5 ~ 2 000 Hz
振动台质量 M_1	620 kg
离心机臂质量 $2 M_2$	$2 \times 7 425.6$ kg
离心机旋转角速度 ω_c	10.58 s^{-1}
离心机臂长 L_0	7.00 m
离心机机臂横截面积	0.136 m^2
离心机机臂横截面的弯曲刚度 EI	$8.839 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^2$



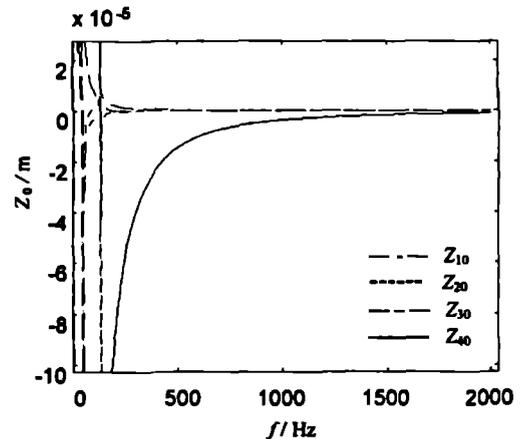
(a)



(b)



(c)



(d)

图3 振幅与频率的关系曲线

4 结论

在垂臂安装条件下振动台与离心机机臂的相互作用和影响是显而易见,离心机机臂的上下摆振在低频段振幅很大,出现共振现象,严重影响离心机的稳定性。50 Hz 和 135 Hz 的附近离心机机臂的上下摆振显著增大,出现共振现象。在设计时必须予以考虑,实验中应予以消除或修正。离心机机臂的上下摆振对振动台的振动影响主要出现在振动台和离心机机臂的共振频率附近,在远离共振区对振动台的振动几乎没有影响。

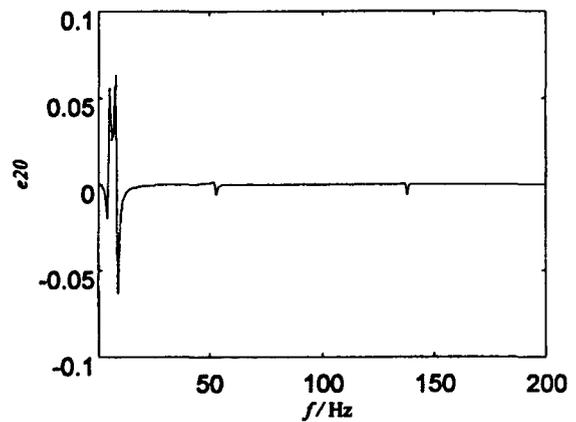


图4 相对误差与频率的关系曲线

参考文献:

- [1] 贺云波. 离心力复合环境下电液伺服振动台的研究[J]. 机床与液压, 1998, 10(6): 16 - 18.
- [2] 田昌会, 雷虎民, 屈马林. 振动离心复合环境下的科里奥利力的计算及分析[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2000, 1(3): 39 - 41.
- [3] Masayoshi Sato. A new dynamic geotechnical centrifuge and performance of shaking table tests [A]. centrifuge 94[C]. Balkema: Rotterdam, 1994. 157 - 162.
- [4] 王彬. 振动分析及应用[M]. 北京:海潮出版社, 1992.
- [5] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社, 1982.

(编辑:田新华)

Calculation of the Interaction between the Vibration Table and the Arm of Centrifuge under the Conditions of a Vibration Table Fixed in Vertical Direction of the Centrifuge

LIANG Ying-liang¹, LEI Hu-min¹, TIAN Chang-hui¹, WANG Bin-ke¹, ZHANG Li²

(1. The Missile Institute, Air Force Engineering University, Sanyuan, Shaanxi 713800, China; 2. Unit 93688 of PLA, Tianjin, 300074, China)

Abstract: In this paper, a force acting on the moving section of vibration table and the arm of centrifuge is analyzed as the vibration table is fixed in a vertical direction of the centrifuge. And corresponding physical and mathematical models are established. The interaction between the vibration table and the centrifuge is calculated. The calculated results show that vibration of the vibration table causes the vibration of the arm of centrifuge in vertical direction and a very strong vibration of the arm of centrifuge appears in resonant frequency section, and that vibration of the arm of centrifuge in vertical direction almost has no influence on the vibration of the vibration table in the section far from the resonant frequency section but has an influence to some extent in the resonant frequency section.

Key words: centrifuge; vibration table; interaction