

液压桩锤的动态冲击过程分析

朱振东, 田国富*

(沈阳工业大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110870)

摘要:为研究液压桩锤的工作特性,提高桩锤系统的抗冲击性能,分析了桩锤冲击过程中各组成部件的运动和受力状况。以振动学理论为基础,建立了系统的力学模型以及动力学微分方程;利用模态分析的方法求解该微分方程,得到了桩锤系统的振动规律,通过求导进一步获得了速度、加速度以及各部件之间的相互作用力随时间变化的规律;并应用相关软件对冲击过程进行了仿真分析,研究结果表明冲击过程中砧铁的加速度变化剧烈,应采取一定控制策略将波动控制在合理范围之内。

关键词: 液压桩锤; 砧铁; 冲击; 微分方程; 模态分析; 仿真

中图分类号: TH113

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2011)02-0176-04

Analysis of dynamic impact process of hydraulic pile hammer

ZHU Zhen-dong, TIAN Guo-fu

(School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China)

Abstract: In order to study the operational characteristics of hydraulic pile hammer and improve the impact resistance of the system, the movement states and force-bearing states of various components during impact process were analyzed. Then the mechanical model and the dynamical differential equation of the system based on vibration theory were established. With modal analysis method, the differential equation was solved. After the vibration law of the system was obtained, the derivative method was applied for obtaining the variation law of velocity, acceleration and interaction force between components, then the impact process was simulated and analyzed with the related software. The results show that the change of acceleration of anvil is intense during impact process, and some control measures are needed to restrain the fluctuation.

Key words: hydraulic pile hammer; anvil; impact; differential equation; modal analysis; simulation

0 引 言

液压桩锤是以液压油为工作介质,利用液压能将预制桩打入地基的桩工机械。它具有不排污、振动小、噪声低、能量利用率高、工作过程可控、机动灵活、可适用于潜水打桩和打斜桩等优势,因此在桩基工程中得到了广泛的应用^[1-2]。液压桩锤以间歇冲击方式作业,在冲击过程中,锤头、锤垫、砧座、桩垫和桩受到的是交变冲击力作用,各个零部件之间的相互作用力大而且复杂,尤其当桩的贯入量为零时,各个零件之间的相互作用力达到最大,在频繁冲击作用下零部件很容易疲

劳破坏,以致于不能正常工作。因此,研究桩锤冲击过程已成为保证机器正常运行的重要课题。很多文献从不同方面,运用不同理论对该问题加以阐述,文献[3]对桩锤系统的力学模型进行了尝试性的研究;文献[4]运用波动学理论计算分析了冲击过程中产生的冲击应力。

本研究基于振动学理论,采用模态分析的方法对某型号的液压打桩锤进行冲击过程计算与分析,得出冲击过程中锤头、砧铁和桩的位移、速度、加速度以及它们之间相互作用力的变化规律,为桩锤系统的合理设计和二次开发提供参考依据。

收稿日期: 2010-10-22

作者简介: 朱振东(1984-),男,天津人,主要从事现代设计方法及工程机械动态分析理论与方法方面的研究. E-mail: zhuzhendong12@126.com

通信联系人: 田国富,男,副教授,硕士生导师. E-mail: tianguofu@126.com

1 冲击过程模型的建立

1.1 液压桩锤的结构简化及工作原理

桩锤结构如图1所示。考虑到本研究的重点是冲击过程,所以只选取了冲击结构中机械本体部分进行研究,并对其做了简化处理,处理后的打桩模型如图2所示。它的工作原理是在液压油的驱动下锤头提升到最大行程,变换供油方向使锤头加速下降锤击砧铁,在极短的时间内产生巨大的冲击力,作用在桩体上并以应力波的形式在桩体上传播^[5-7],从而达到沉桩的目的。因此,从运动学的角度来看,打桩锤的一个工作周期可分为4个阶段:即系统增压阶段、提锤阶段、下打阶段和沉桩阶段^[8]。



图1 液压桩锤结构

1—缸杆;2—锤体工作腔;3—锤套;4—锤头;5—砧铁;
6—桩套;7—桩

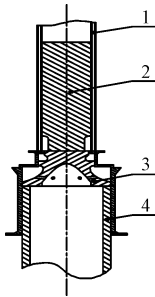


图2 液压桩锤打桩模型

1—锤体;2—锤头;3—砧铁;4—桩

1.2 工况描述及模型建立

由于液压桩锤工作状态复杂,为简化问题仅假设在土壤特性比较坚硬的岩石层中打桩作业,此时锤头的冲程最大,桩的贯入量为零。考虑到锤头、砧铁和钢桩的弹性,将其视为刚度系数不同的弹性体且质量集中于各自的形心。由于冲击过程非常短暂,土壤对桩

体的阻尼作用可以忽略不计^[9],于是建立力学模型如图3所示。

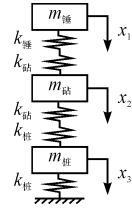


图3 力学模型

$m_{\text{锤}}$ —锤头质量, $m_{\text{锤}} = 6.7 \times 10^4 \text{ kg}$; $m_{\text{砧}}$ —砧铁质量, $m_{\text{砧}} = 1.48 \times 10^4 \text{ kg}$; $m_{\text{桩}}$ —预制桩质量, $m_{\text{桩}} = 7 \times 10^4 \text{ kg}$; $k_{\text{锤}}$ —锤头刚度, $k_{\text{锤}} = 150 \text{ kN/mm}$; $k_{\text{砧}}$ —砧铁刚度, $k_{\text{砧}} = 180 \text{ kN/mm}$; $k_{\text{桩}}$ —桩体刚度, $k_{\text{桩}} = 300 \text{ kN/mm}$

由图3可以看出锤头的质量用集中的质量块 $m_{\text{锤}}$ 表示且位于形心,其下端连接着两段弹簧,刚度系数分别为 $k_{\text{锤}}$ 、 $k_{\text{砧}}$ 。同理砧铁的质量用集中于形心的质量块 $m_{\text{砧}}$ 表示,下端连接着刚度系数为 $k_{\text{砧}}$ 、 $k_{\text{桩}}$ 的两段弹簧。桩的质量用集中于形心的质量块 $m_{\text{桩}}$ 表示,下端连接着刚度系数为 $k_{\text{桩}}$ 的弹簧。为了计算方便将模型图简化,其结果如图4所示。

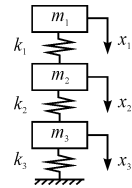


图4 简化力学模型

$m_1 = m_{\text{锤}} = 6.7 \times 10^4 \text{ kg}$; $m_2 = m_{\text{砧}} = 1.48 \times 10^4 \text{ kg}$; $m_3 = m_{\text{桩}} = 7 \times 10^4 \text{ kg}$; $k_1 = k_{\text{锤}} \times k_{\text{砧}} / (k_{\text{锤}} + k_{\text{砧}}) = 8.1818 \times 10^7 \text{ N/m}$;
 $k_2 = k_{\text{砧}} \times k_{\text{桩}} / (k_{\text{砧}} + k_{\text{桩}}) = 1.125 \times 10^8 \text{ N/m}$; $k_3 = k_{\text{桩}} = 3 \times 10^8 \text{ N/m}$

2 冲击过程的分析与计算

2.1 建立冲击过程微分方程

根据图4分别对质量块 m_1 、 m_2 和 m_3 应用牛顿定律进行受力分析,并得到系统的运动方程如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_3) - k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_3 x_3 - k_2(x_2 - x_3) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

整理得:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 x_2 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_1 x_1 + (k_1 + k_2) x_2 - k_2 x_3 = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 - k_2 x_2 + (k_2 + k_3) x_3 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

写成矩阵形式为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (3)$$

式中:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{X} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{Bmatrix}.$$

2.2 利用模态分析方法求解微分方程组

由式(2)可知 3 个方程之间是彼此耦合的,多自由度系统的振动方程一般是一组相互耦合的微分方程,如果刚度矩阵的非对角线元素非零,则称为刚度耦合;而质量矩阵或阻尼矩阵中的非对角线元素非零,则称惯性耦合或阻尼耦合。利用实模态变换和主振型的正交性,可将物理坐标下的耦合振动方程组转化成模态坐标下无耦合的振动方程^[10]。所以有必要利用模态分析的方法使相互耦合的方程组变成独立的 2 阶常微分方程,而后的每个方程便可以像一个单自由度系统的振动方程一样来求解。模态分析的基本原理就是经坐标变换,用自然坐标代替原来的物理坐标,而使运动微分方程解耦^[11]。

系统的频率方程为:

$$\Delta(\omega^2) = |k_{ij} - \omega^2 m_{ij}| =$$

$$\begin{vmatrix} k_1 - \omega^2 m_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - \omega^2 m_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 - \omega^2 m_3 \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

将 $\mathbf{M}, \mathbf{K}$ 代入方程式(4)并用数值法求出它的 3 个特征根: $\omega_1^2 = 1.4967 \times 10^4$, $\omega_2^2 = 4.713 \times 10^3$, $\omega_3^2 = 5.64 \times 10^2$; 于是系统的自然频率为: $\omega_1 = 122.3398$, $\omega_2 = 68.6483$, $\omega_3 = 23.7491$ 。为求模态向量将自然频率代入下面的方程:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} - \omega^2 \mathbf{M}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (5)$$

式中: $\mathbf{u}$ —模态向量。

且:

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$$

并取 $u_3^{(r)} = 1 (r=1,2,3)$, 分别将 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 代入上式求得: $u_1^{(1)} = 0.5016$, $u_2^{(1)} = -5.6461$; $u_1^{(2)} = -0.2569$, $u_2^{(2)} = 0.7344$; $u_1^{(3)} = 6.1616$, $u_2^{(3)} = 3.3157$; 从而得到 3 个模态向量为:

$$\mathbf{u}^{(1)} = \begin{Bmatrix} 0.5016 \\ -5.6461 \\ 1.0000 \end{Bmatrix};$$

$$\mathbf{u}^{(2)} = \begin{Bmatrix} -0.2569 \\ 0.7344 \\ 1.0000 \end{Bmatrix};$$

$$\mathbf{u}^{(3)} = \begin{Bmatrix} 6.1616 \\ 3.3157 \\ 1.0000 \end{Bmatrix}.$$

利用下面的方程:

$$\mathbf{u}^{(r)\text{T}} \mathbf{M} \mathbf{u}^{(r)} = M_r (r=1,2,3) \quad (6)$$

可求得第 1 阶模态质量 $M_1 = 5.5866 \times 10^5$; 第 2 阶模态质量 $M_2 = 8.2404 \times 10^4$; 第 3 阶模态质量 $M_3 = 2.7764 \times 10^6$ 。从而求出正规化的模态向量:

$$\mathbf{U}^{(1)} = \frac{1}{\sqrt{M_1}} \mathbf{u}^{(1)} = \begin{Bmatrix} 0.6711 \\ -7.554 \\ 1.3379 \end{Bmatrix} \times 10^{-3};$$

$$\mathbf{U}^{(2)} = \frac{1}{\sqrt{M_2}} \mathbf{u}^{(2)} = \begin{Bmatrix} -0.8949 \\ 2.5583 \\ 3.4836 \end{Bmatrix} \times 10^{-3};$$

$$\mathbf{U}^{(3)} = \frac{1}{\sqrt{M_3}} \mathbf{u}^{(3)} = \begin{Bmatrix} 3.6979 \\ 1.9899 \\ 0.6002 \end{Bmatrix} \times 10^{-3}.$$

已知系统在初始时刻的状况为: $x_1 = -(m_1/k_1 + m_1/k_2 + m_1/k_3) = -1.6 \times 10^{-3} \text{ m}$, $x_2 = -(m_1/k_2 + m_1/k_3) = -8.19 \times 10^{-4} \text{ m}$, $x_3 = -m_1/k_3 = -2.23 \times 10^{-4} \text{ m}$ 。为了计算方便可以近似为: $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $x_3 = 0$; $\dot{x}_1 = 5.24 \text{ m/s}$, $\dot{x}_2 = 0$, $\dot{x}_3 = 0$ 。其中锤头的速度由公式 $\sqrt{2gh}$ 给出,考虑到重力加速度,油压等的综合作用取 $g = 12.5 \text{ m/s}^2$, 冲程 $h = 1100 \text{ mm}$ 。

以上为物理坐标系下的初始条件,需要将其转化为自然坐标系下的初始条件,根据下式:

$$\begin{cases} \eta_r(0) = \mathbf{U}^{(r)\text{T}} \mathbf{M} \mathbf{X}_0 \\ \dot{\eta}_r(0) = \mathbf{U}^{(r)\text{T}} \mathbf{M} \dot{\mathbf{X}}_0 \end{cases} \quad (7)$$

式中:

$$\mathbf{X}_0 = \{x_1, x_2, x_3\}^{\text{T}}$$

$$\dot{\mathbf{X}}_0 = \{\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3\}^{\text{T}}$$

可求出对应于自然坐标系下的初始条件:

$$\eta_1(0) = \mathbf{U}^{(1)\text{T}} \mathbf{M} \mathbf{X}_0 = 0$$

同理可求得:

$\eta_2(0) = 0; \eta_3(0) = 0; \dot{\eta}_1(0) = 235.6082;$
 $\dot{\eta}_2(0) = -314.1924; \dot{\eta}_3(0) = 1298.3。$

从而基于下式:

$$\{x(t)\} = \sum_{r=1}^n U^{(r)T} M X_0 (\cos \omega_r t) U^{(r)} +$$
$$\sum_{r=1}^n U^{(r)T} M \dot{X}_0 \frac{1}{\omega_r} (\sin \omega_r t) U^{(r)} \quad (8)$$

可得出桩锤、砧铁和桩的振动规律如下:

$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.0013 \\ -0.0146 \\ 0.0026 \end{Bmatrix} \sin 122.34t +$$
$$\begin{Bmatrix} 0.0041 \\ -0.0117 \\ -0.0159 \end{Bmatrix} \sin 68.65t + \begin{Bmatrix} 0.2022 \\ 0.1088 \\ 0.0328 \end{Bmatrix} \sin 23.75t$$

由表达式可以看出系统的自由振动是3个自然模态振动的叠加,即3个不同频率的简谐运动的叠加,其结果不是简谐振动。系统的自然频率和模态向量取决于桩锤系统的物理特性如锤头、砧铁和桩的质量与刚度等,而在系统的总振动中3个模态振动所占的比例大小由初始条件确定。

3 计算仿真与分析

对式(9)求导得出速度和加速度规律,进而获得锤头、砧铁和桩之间的相互作用力的变化规律,并应用 Matlab 软件绘出时间历程曲线。Matlab 与传统的仿真软件相比,具有更直观、方便、灵活的特点,从而清晰地反映出冲击瞬间各个部分的运行情况和受力情况。如图5~图8所示,其中 x_1, x_2, x_3 分别代表锤头、砧铁和桩的位移; $v_1, v_2, v_3, a_1, a_2, a_3$ 分别代表它们的速度和加速度; F_{12}, F_{23} 分别代表锤头与砧铁之间砧铁与桩之间的作用力大小。

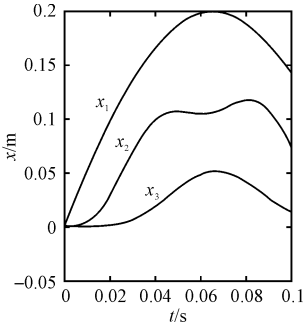


图5 位移时间关系曲线

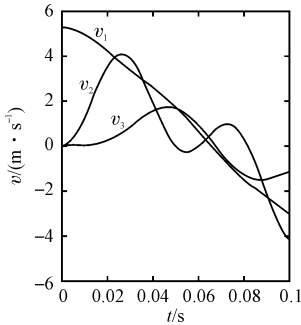


图6 速度时间关系曲线

由上图中可以看出,在桩的贯入量为零的条件下,冲击瞬间振动较为剧烈,锤头的振幅最高可达0.2 m,

从加速度变化角度来看,砧铁的加速度不仅变化范围大而且变化率也非常大,加速度最高时可达 $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,最大变化可达 $510 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,较好地解释了实际应用过程中砧铁容易发生疲劳破坏的现象。相对而言锤头和桩的加速度变化比较平缓。由图8可以看出在0.03 s之前它们之间的作用力急剧增加,稍后变化地比较平缓。

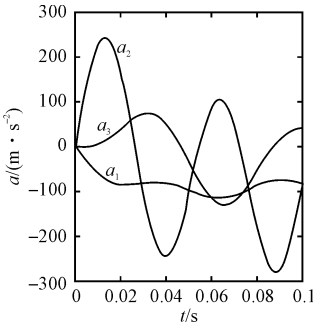


图7 加速度时间关系曲线

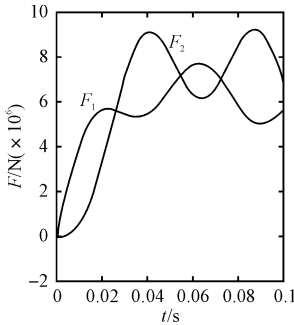


图8 锤头、砧铁、桩之间作用力曲线

4 结束语

(1) 本研究通过对液压桩锤冲击过程进行数学建模并求解,得出了桩在零贯入量的冲击瞬间锤头、砧铁和桩的振动规律,以及锤击力传递机理。为提高桩锤抗冲击性能和合理设计提供新的思路和必要的理论依据。

(2) 仿真分析验证了液压桩锤打桩过程为非线性动态过程,既涉及到材料非线性、几何非线性、又涉及到界面接触摩擦。

(3) 要想获得理想的冲击效果,即桩的贯入量最大,就要协调冲击时间与冲击能量利用率之间的关系,冲击时间短,接触力大,可能导致零件变形,吸收一部分能量;冲击时间长,振动相应地延长,消耗系统能量,合理的冲击时间能够使更多的能量用于沉桩,获得较大的冲击输出效果。

(4) 改变零件的材质、结构形状,以及尺寸等参数,可以对振动规律进行有效控制,将各零件速度、加速度和接触力波动控制在一定范围内,避免了疲劳破坏。

(5) 通过计算分析可知桩锤和砧铁的刚度对冲击力与砧铁加速度波动影响较大,要想获得它们之间的定量关系,还需要做进一步研究。

参考文献 (References):

[1] 杨永海,吕景忠,隋振,等.加速下落冲击式液压桩锤设计[J].农业机械学报,2005,36(5):150-153.

(8) 在邮箱接收中断中判断(CANRMP)是否置1,如果(CANRMP)置1,清除 CANRMP,并且读取 MSGID、CANMDH、CANMDL。

3.2 实验结果与分析

本实验选用周立功 CAN 调试器,调试器类型选择 USBCAN1,发送格式为正常发送,帧类型选择扩展帧,帧格式设置为数据帧,帧 ID 为 00420100,设备操作菜单下的打开设备中的定时器设置如图 3 所示;另一个节点为 DSP TMS320F28335 上的 CAN 通信模块。只有 TMS320F28335 中的 CAN 功能模块设置正确,CAN 调试器才能成功发送数据。CAN 调试器设置以及发送的数据如图 4 所示。



图3 CAN 调试器定时器设置



图4 CAN 调试器发送数据

图中数据均正确发送,而且波特率为 1 Mbps,因此能够充分保证横机指令执行的准确性和快速性。

4 结束语

笔者研究的是基于 FPGA 双口 RAM 和 CAN 总线通信的新型电脑横机控制系统。双口 RAM 是一种并行通信,传输速度快。CAN 总线的传输速度可以达到 1 Mbps,测试表明数据传输的准确性高。该横机控制系统具有处理速度快、运行稳定且实时性好等特点。与传统的控制系统相比,系统处理速度更快、扩展方便、开放性好、易维护、智能化、操作简便,稳定性高,具有一定推广价值。

参考文献 (References):

[1] 胡红. 新型横机构造与编织[M]. 北京:中国纺织出版社,2000:34-51.

[2] 曾宗云,李永波,胡旭东. 基于 CAN 总线的电脑横机控制系统研究[D]. 杭州:浙江理工大学机械与自动控制学院,2007.

[3] BOLING D. Programming Microsoft Windows CE with Cdrom[M]. USA: Microsoft Press Redmond,2001.

[4] SESHADRI P, GARRETT P. SQLServer for Windows CE-a Database Engine for Mobile and Embedded Platforms[C]// ICDE 2000. San Diego: [s. n.],2000:642-644.

[5] FANG A, GUO J, LUO L. Remote Electric Power Network Monitoring System Based on GPRS[C]//CASE 2009. Nan-chang: [s. n.],2009:229-231.

[6] 钟清华,钟国新. 视音频延时器用大容量 FIFO 的设计[J]. 中国有线电视,2004(13):46-49.

[7] 杨皎,郝国法,方康玲. 基于 cyclone EP1C6 的 LED 大屏设计方案[J]. 微计算机信息,2006(4Z):59-61.

[8] 胡彬,陈涛. TMS320C6713DSPEMIF 接口与 FPGA 双口 RAM 接口设计[J]. 电子质量,2008(10):32-35.

[9] LAWRENZ W. CAN system engineering: from theory to practical applications[M]. Springer Verlag,1997.

[10] SHAW M, GARLAN D. Software architecture:perspectives on an emerging discipline[M]. Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ,1996. [编辑:李辉]

(上接第 179 页)

[2] 孙莉. 新型液压桩锤锤头主体结构[J]. 长春大学学报,2005,15(4):8-9.

[3] 何清华,张海涛,陈欠根,等. 液压振动桩锤系统动力学分析和主要参数的设计[J]. 凿岩机械气动工具,2004(1):31-34.

[4] 沈景凤,查德根,刘钊. 桩锤撞击过程中冲击应力及夯锤工作行程的分析与计算[J]. 建设机械技术与管理,2001(12):19-21.

[5] THANDAVAMOORTHY T S. Piling in fine and medium sand-a case study of ground and pile vibration[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering,2004,24(4):295-304.

[6] CHEHAB A G, NAGGAR M C E. Design of efficient base isolation for hammers and presses[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering,2003,23(2):127-141.

[7] BENAMAR. Dynamic pile response using two pile-driving

techniques[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering,2000,20(6):243-247.

[8] 刘树道,童伟,迟永滨,等. 新型液压打桩锤的系统仿真研究[J]. 中国工程机械学报,2003,1(1):80-83.

[9] 王秀丽,白良. 基础工程[M]. 2版. 重庆:重庆大学出版社,2005:348-352.

[10] 李惠彬. 振动理论与工程应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,2006:50-65.

[11] 师汉民. 机械振动系统—分析·测试·建模·对策[M]. 2版. 武汉:华中科技大学出版社,2004:111-123. [编辑:柴福莉]