

文章编号:1006-1355(2009)05-0148-04

液压打桩锤冲击噪声的分析及其控制方法

胡均平, 王 涛, 化世阳
(中南大学 机电工程学院, 长沙 410083)

摘 要: 首先阐述了控制液压锤冲击噪声的重要性, 介绍了冲击噪声的声学流固耦合理论及其有限元方法。根据冲击频谱的理论特性, 分析了噪声与缓冲时间的关系, 并利用有限元分析软件 ANSYS/LS-DYNA 进行仿真, 从而论证了通过延长缓冲时间来控制噪声方法的有效性。

关键词: 声学; 冲击噪声; 流固耦合; ANSYS/LS-DYNA; 缓冲时间
中图分类号: TU112.3 **文献标识码:** A

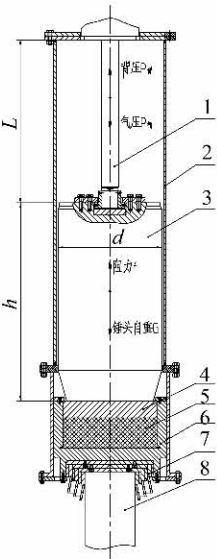
Analysis and Control of Impact Noise of Hydraulic Pile Drivers

HU Jun-ping, WANG Tao, HUA Shi-yang
(College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: The importance of impact noise control of hydraulic pile drivers is elaborated. The theory of acoustic fluid-structure coupling and the corresponding finite element method are introduced. According to the theoretical characteristics of impact frequency spectrum, the relation of noise and buffer time is analyzed. Using the finite element software ANSYS/LS-DYNA, the numerical simulation of impact of a pile driver is carried out. The results show that the impact noise can be reduced by prolonging the buffer time.

Key words: acoustics; impact noise; fluid-structure coupling; ANSYS/LS-DYNA; buffer time

噪声污染和空气污染、水污染、废弃物污染被称为当今的四大污染。噪声污染面积大, 到处可见, 尤其是冲击噪声在日常生活中接触的更多^[1]。建筑工地上的冲击噪声主要由打桩机锤击桩而产生, 其瞬间噪声特别大, 对周围环境影响极大, 所以国家颁布了一系列控制建筑施工噪声的法律法规。氮爆式液压打桩锤利用液压缸将锤头提起, 然后在锤头自重和液压缸活塞无杆腔气压的作用下向下锤击, 打桩锤简图如图 1。经过计算, 它的锤击能量比普通差动连接的液压打桩锤大许多。后文将以 7 t 氮爆式液压打桩锤为分析对象。



1. 活塞杆; 2. 隔声罩; 3. 锤头; 4. 打击垫;
5. 橡胶; 6. 打击套; 7. 桩帽; 8. 桩

图 1 氮爆式液压打桩锤简图

Fig. 1 The sketch of pile driver by nitrogen explosion

收稿日期: 2008-12-15; 修改日期: 2009-02-04
作者简介: 胡均平(1965-), 男, 湖南邵阳, 教授、博士生导师, 主要研究方向为液压机械与控制。
E-mail: wt1984521@163.com

1 有限元声固耦合理论

利用有限元方法计算结构振动与声耦合问题时,需要“构造”一个流体结构紧贴结构的外表面^[2],见图2,对结构和流体都进行有限元网格离散,建立有限元方程。

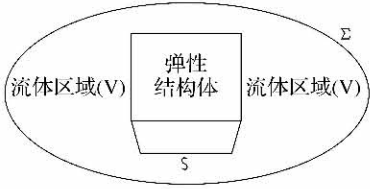


图2 声固耦合示意图

Fig. 2 The sketch of fluid-structure coupling

假定流体是理想的声学介质,则斯托克斯方程和连续性方程可以简化为声波动方程^[3]

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad (1)$$

上式中 p 为瞬时声压, t 为时间变量, c 为声速, ∇^2 为拉氏算符。

将散度和梯度的向量形式运算符引入

$$\nabla \cdot () = \{L\}^T = \left[\frac{\partial}{\partial x} \quad \frac{\partial}{\partial y} \quad \frac{\partial}{\partial z} \right],$$

$$\nabla \cdot () = \{L\}$$

将上式代人(1)式可改写如下形式

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\} p) = 0 \quad (2)$$

将(2)式两边同时乘以声压变化值 δp , 并在流体区域 V 对体积积分, 运算得

$$\iiint_V \frac{1}{c^2} \delta p \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dV + \iiint_V (\{L\}^T \delta p) (\{L\} p) dV = \iint_{S+\Sigma} \{n\}^T \delta p (\{L\} p) d(S) \quad (3)$$

式中, n 是界面 S 和 Σ 的法向量。在声固耦合界面问题中, 面 S 、 Σ 被视为界面, 由于简化假设, 流体的动量方程中法向声压梯度与结构的法向加速度在界面处遵循以下规律

$$\{n\}^T \cdot \{ \{L\} p \} = -\rho_0 \{n\}^T \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{U\} \right) \quad (4)$$

式中, $\{U\}$ 为结构在界面处的位移向量, 则(3)式可写成为

$$\iiint_V \frac{1}{c^2} \delta p \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dV + \iiint_V (\{L\}^T \delta p) (\{L\} p) dV = - \iint_S \rho_0 \delta p \{n\}^T \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{U\} \right) d(S) \quad (5)$$

定义单元近似形函数为 $P = \{N\}^T \{P_e\}$, $U = \{N'\}^T \{U_e\}$, 矩阵 $[B] = \{L\} \{N\}^T$, 其中 $\{N\}$ 为声压形函数, $\{N'\}$ 为位移形函数, $\{P_e\}$ 为节点声压向量。将其代入式(5), 则

$$\iiint_V \frac{1}{c^2} \{ \delta p_e \}^T \{N\} \{N\}^T dV \{ \ddot{p}_e \}^T \{N'\}^T d(S) \{ \ddot{U} \} + \iiint_V \{ \delta p_e \}^T [B]^T [B] dV \{ p_e \} + \iint_S \rho_0 \{ \delta p_e \}^T \{N\} \{n\} = \{0\} \quad (6)$$

改为矩阵形式得离散化声波方程

$$[M_e^p] \{ \ddot{P}_e \} + [K_e^p] \{ P_e \} + \rho_0 [R_e]^T \{ \ddot{U} \} = 0 \quad (7)$$

其中, $[M_e^p]$ 为流体等效质量矩阵, $[K_e^p]$ 为流体等效刚度矩阵, $[R_e]^T$ 为流体和结构的耦合矩阵, \ddot{U} 为单元节点的位移 U 对时间的二阶导数。

(7)式为无阻尼吸收情况下有限区域的声场有限元矩阵方程式。当在流体区域边界 Σ 上和流体与结构的交界面 S 上有阻尼吸声材料时, 需要对方程式(7)引入吸声项, 经过前面类似的推导计算, 可得如下矩阵方程式

$$[M_e^p] \{ \ddot{P}_e \} + [C_e^p] \{ \dot{P}_e \} + [K_e^p] \{ P_e \} + \rho_0 [R_e]^T \{ \ddot{U} \} = \{0\} \quad (8)$$

式中, $[C_e^p]$ 为声阻尼矩阵。

类似的, 真空中含有阻尼的弹性结构振动的有限元矩阵方程为

$$[M_e] \{ \ddot{U} \} + [C_e] \{ \dot{U} \} + [K_e] \{ U \} = \{ F_e \} \quad (9)$$

其中, $[M_e]$ 为结构的质量矩阵, $[C_e]$ 为结构的阻尼矩阵, $[K_e]$ 为结构刚度矩阵, $\{ F_e \}$ 为结构载荷向量。

当弹性结构置于声学介质中时, 在流体与结构的接合面 S 上流体与结构之间存在着相互作用, 声压对结构产生一个面力的作用。根据虚功原理可将该面力等效移置到单元节点上。于是, 弹性结构与声场的耦合振动矩阵方程为

$$[M_e] \{ \ddot{U} \} + [C_e] \{ \dot{U} \} + [K_e] \{ U \} = \{ F_e \} + \{ F_e^{pp} \} \quad (10)$$

式中 $\{ F_e^{pp} \} = [R_e] \{ P_e \}$

将(8)、(10)两式合并, 得到完整的流固耦合问题的有限元法离散方程

$$\begin{bmatrix} [M_e] & [0] \\ [M_e^{fs}] & M_e^p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_e \\ \ddot{P}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_e] & [0] \\ [0] & [C_e^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_e \\ \dot{P}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_e] & [K_e^{fs}] \\ [0] & [K_e^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_e \\ P_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_e \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

其中 $[M^{\delta}] = \rho_0 [R_e]^T, [K^{\delta}] = -[R_e]$ 。根据弹性结构和流体相互耦合的离散化矩阵方程(11)可以得到结构表面 S 节点处的位移和声压。当将边界 Σ 上的声边界阻尼取为全吸收时(即在该边界上的声阻抗为平面波阻抗),可近似计算在无界流体区域内弹性结构与流体的耦合振动和声辐射问题。

2 打桩锤噪声主动控制方法

把理想冲击瞬变信号进行 Fourier 变换,将时域中的瞬变信号转换到频域中进行分析,其数学表达式

$$X(f) = \int_0^{\tau} x(t) e^{-j2\pi ft} dt = \tau \text{sinc}(\pi f \tau) \quad (13)$$

得到理想冲击频谱图如图 3 所示,从图 3 中可以看出 $X(f)$ 是连续幅值谱,频率范围是从零至无穷大。它反映了单位频率上的幅值,同时也可以发现在靠近频率为零的附近频率段内,其单位频宽上的幅值很大。特别需要指出瞬变信号在频率轴上的幅值分布状态与它所发生碰撞的瞬时时间有着密切的关系^[4]。

根据 Fourier 变换的时间尺度改变特性,在时间信号 $x(t)$ 幅度不变的情况下

若 $x(t) \Leftrightarrow X(f)$

则 $x(kt) \Leftrightarrow \frac{1}{k} X(\frac{f}{k}) \quad (k > 0)$

当时间尺度压缩($k > 1$)时,频谱的频带变宽,幅值降低;当时间尺度扩展($k < 1$)时,频谱的频带变窄,幅值增高,如图 3。

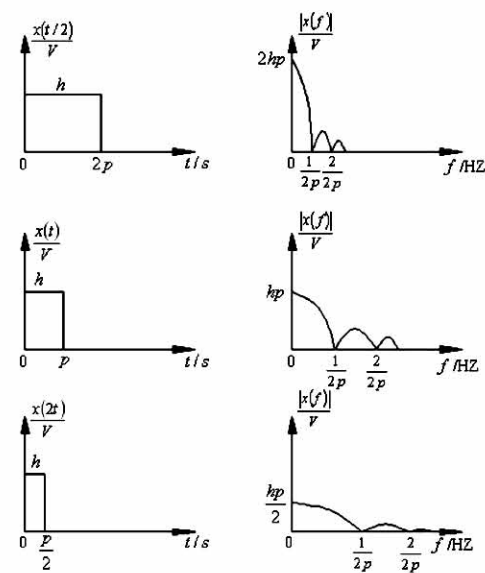


图 3 时间尺度改变曲线
Fig. 3 The curve of time scale change

根据以上分析可知,改变两个物体之间的碰撞时间,便可以改变频率轴上幅值分布。若延长两物体之间的瞬时撞击时间,使靠近零频率处的单位频宽上幅值增高。而对这些频率的声级,人耳听觉是十分迟钝的,尤其在 0—20 HZ 频率段内人耳是毫无反应的。为此利用人耳听觉对各种频率噪声的感觉不一样,改变冲击噪声的瞬时冲击时间,降低冲击噪声的响度值,从而达到降低噪声的目的。

3 有无缓冲垫有限元仿真比较

利用有限元软件 ANSYS/LS-DYNA 对液压打桩锤有无缓冲垫进行分析比较。LS-DYNA 的前后处理器是 ANSYS/pre-post,求解器为 LS-DYNA,它是全世界范围内最知名的有限元显式求解程序,应用领域有:高速碰撞模拟、乘客的安全性分析、零件制造、罐状容器的设计、爆炸过程等^[5]。

首先对液压打桩锤进行建模,模型如图 4。在液压缸上腔中预充 1.5 MPa 的气压值,控制压力设为 2.5 MPa,这样可以使液压缸行程达到最大 L 。为了减少计算机计算时间,将桩锤的冲击行程 L 减小到 0.1 m,并施加打桩锤的初速度为 $v_0 = 5.711 \text{ m/s}$ 。

对于无缓冲垫的模型,打击垫底面完全约束。从而得到无缓冲垫时,打桩锤底面边缘一点的应力、速度、加速度随时间的变化曲线,如图 5 实线。

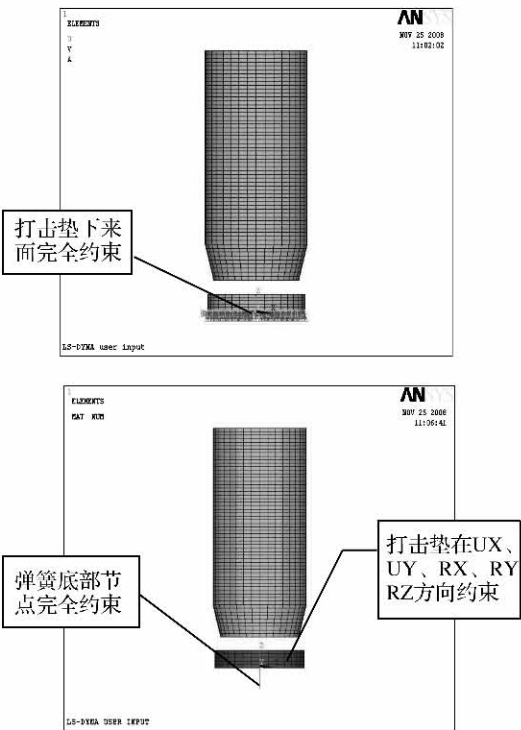


图 4 无缓冲垫与有缓冲垫的有限元模型
Fig. 4 Finite element model with no cushion and cushion

当增加缓冲垫时,有限元模型如图4下,将缓冲垫用弹簧单元代替(其中包含钻杆对打桩锤的缓冲作用),取弹簧的刚度 $k = 2.04 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。弹簧单元下部节点完全约束,打击垫在 UX、UY、RX、RY、RZ

方向约束,如图4。得到打桩锤底面边缘一点的应力、速度、加速度随时间的变化曲线,如图5虚线。

从图5中可以看出,没有加缓冲垫的情况下,速度在0.001 s内从-6 m/s变化到8 m/s,通过加速度与冲击噪声的关系式^[6]计算得到距离10 m的声压级峰值为151.48 dB。

加入缓冲垫以后,速度在0.05 s内从-6 m/s变化到4.8 m/s,通过加速度与冲击噪声的关系式计算得到距离10 m的声压级峰值为98.99 dB。

4 结 语

经过理论与仿真分析,通过增加冲击缓冲时间,可以减少冲击噪声。但由动量定理可知,增加冲击时间,必然会减少冲击力大小。这样,必然降低了打桩锤打击能量。所以,这种缓冲时间的大小设计应建立在足够打击能量的基础上。噪声控制除了噪声源的控制以外,还有传播途径控制和接受点防范。对于液压打桩锤,在控制噪声源的基础上,再进行隔声罩防护,会取得更好的效果。

参考文献:

- [1] 周新祥. 噪声控制技术及其新进展[M]. 北京:冶金工业出版社,2007. 4-5.
- [2] 商德江. 加肋双层圆柱壳振动声辐射数值计算分析[J]. 声学学报,2006,26(3):193-201.
- [3] 杜功焕,等. 声学基础[M]. 南京:南京大学出版社,2001. 176-177.
- [4] 原丰霞. 降低冲击噪声的机理分析[J]. 机电工程,2004,21(9):48-51.
- [5] 白金泽. LS-DYNA3D 理论基础与实例分析[M]. 北京:科学出版社,2005. 1-3.
- [6] 孙庆鸿,等. 振动与噪声的阻尼控制[M]. 北京:机械工业出版社,1992. 31-33.

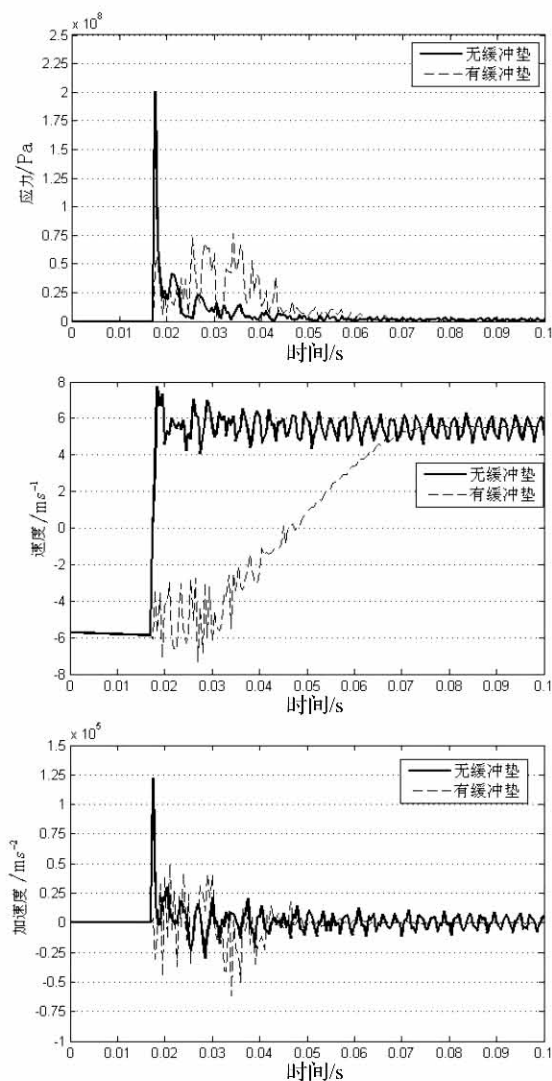


图5 应力、速度、加速度时间历程

Fig. 5 The change of stress, velocity and acceleration with time