

螺旋压力机的建模

李志农 杨科人 何成宏 杨国泰 揭小平

(机械工程系)

(南昌大学)

摘 要 根据螺旋压力机动载荷特点,对各个阶段建立了力学模型,并用实验验证其正确性,提出了影响螺旋压力机振动的主要因素,为后续减振研究提供了理论依据^[9].

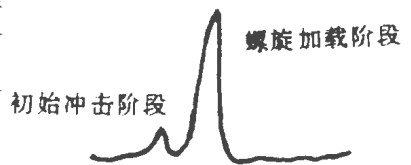
关键词 螺旋压力机;力学模型

分类号 TG 385.13

0 引 言

螺旋压力机是一种通用性很强的锻压设备,根据其受载特点,它既不同于锻锤,也不同于机械压力机,具有锻锤和机械压力机双重工作特性,螺旋压力机在工作过程中带有一定的冲击作用,滑块行程又不固定,这是锤类的工作特性,但它又是通过螺旋副传动能量的,在金属产生塑性变形的瞬间,滑块和工作台之间所受的力,由压力机封闭的框架承受,并形成一封闭的力系,这一点是压力机的工作特性^[13]

螺旋压力机的典型载荷波形如图 1 所示,其打击过程分为两个阶段:初始冲击阶段和螺旋加载阶段,初始冲击阶段只受到纵向载荷作用,在螺旋加载阶段除了纵向载荷之外,还受到扭矩 M



$$M = \frac{d}{2} \tan(\alpha \pm \rho) P \quad (1)$$

式中 d — 螺杆的中径;

α — 螺杆中径处的螺旋升角;

ρ — 螺旋副的当量摩擦角,加载时取“+”,

卸载时取“-”,设螺旋副的摩擦系数为 μ 则

$$\rho = \arctan \mu \quad [13]$$

图 1 螺旋压力机的典型
载荷波形

1 螺旋压力机振动模型的建立

螺旋压力机的阻尼情况比较复杂,为分析方便,在建立振动模型时忽略了其阻尼^[13]

1.1 初始冲击阶段

振动模型如图 2 所示^[13]

上模与工件碰撞后螺旋压力机 机身的初始移动速度 V_o 为

$$V_o = \left(\frac{1 + \xi(m_1 + m_3)}{m_1 + m_2 + m_3} \right) R \omega \tan \alpha \quad (2)$$

式中 ξ — 打击过程的恢复系数;

m_1 — 飞轮、螺杆的质量;

m_2 — 螺旋压力机机身 - 基础的质量;

m_3 — 滑块的质量;

ω — 打击前, 滑块运动到下死点时飞轮螺杆的转速;

α — 螺旋升角^[13]

其振动微分方程为

$$(m_1 + m_2 + m_3) \ddot{Z} + K_1 Z = 0 \quad (3)$$

初始条件为 $Z|_{t=0} = 0$;

$$\dot{Z}|_{t=0} = V_o \quad (4)$$

方程 (3) 的解为

$$Z = \frac{V_o}{\omega} \sin \omega t. \quad (5)$$

其中 $\omega = \sqrt{K_1 / (m_1 + m_2 + m_3)}$ ^[13]

初始冲击阶段后, 机身 - 基础振动的最大位移为

$$Z_{\max} = V_o / \omega \quad (6)$$

1.2 螺旋加载阶段

纵向振动模型如图 3

振动微分方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{Z}_1 + K_1 Z_1 - K_2 (Z_2 - Z_1) = 0, \\ m_2 \ddot{Z}_2 + K_2 (Z_2 - Z_1) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

认为螺旋压力机突然失荷时只有其头部在工作载荷 F_0 作用下产生初始位移 $Z_0 = F_0 / K_2$, 而无初始速度, 则螺旋压力机自由振动的初始条件为

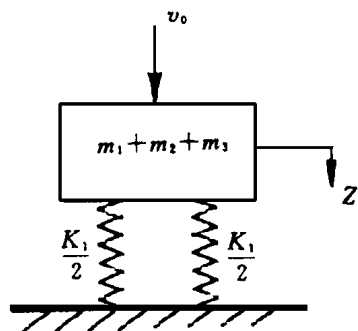
$$\begin{cases} Z_1|_{t=0} = \dot{Z}_1|_{t=0} = \dot{Z}_2|_{t=0} = 0, \\ Z_2|_{t=0} = -Z_0 = -F_0 / K_2 \end{cases} \quad (8)$$

方程 (7) 的解为

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{Z_0 (K_2 / m_2 - \omega^2) (K_2 / m_2 - \omega_0^2)}{K_2 / m_2 (\omega^2 - \omega_0^2)} (\cos \omega t - \cos \omega_0 t); \\ Z_2 &= \frac{Z_0 (K_2 / m_2 - \omega^2)}{(\omega^2 - \omega_0^2)} \cos \omega t - \frac{Z_0 (K_2 / m_2 - \omega_0^2)}{(\omega^2 - \omega_0^2)} \cos \omega_0 t \end{aligned} \quad (9)$$

螺旋压力机机身 - 基础的最大纵向位移为

$$Z_{1\max} = \frac{2 Z_0 (K_2 / m_2 - \omega_0^2) (K_2 / m_2 - \omega^2)}{K_2 / m_2 (\omega^2 - \omega_0^2)} \quad (10)$$



K_1 — 地基抗压刚度

图 2 初始冲击阶段
振动模型

式中 ω_1 、 ω_2 为系统的一阶和二阶固有频率, 由下式计算

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{K_1 + K_2}{m_1} \mp \frac{K_2}{m_2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{K_1 + K_2}{m_1} + \frac{K_2}{m_2} \right)^2 - \frac{4K_1K_2}{m_1m_2}} \quad (11)$$

扭转振动模型如图 4 所示

碰撞后, 螺旋压力机机身 - 基础的初始转动角速度 ω 为

$$\omega = \frac{(1 + \epsilon) J_1}{J_1 + J_2} \omega_0 \quad (12)$$

式中 ϵ — 打击过程恢复系数;

J_1 — 飞轮螺杆的转动惯量;

J_2 — 螺旋压力机机身 - 基础的转动惯量;

ω_0 — 打击前, 滑块运动到下死点时飞轮螺杆的转速⁽¹³⁾

其相应的振动微分方程为

$$J_2 \ddot{\theta} + K_\theta \theta = 0 \quad (13)$$

初始条件为 $\theta|_{t=0} = 0$;

$$\dot{\theta}|_{t=0} = \omega \quad (14)$$

式(13) 的解为

$$\theta_{\max} = \omega / \omega_\theta \sin \omega_\theta t \quad (15)$$

式中 $\omega_\theta = K_\theta / J_2$ ⁽¹³⁾

螺旋压力机机身 - 基础的最大转角为

$$\theta_{\max} = \omega / \omega_\theta \quad (16)$$

1.3 振动实测

测试是在一台 J53-300 吨双盘摩擦压力机上进行的, 测定了其打击力, 扭转力波形及基础振动位移和扭转位移⁽¹³⁾

测试框图如图 5

测试点布置如图 6

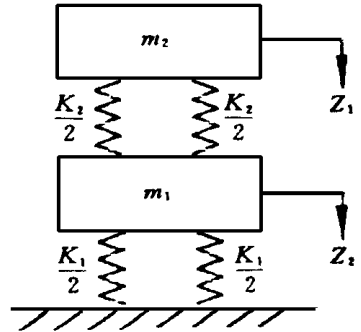
测试压力时, 把压力传感器装在模具里, 扭矩测量采用在螺杆上布片, 在 2 点用 YD-1 型加速度计, 经 ZK-2 型阻抗变换器, 通过 JF-1 型积分放大器测得基础的前后, 左右位移, 进而求得其扭转角为

$$\theta = \sqrt{(\frac{\Delta x}{L})^2 + (\frac{\Delta y}{L})^2} \quad (13)$$

式中 Δx , Δy 为测点在左右, 前后方向振动位移, L 为测点至螺旋压力机基础中心的距离⁽¹³⁾在 1 点用 CD-7-C 型磁电式速度计和 GZ-5 型低频测振仪测基础的纵向位移¹⁹.

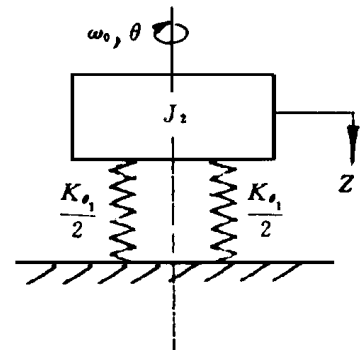
测试后波形如图 7 所示

测试结果如表 1 所示⁽¹³⁾



m_1 — 螺旋压力机底部和基础的质量
 m_2 — 螺旋压力机头部的质量
 K_1 — 地基抗压刚度
 K_2 — 螺旋压力机立柱刚度
 $F(t)$ — 工作载荷

图 3 螺旋加载阶段纵向振动模型



K_d — 地基抗扭刚度

图 4 扭转振动模型

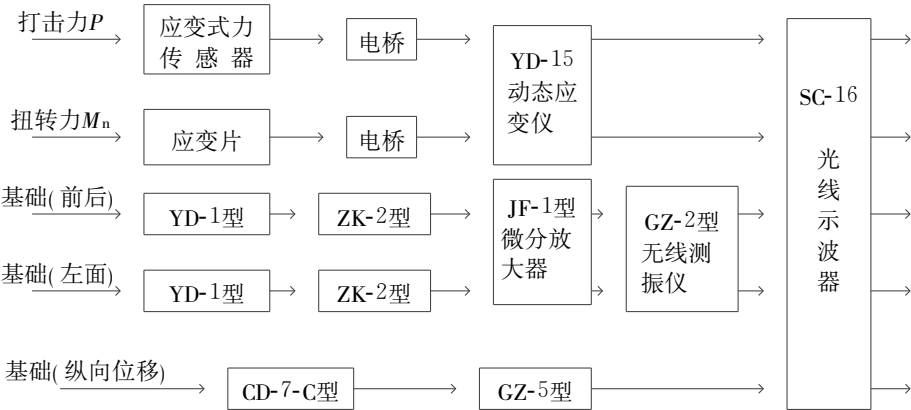


图5 测试框图

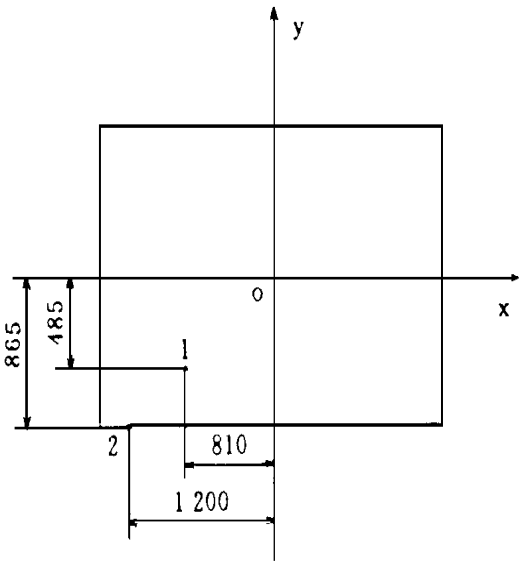


图 6 测试点布置图

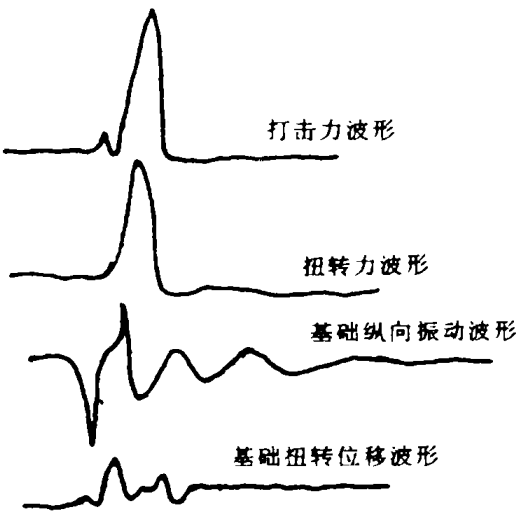


图 7 示波器记录的打击力、扭转力矩、基础垂直位移和扭转位移波形

表 1 振动测试结果

测量次数	打击力 /kN	扭转力矩 /Nm	纵向位移		水平扭转角 /°	纵向振动	扭转振动
			初始冲击阶段 /μm	螺旋加载 /μm		频率 /Hz	频率 /Hz
1	1 760	4.794	44	18	0.014	11.11	26
2	1 840	5.012	52	20	0.016	11.11	26
3	2 090	5.693	66	23	0.024	11.11	26

说明:测试时,试件为铅件,直径 $d=50\text{mm}$;以上的数值是基础振动的最大值^[13]

根据前面所建立的模型,理论计算结果为初始冲击阶段,J53-300吨双盘摩擦压力机基础振动在冷击时的最大纵向位移为73μm,在螺旋加载阶段,冷击时基础最大扭转角为0.087°;纵

向振动基础的最大位移如表 2 所示^[13]

表 2 螺旋加载阶段基础纵向位移

打击力 /kN	立柱初始位移 / μm	纵向位移 / μm	纵向振动频率 /Hz	扭转振动频率 /Hz
1 760	89	22	14. 14	30. 48
1 840	94	23. 2	14. 14	30. 48
2 090	106. 5	26. 3	14. 14	30. 48

3 结 论

- 1) 实验结果和理论计算结果尽管存在误差,但基本上相符,所建立的模型是可靠的^[13]
- 2) 引起螺旋压力机振动的主要原因是锤头与工件接触时的冲击力及上模与工件间相互作用力 P 突然消失后,因机身弹性收缩引起的振动以及螺旋加载时引起机身的扭转振动^[13]而要减少螺旋压力机的振动可对它实行隔振设计^[13]

参 考 文 献

1 沈杰^[19]地基基础设计手册^[19].上海:上海科学技术出版社

2 姜俊平^[19]振动计算与隔振设计^[19].北京:中国建筑工业出版社,1976

3 Li Peiwu, Xu Jiangguo, Wang Weiguo. Dynamic analysis for foundation of screw press

4 黄学玲^[19]锻压测试技术^[19].北京:机械工业出版社

Mechanical Models of the Screw press

Li Zhinong Yang Keren

(Mechanical Engineering Department)

He Chenhong Yang Guotai Jie Xiaoping

(Nanchang University)

Abstract

Based on the characteristics of the screw press dynamic load, machanical models representing every blow stage are established in this paper, and proved by the experiments. Moreover, the major factors effecting the vibration of the screw press are presented. This paper provides a theorical basis for the study of isolating-vibration of the screw press.

Key words the screw press; mechanical models