

文章编号 :1001 - 3997(2002)05 - 0038 - 02

设计
与
计算

气压驱动垂直冲击试验台设计

吴 斌 (西北工业大学航天工程学院, 西安 710072)

摘要设计了一种全气压驱动的垂直冲击试验台。给出了冲击试验台的机械实现原理,半正弦波机械模拟的线性与非线性理论及计算方法,以及各种刚度半正弦波形发生器的工程设计方法。总结了气压驱动的垂直冲击试验台设计中的几个关键问题,对设计此类冲击台具有一定的指导意义。

关键词:冲击;环境试验;导弹;波形发生器

中图分类号:TH48 文献标识码:A

1 前言

为了模拟导弹在飞行过程中所受的横向过载,通常用跌落式冲击试验机实现。军标 GJB150.18 - 86、GJB360A - 96 等对军用设备环境试验方法中对冲击试验的严酷性要求一般为多次非重复性试验,脉冲宽度为 6ms、11ms。但目前由于很多已经生产或正在研制的导弹为引进俄罗斯技术,其对冲击试验的严酷性要求和国军标有较大区别,对挂飞导弹,需抽样作 1000 ~ 5000 次横向冲击试验,且脉冲宽度很大(80ms ~ 140ms)。显然,采用常见的液压提升方式的垂直冲击台速度太慢(每分钟最多 1 次),而且碰撞试验台一方面负载不能太大,另一方面达到 80ms 以上的脉宽也有很大困难。

为了适应小型导弹的高速冲击试验要求,这里设计了一种全气压驱动的跌落式垂直冲击试验台,它不仅结构简单,连续冲击速度快(最快每分钟 40 次),而且可方便地自动控制,极大地提高了试验效率。

2 垂直冲击台机械实现

垂直冲击台机械结构示意图如图 1 所示。

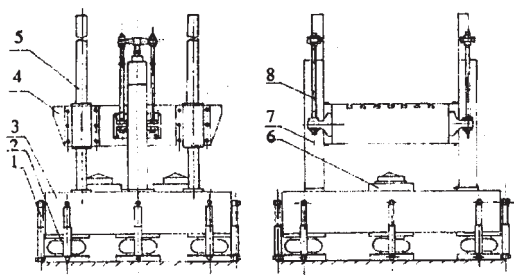


图 1 垂直冲击台机械结构示意图

- 1 阻尼器 2 气囊 3 底座 4 工作台 5 滑动导轨
- 6 波形发生器 7 气缸 8 拉杆

冲击台设计了减震装置,由底座、气囊和阻尼器组成,用于减小冲击时试验台作用在地基上的冲击力。测试件安装在工作台上,工作台由四根安装在底座上的滑动导轨导向,可以上下运动。两气缸通过安装在活塞杆上的拉杆和工作台连接,当气缸充气时,活塞杆伸出,拉杆带动工作台提升运动。冲击时,气缸充气,工作台提升,当提升到设定高度时,气缸快速放气,工作台自由跌落,工作台底面撞击波形发生器,完成一次冲击过

程。从以上的冲击过程可以看出,调节工作台的跌落高度,可以得到不同的冲击初始速度,从而可得到不同的冲击过载值,而改变波形发生器的刚度,可以得到不同的脉冲宽度值,两者协调配合,可以得到满足设计指标要求的各种冲击试验波形。

3 垂直冲击台基本理论

3.1 冲击过程分析

由于底座质量远远大于工作台质量,并且由底座、阻尼器和气囊组成的减振系统的固有频率远远小于冲击振动频率,作为工程近似计算,可以不考虑减振系统对冲击波形的影响。因此整个冲击过程可简化为一阶力学模型,如图 2 所示。其中, k 为波形发生器刚度, m 为工作台及试件质量, h 为跌落高度, v_0 为工作台与波形发生器撞击时的瞬时速度。分析中不考虑各种摩擦力的影响。

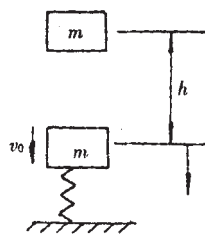


图 2

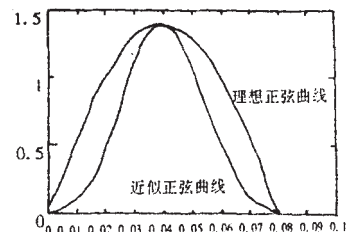


图 3

3.1.1 理想半正弦波的获得

假设波形发生器刚度 k 为线性,则系统的动力学方程为

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad x_0 = 0, \dot{x}_0 = v_0 \quad (1)$$

解微分方程可得:

$$\tau_n = \pi \sqrt{m/k} \quad (2)$$

$$A = v_0 / \omega_n = v_0 \tau_n / \pi \quad (3)$$

$$(a_m)_n = A\omega_n^2 = v_0 \pi / \tau_n \quad (4)$$

其中, τ_n 为脉冲持续时间(脉宽), A 为波形发生器最大变形, $(a_m)_n$ 为峰值加速度。则最大过载为:

$$n_m = \frac{(a_m)_n}{g} = \frac{v_0 \pi}{g \tau_n} \approx 320 \frac{v_0}{\tau_n} \quad (5)$$

式(5)中的脉宽 τ_n 单位为毫秒。则产生所需要的过载和脉冲宽度要求达到的瞬时速度为:

$$v_0 = \frac{n_m \tau_n}{320} \quad (6)$$

而 $v_0 = \sqrt{2gh}$ (7)

即冲击瞬时速度仅与跌落高度 h 有关。式 (6)、(7) 给出了跌落高度和最大冲击过载与脉宽之间的关系, 而脉宽和试件的质量和波形发生器的刚度有关。脉宽给定后, 工作台的跌落高度仅和冲击过载有关。

因此, 给定冲击环境的脉冲宽度和最大过载试验条件后, 可以分别通过调整波形发生器的刚度和工作台跌落高度来满足设计指标要求。

3.1.2 近似半正弦波的获得

一般波形发生器采用橡胶材料制造, 而橡胶具有硬非弹性特性, 其弹性恢复力为 $F(x) = k(x + \varepsilon x^3)$, $0 < \varepsilon \leq 1$, 则系统的动力学方程为 $m\ddot{x} + F(x) = 0$ $x_0 = 0, \dot{x}_0 = v_0$ (8)

解此微分方程可得一阶近似解[2][3]

$$\tau = \frac{T_n}{(1 + 3\varepsilon A^2/8)} \quad (9)$$

$$a_m = (a_m)_h \sqrt{1 + 1.5\varepsilon A^2} \quad (10)$$

$$\ddot{x}(\tau) = A\omega^2 (\sin\omega\tau - \frac{3\varepsilon A^2}{32} (\sin\omega\tau - 3\sin 3\omega\tau)) \quad (11)$$

可见, 在非线性的影响下, 冲击波形不仅取决于 m 、 k 、 v_0 , 而且还与动态变形量 A 有关。

- (1) 在相同的线性刚度 k 下, 峰值加速度变大, 脉宽变小;
- (2) 初始速度增大 (跌落高度 h 增加), 不仅过载增大, 且随着最大变形 A 增加, 脉冲宽度减小;

(3) 加速度响应增加了各次谐波分量, 使冲击波形发生器畸变, 在非线性系数 ε 和动态变形量 A 的影响下, 其波形腰身变窄, 近似半正弦波如图 3 所示。一般情况橡胶的非线性因子 ε 必须试验测定, 而且不同硬度的橡胶垫非线性因子 ε 差别较大, 因此设计时暂不考虑非线性的影响。

3.2 半正弦波形发生器设计

半正弦波形发生器通常用工程橡胶或浇注绝缘脂材料制造, 设计时主要考虑橡胶的刚度和动态许用应力。一般半正弦波形发生器 (缓冲垫) 设计成圆柱形, 如图 4 所示, 其刚度 k 可由下式计算[4]

$$k = \frac{\pi D^2 E_a}{4H} \quad (12)$$

式中: $E_a = iG$;

$$i = 3.6(1 + 1.65 S^2);$$

$$G = 0.117 e^{0.034H_s} \text{ (MPa)}$$

(橡胶的剪切模量);

$$S = \frac{D}{4H} \text{ (橡胶的形状因子);}$$

H_s ——橡胶的肖氏硬度。

根据式(2)可知, 所需要的缓冲垫的刚度为

$$k \approx 10^7 \times \frac{m}{\tau_n^2} \text{ (N/m)} \quad (13)$$

如果给定了冲击台的负载质量和所需的脉宽, 可由式 (13) 求得缓冲垫的许用刚度, 再根据式 (12) 设计缓冲垫的各种参数。实际设计缓冲垫时, 考虑互换性要求, 先确定缓冲垫的直径, 而后选用几种不同的高度, 再选择缓冲垫的材料和肖氏硬

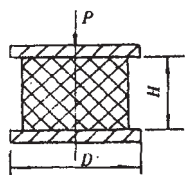


图 4 缓冲垫形状示意图

度值, 得到不同的刚度值。如果一个缓冲垫满足不了设计要求, 可以用各种不同刚度的缓冲垫的组合得到一系列所需的缓冲垫的刚度值。

4 设计示例

设计一个 400kg 垂直冲击台, 要求技术指标为:

- (a) 负载质量分为三档: 100kg, 200kg, 400kg;
- (b) 冲击技术指标: (1) (2~6) g, 80ms; (2) (10~30) g, 25ms; (3) (10~50) g, 11ms;

4.1 气缸行程选择

根据以上技术指标 (b) 项要求, 由式 (6) 可得各档所需的冲击瞬时的最大速度分别为 1.50m/s, 2.34m/s, 1.72m/s, 则由式 (7) 可知冲击台所需最大跌落高度为 0.28 米, 考虑摩擦力和气缸背压及其它因素的影响, 可选取气缸最大行程为 (0.5~0.6)m。

4.2 波形发生器选择

根据负载分档要求, 加上工作台质量 (设计工作台质量 200kg), 由式 (13) 得到缓冲垫的许用刚度值如表 1 所示。

表 1 橡胶弹簧的许用刚度 $k(10^6\text{N/m})$

| τ (ms) | m (kg) | | |
|-------------|----------|-------|-------|
| | 300 | 400 | 600 |
| 80 | 0.468 | 0.625 | 0.938 |
| 25 | 4.800 | 6.400 | 9.600 |
| 11 | 24.79 | 33.06 | 49.58 |

考虑缓冲垫的互换性等综合要求, 选取缓冲垫的直径 $D = 140\text{mm}$, 两种高度分别为 $H_1 = 20\text{mm}$, $H_2 = 55\text{mm}$, 用式 (12) 计算不同肖氏硬度 H_s 的橡胶或浇注绝缘脂材料的刚度关系如表 2 所示。

选取表 2 所示的 6 种的缓冲垫, 可以近似组合成表 1 所需的 9 种刚度值。

表 2 橡胶弹簧刚度 $k(10^6\text{N/m})$

| H_s | H (mm) | |
|-------|----------|-------|
| | 55 | 20 |
| 45 | 0.908 | 9.062 |
| 75 | 2.519 | 25.13 |
| 75 | 4.971 | 49.61 |

5 分析与结论

全气压驱动的跌落式垂直冲击台, 连续冲击速度快 (最高可达 40 次/min), 结构简单, 控制灵活。对于小冲击过载, 可以通过气缸排气口节流阀调节冲击的瞬时速度, 操作方便、快捷。单次冲击试验时, 为了防止二次反弹, 采用了气压驱动的锁紧装置, 在冲击完成后抱紧工作台。在设计此类冲击台时, 应注意以下几个方面的问题:

(1) 工作台必须有足够的刚度, 以免造成在冲击能量较大时, 工作台被激振。设计工作台时, 其一阶固有频率应大于 1kHz。

(2) 减振系统要吸收一部分冲击能量, 因此跌落高度应比理论值大 10~20%。

文章编号 :1001 - 3997(2002)05 - 0040 - 01

综合脱粒与分离装置试验台的设计

衣淑娟 (黑龙江八一农垦大学, 黑龙江密山 158308)

张凤霞 (齐齐哈尔分局, 齐齐哈尔 161000)

【摘要】介绍了轴流脱粒与分离装置的结构、工作原理及数据采集、处理系统,整套装置可用在科研、生产、教学中。

关键词 脱粒与分离装置,设计

中图分类号:TH122 文献标识码:C

轴流收获机械在我国从七十年代开始进行研究和生产,由于其工作时谷物作螺旋运动,脱粒柔和且工作时间长,脱粒和分离较切流充分,在脱净率、破碎率、分离率等项指标方面优于切流,到目前已有一定的应用;同时由于轴流装置功耗大、脱过的茎秆较碎、清选筛负荷增加等问题,发展的速度不是很快。随着近几年水稻种植面积的增加及对国外水稻收获技术的吸收消化,对收获机械的研究与开发显得尤为重要。本项目在已研究的基础上,研制一试验台,总结前人的研究特点,分析轴流滚筒脱粒过程中的功率消耗,茎秆、籽粒、断穗的运动规律,为科研、生产、教学服务。

1 结构组成与工作原理

试验台由平皮带输送机、喂入辊、脱粒与分离装置、动力台、接料车、除尘装置、控电柜、计算机数据采集系统等组成。其结构如图1所示。

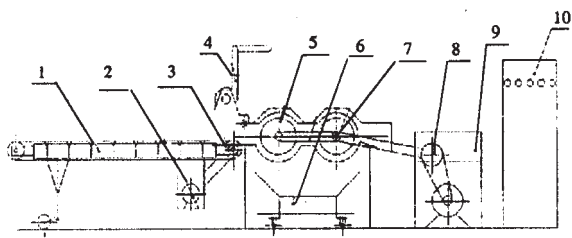


图1 脱粒与分离装置试验台结构示意图

- 1. 输送带 2. 喂入台变频器 3. 速度传感器 4. 除尘风机 5. 脱粒滚筒 6. 接料车 7. 位移传感器 8. 扭矩仪 9. 动力台 10. 电控柜

试验时,被脱谷物根据喂入量的要求均匀铺放在喂入输送带上,谷物经喂入辊由下端喂入进入滚筒,经选择的脱粒与分离方式后,茎秆经排草口排出,脱出物经凹板筛落入接料车。

* 来稿日期 2002 - 03 - 08 * 黑龙江省重点学科资助项目

(3)缓冲垫具有硬非线性特性,由3.1节的分析和实际冲击试验表明,大脉宽(大于80ms)冲击时,要求缓冲垫刚度小,变形大,而变形越大,不仅实际冲击脉宽减小,而且,冲击波形畸变加剧,导致冲击波形不符合波形容差要求,因此需选用线性非常好的缓冲垫。

2 数据采集与控制部分

计算机采集系统完成对主轴转速、主轴转矩、主轴功率、喂入速度、喂入滚转速、脱粒滚筒线速度、脱粒间隙等参数的实时数据采集、处理,可完成环境温度及环境湿度等环境参数的实时数据采集,可对动力台变频器电源、动力台变频器离合器、喂入台变频器电源、喂入台变频器电源、喂入台变频离合器、接料斗电源、除尘风机等电气设备的开头量控制功能,可通过RS-485控制局域网完成对下位变频器的变频参数采集与变频转速控制功能。

数据采集与控制部分包括启动软件、实时曲线窗口、工作参数仪表盘、环境参数仪表盘、电气控制柜、实时报警窗口、历史数据、历史曲线、工程报表等内容。

3 电气传动与控制部分

试验台电气控制功能可分别由电气柜、上位计算机及电气现场控制台三种控制方式控制完成,且三种方式控制方式相对独立,又互为备用,可提高控制系统可靠性。

4 设备的应用情况

利用该试验台完成了双滚筒钉齿式脱粒与分离装置的脱出物沿滚筒长度方向运动规律的试验研究。此试验台还可进行切向喂入的弓齿、螺旋叶片带板齿、钉齿、纹杆、弓齿—钉齿、钉齿—弓齿、纹杆—钉齿、纹杆—弓齿等形式的轴流、切流脱粒与分离装置的结构与性能参数进行试验研究。试验获得的数据可为机型设计、改进等提供理论依据。

参考文献

- 1 洛阳工学院. 卧式轴流脱粒和分离部件的研究报告. 1982.
- 2 H. P. Harris on Rot or power and losses of an axial-floo combine Transactiolds of the ASAE 1990.

参考文献

- 1 国防科学技术工业委员会. GJB150 军用设备环境试验方法(一). 国防科工委军标出版发行部,1987.
- 2 丁文镜. 减振理论. 清华大学出版社,1988.
- 3 冯登泰. 应用非线性振动力学. 中国铁道出版社,1982.
- 4 蔡春源主编. 新编机械设计手册. 沈阳 辽宁科学技术出版社,1996.
- 5 余庆铭. 冲击试验波形的机械模拟. 振动与冲击. 1995,14(4) 46~50.