

隔振降噪产品应用手册

韩润昌 编



哈尔滨工业大学出版社

隔振降噪产品应用手册

韩润昌 编

哈尔滨工业大学出版社

·哈尔滨·

内 容 简 介

本手册是一部针对各类机械设备振动与噪声控制的产品的应用工具书,系统地介绍了目前国内振动控制、噪声控制、隔声、消声、吸声方面器材与材料,就其产品名称、规格、型号、结构、使用方法、注意事项等也做了详尽介绍。同时还针对各类风机、水泵分型号给出隔振系统配置表,目的是给广大工程设计人员和施工技术人员及环保工作者提供一个方便快捷的隔振、降噪方面的设计工具书。

本手册共分五章,分别就控制理论、器材与材料隔振器的应用等进行介绍。可供有关工程技术人员使用和参考。

图书在版编目(CIP)数据

隔振降噪产品应用手册/韩润昌主编. —哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 2003. 7

ISBN 7-5603-1860-6

I. 隔… II. 韩… III. ①振动控制-工业产品-手册②噪声控制-工业产品-手册 IV. TB535-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 053266 号

出版发行 哈尔滨工业大学出版社
社 址 哈尔滨市南岗区教化街 21 号 邮编 150006
传 真 0451-86414749
印 刷 黑龙江省地质测绘印制中心印刷厂
开 本 787×1092 1/16 印张 21 字数 465 千字
版 次 2003 年 7 月第 1 版 2003 年 7 月第 1 次印刷
书 号 ISBN 7-5603-1860-6/X·11
印 数 1~3 000
定 价 30.00 元

前 言

动力设备的振动与噪声,无论对设备本身,还是对周边环境,都会造成危害。近十几年来,空调、给排水、供热、供暖、发电等动力设施越来越集约化、大型化,随之而来的振动与噪声问题更加突出。如何有效地控制振动与噪声的传播,延长设备使用寿命是现代工业,尤其是机电产品设计、建筑声学、噪声控制等工程技术人员特别重视的问题。

要达到有效地控制振动与噪声的传播,必须设计一套减振降噪系统,按需要把减振器、隔声、消声、吸声构件优化地组合在一起,称之为减振降噪系统。减振降噪系统的设计原则是用少量的投入,获取最佳的效果。

编辑这本手册,目的是给设计、施工、安装等工程技术人员提供隔振降噪设计原则、方法、器材、材料及工程实例,以便在工程设计施工中参考。

在编辑本手册过程中,参考了中国船舶工业总公司上海第九设计研究院吕玉恒教授等专家编著的《噪声与振动控制设备及材料选用手册》以及华东建筑设计研究院章奎生教授编著的《建筑声学论文选集》,等有关章节,同时得到了哈尔滨工业大学姜洪元教授、黑龙江省建筑设计研究院马增坤教授、廉学军高级工程师、黑龙江省环境科学研究院崔龙鹤教授及哈尔滨恒力减振器厂韩涛工程师的大力支持,在此一并表示衷心的感谢。

由于编者水平有限,手册中难免有不当之处,敬请读者指正。

编 者

2003 年 3 月

目 录

第一章 振动与隔振	(1)
1.1 振动的产生	(1)
1.2 振动的危害及工业卫生环境法则	(2)
1.3 振动的控制及防范	(2)
1.4 积极隔振与消极隔振	(3)
1.5 振动传递率与隔振效率	(3)
1.6 隔振系统中控制振动的三个基本因素	(6)
1.7 冲击隔离	(6)
1.8 阻尼减振	(8)
1.9 机械设备振动隔离的设计要点	(9)
1.10 常用机械设备的隔振示例	(15)
第二章 隔振元件	(18)
2.1 概述	(18)
2.2 常用隔振器的类型	(18)
2.3 常用隔振器的品种	(22)
GD ₁ 型可曲挠橡胶管道减振器	(23)
GD ₂ 型可曲挠双球体管道减振器	(24)
TGD 型可曲挠同心异径橡胶管道减振器	(25)
WGD 型可曲挠弯头管道减振器	(26)
GD ₁ 、GD ₂ 、TGD、WGD 避振喉法兰尺寸表	(27)
BG 型波纹金属软管系列	(28)
JGF 型橡胶剪切减振器	(29)
JG 型橡胶剪切减振器	(31)
E 型减振器	(32)
EA 型减振器	(33)
JF 型小型设备隔振器	(34)
JK 型可调式支座隔振器	(35)
SH 型双板式减振器	(36)
SD 型减振垫板	(37)

WJ 型橡胶减振垫	(40)
DM 型隔振带	(41)
DT 型管道弹性托架隔振器	(42)
DY 型管道弹性支架	(43)
JZ 型柱形减振器	(44)
JJ 型支脚减振器	(45)
JVZ 型减振支座	(46)
TL 型液压捣固机减振器	(47)
ST 型非金属膨胀节	(48)
SB 型双板式低频橡胶弹簧复合减振器	(49)
HLD 型大荷载阻尼弹簧减振器	(51)
SR 型防振弹簧垫	(52)
DH 型吊式减振器	(53)
VDH 型设备吊装隔振器	(54)
JH 型空调管道隔振器	(55)
SG 型钢丝绳减振器	(56)
SZ 型防振绝缘器	(58)
SLD 型金属橡胶隔振器	(59)
Y 型滤污消声器	(60)
第三章 隔声、吸声构件	(61)
3.1 隔声构件	(61)
3.2 吸声构件	(67)
第四章 消声器	(82)
4.1 消声器的基本原理	(82)
4.2 消声器的结构形式及消声量计算	(82)
4.3 主要消声器产品	(84)
4.3.1 ZP100 型消声器系列	(84)
4.3.2 ZP200 型消声器系列	(84)
4.3.3 ZP300 型片式消声器系列	(87)
4.3.4 ZDL 型中低压离心通风机消声器系列	(88)
4.3.5 ZKS 型折式消声器系列	(89)
4.3.6 GPX 型管片式消声器	(91)
4.3.7 YHZ 型罗茨鼓风机消声器	(92)
4.3.8 W 型微穿孔板消声器系列	(93)
4.3.9 WX 型微孔板消声器	(94)
4.3.10 VKT22 型消声弯头	(96)
4.3.11 ZWS 050/100 型水平弯头消声器系列	(97)

4.3.12	ZWL 050/100 型立管弯头消声器系列	(100)
4.3.13	KX - P 型排气消声器系列和 KX - A 型安全阀消声器系列	(103)
第五章 隔振、降噪产品应用		(105)
5.1	风机隔振、降噪示意图	(105)
4-72-11	B4-72-11 2.8A-6A 风机隔振台座安装图	(106)
4-72-11	B4-72-11 6C 风机隔振台座安装图	(107)
4-72-11	B4-72-11 8C 风机隔振台座安装图	(108)
4-72-11	B4-72-11 10C 风机隔振台座安装图	(109)
4-72-11	B4-72-11 12C 风机隔振台座安装图	(110)
4-72-11	B4-72-11 6D-12D 风机隔振台座安装图	(111)
T4-72	3A~6A 风机隔振台座安装图	(113)
T4-72	7C 风机隔振台座安装图	(114)
T4-72	8C 风机隔振台座安装图	(115)
T4-72	10C 风机隔振台座安装图	(116)
T4-72	12C 风机隔振台座安装图	(117)
T4-72	14E 风机隔振台座安装图	(118)
T4-72	16E 风机隔振台座安装图	(119)
T4-72	18E 风机隔振台座安装图	(120)
T4-72	20E 风机隔振台座安装图	(121)
T4-72	2-10E 风机隔振台座安装图	(122)
T4-72	2-12E 风机隔振台座安装图	(123)
T4-72	2-14E 风机隔振台座安装图	(124)
T4-72	2-16E 风机隔振台座安装图	(125)
T4-72	2-18E 风机隔振台座安装图	(126)
T4-72	2-20E 风机隔振台座安装图	(127)
4-79	3A~6A 风机隔振台座安装图	(128)
4-79	7C 风机隔振台座安装图	(130)
4-79	8C 风机隔振台座安装图	(131)
4-79	10E 风机隔振台座安装图	(132)
4-79	12E 风机隔振台座安装图	(133)
4-79	14E 风机隔振台座安装图	(134)
4-79	16E 风机隔振台座安装图	(135)
4-79	18E 风机隔振台座安装图	(136)
4-79	20E 风机隔振台座安装图	(137)
4-79	5E 风机隔振台座安装图	(138)
4-79	6E 风机隔振台座安装图	(139)
4-79	7E 风机隔振台座安装图	(140)
4-79	8E 风机隔振台座安装图	(141)

4-79	10E	风机隔振台座安装图	(142)
4-79	12E	风机隔振台座安装图	(143)
4-79	14E	风机隔振台座安装图	(144)
4-79	16E	风机隔振台座安装图	(145)
4-79	18E	风机隔振台座安装图	(146)
4-79	20E	风机隔振台座安装图	(147)
9-19	9-26	4A~6.3A 风机隔振台座安装图	(148)
9-19	7.1D	风机隔振台座安装图	(150)
9-19	8D	风机隔振台座安装图	(151)
9-19	9D	风机隔振台座安装图	(152)
9-19	10D	风机隔振台座安装图	(153)
9-19	11.2D	风机隔振台座安装图	(154)
9-19	12.5D	风机隔振台座安装图	(155)
9-19	14D	风机隔振台座安装图	(156)
9-19	16D	风机隔振台座安装图	(157)
9-26	7.1D	风机隔振台座安装图	(158)
9-26	8D	风机隔振台座安装图	(159)
9-26	9D	风机隔振台座安装图	(160)
9-26	10D	风机隔振台座安装图	(161)
9-26	11.2D	风机隔振台座安装图	(162)
9-26	12.5D	风机隔振台座安装图	(163)
9-26	14D	风机隔振台座安装图	(164)
		DTF 系列(卧式) 轴流风机隔振台座安装图	(165)
		PYHL-14A 空调吊式通风机减振台座安装图	(166)
5.2		水泵隔振系统示意图及配置表	(171)
		DL、LG、LGR、DLR 型立式水泵槽钢减振台座安装图	(172)
		DL、LG、LGR、DLR 型立式水泵混合型减振台座安装图	(192)
		IS 型水泵槽钢减振台座安装图	(212)
		IS 型水泵混合型减振台座安装图	(222)
		TSWA 型水泵槽钢减振台座安装图	(232)
		TSWA 型水泵混合型减振台座安装图	(236)
		SH 型水泵槽钢减振台座安装图	(240)
		SH 型不带底座钢隔振台座安装图	(241)
		SH 型水泵不带底座混合型减振台座安装图	(245)
		SH 型水泵混合型减振台座安装图	(246)
		D 型水泵槽钢减振台座安装图	(250)
		D 型带本身底座槽钢减振台座安装图	(251)
		D 型水泵混合型减振台座安装图	(255)
		D 型带本身底座混合型减振台座安装图	(256)

S 型水泵槽钢减振台座安装图	(260)
S 型不带底座水泵槽钢减振台座安装图	(261)
S 型水泵混合型减振台座安装图	(263)
S 型不带底座混合型减振台座安装图	(264)
RK 系列供暖-空调循环泵 W 型布置泵隔振台座图	(266)
RK 系列供暖-空调循环泵 M 型布置泵隔振台座图	(272)
RK 系列供暖-空调循环泵 L 型布置泵隔振台座图	(278)
ISG 系列立式单级离心泵隔振台座图	(284)
5.3 隔振器安装形式示意图	(296)
附录	(297)
附录 1 城市区域环境噪声标准	(297)
附录 2 我国民用建筑室内允许噪声标准	(297)
附录 3 国际标准组织(ISO)推荐的非住宅性噪声标准	(298)
附录 4 城市区域环境振动标准	(298)
附录 5 工业企业厂区各类地点噪声标准	(298)
附录 6 工业企业厂界噪声标准	(298)
附录 7 中华人民共和国化工行业标准 可曲挠橡胶接头	(299)
附录 8 哈尔滨市地方标准 XGJ 型橡胶管道减振器	(311)
附录 9 哈尔滨恒力减振设备有限公司企业标准 JGF 型橡胶剪切减振器	(317)
附录 10 哈尔滨恒力减振器厂简介	(322)
附录 11 哈尔滨恒力振动与噪声控制技术研究简所简介	(323)

第一章 振动与隔振

1.1 振动的产生

振动是指物体(或物体的一部分)沿直线或曲线并经过平衡位置所作的往复的规则或不规则的运动,振动源有地震,火车及汽车的行驶和机器的运转等,振动及振动控制涉及的范围很广,本手册仅阐述常用的即一般机械设备运转时产生的振动及其控制隔离。

一般机械设备产生的振动可分为两种类型,一种是稳态振动,一种是冲击振动。产生稳态振动的机器有风机、水泵、发电机等旋转式机器及柴油机、往复式空气压缩机等往复式机器,产生冲击振动的机器有锻锤、冲床、剪板机、折边机、压力机及打桩机等冲击式机器,这两种类型的振动控制及隔离方法都有所不同。

表示振动的主要参数是频率、振幅、振动速度及振动加速度,振动还具有方向性,本手册如无特殊说明则仅指铅垂方向振动。

振动的频率——表示每秒发生振动的次数,用 f 表示,单位是赫兹(Hz),对于旋转式机器,产生振动频率 $f = \frac{n}{60}$,其中 n 是机器每分钟的转速(r/min)。

频率是振动系统中极其重要的参数,它不仅反映周期力的作用次数,还可反映物体(包括人体)、结构及系统固有的振动特性,如隔振器的使用频率,支承结构如梁的固有频率等。

振动的强度及幅值可用振幅、振动速度及振动加速度度量,分别用 x 、 v 及 a 表示,单位为毫米(mm)、毫米每秒(mm/s)、米每平方秒(m/s^2),振幅、振动速度及振动加速度可以用振动测量仪器进行测量。

振动的强度也可用对数标度,即用振动加速度级表示,按公式(1.1)计算,单位是分贝(dB)。

$$L = 20\lg\left(\frac{a}{a_0}\right) \quad (1.1)$$

式中 L ——振动加速度级, dB;

a ——振动加速度有效值, m/s^2 ;

a_0 ——振动加速度基准值, $10^{-5}m/s^2$ 。

振动级(或振级)是用来表示各频率范围的加速度级 L_1 、 L_2 ... 总的度量并根据人对各频率范围的振动感受加以修正。振动级是被用来衡量环境振动大小的尺度。公式(1.2)是振动级的计算方法

$$VL_z = 10\lg\left(10^{\frac{(L_1+a_1)}{10}} + 10^{\frac{(L_2+a_2)}{10}} + \cdots + 10^{\frac{(L_i+a_i)}{10}}\right) \text{ (dB)} \quad (1.2)$$

式中 VL_z ——振动级(振级), dB;

L_i ——各倍频程中心频率的加速度级, dB(1 ~ 80 Hz);

a_i ——各倍频程中心频率的修正因子, dB。

振动级可以用专门的测量仪器进行测量。

1.2 振动的危害及工业卫生环境法则

振动是一种物理性的环境污染,也是一种工业卫生危害,振动对人的直接影响程度主要取决于振动级,实际上,振动级就是用来衡量对人的危害或影响的程度。为了防止环境振动污染,我国已颁布了“城市区域环境振动标准”(GB10070—88),但尚未制定工业卫生振动标准。表1.1是城市各类区域铅垂向 z 振级标准,即有关区域不得超过对应振级

表 1.1 城市区域环境振动标准

V_{Lz}/dB

适用地带范围	昼 间	夜 间
特 殊 住 宅 区	65	65
居 民 、 文 教 区	70	67
混 合 区 、 商 业 中 心 区	75	72
工 业 集 中 区	75	72
交 通 干 线 道 路 两 侧	75	72
铁 路 干 线 两 侧	80	80

1.3 振动的控制及防范

图 1.1 是机器设备产生振动并传播影响居民正常生活的传播路线框图,从框图可以看出振动产生传播影响的因果关系,并可大致把诸多的因素分成三大部分:振源(含机器的本体);传播途径;影响对象(含人或仪器及居住的房屋)。

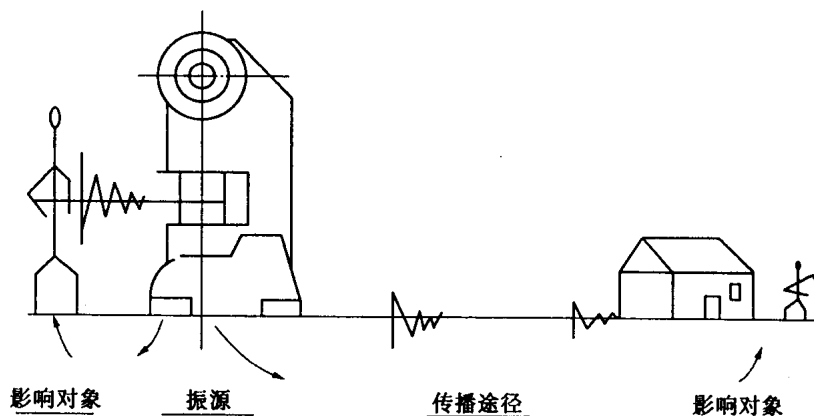


图 1.1 振动产生及传播影响框图

振动控制的最终目的是使影响对象(人或仪器)所受到的振动低于允许的振动限值,控制的一般方法如下。

1.3.1 消除或减小振源

- (1) 迁走机器或使机器关闭。
- (2) 减轻激振力。提高机器的动平衡精度,减小不平衡力,当有多台机器时,采取激振力相互抵消的布置。

1.3.2 控制振动传播的途径,消除或减小振动传播

- (1) 加强机器的基础,扩大基础的底面积,把基础设计为一个大质量块,以消耗振动能量,这一措施对于低转速机器比较实用。

- (2) 机器采用弹性支承(本书将重点阐述的这一内容)。这一措施实施正确与否是十分重

要的。

(3) 增大距离,使受影响对象远离振源,当距离为 4 ~ 20 m 左右时,一旦使距离增大一倍,振动衰减 3 ~ 6 dB;当距离大于 20 m 时,使距离增大一倍,振动衰减 6 dB 以上。

(4) 设防振沟。要使振动下降至 6 dB 以下,沟的深度需要达到 5 ~ 10 m,显然施工困难,维护也困难,一旦积水,效果就会受影响。因此,一般情况下不提倡设防振沟。

1.3.3 末端对策

(1) 加强基础,如加强房屋的基础及仪器设备安装处的基础,以减小被影响对象的绝对接受振动能量。

(2) 选择和改变房屋或仪器的位置,避免共振点。

(3) 改善或加固房屋的自身结构,使振动衰减而不是放大。

(4) 弹性支承,如仪器及设备隔振,包括房屋隔振,这一措施非常有效,后面也将对此进一步阐述。

1.4 积极隔振与消极隔振

积极隔振是指在机器与基础之间安装弹性支承即隔振器,减少机器振动扰力向基础的传递量,使机器的振动得以有效的隔离,这种隔离的措施称为积极隔振,有时也称为主动隔振。一般情况下,风机、水泵、压缩机及冲床的隔振都是积极隔振。

在仪器设备与基础之间安装弹性支承即隔振器,以减少基础的振动对仪器设备的影响程度,使仪器设备能正常工作或不受损坏,这种隔离的措施称为消极隔振,有时也称为被动隔振。一般情况下,仪器及精密设备的隔振都是消极隔振,在房屋下安装隔振器防止地震破坏也属此类性质。

积极隔振措施属于消除或减小振动传播,而消极隔振是末端对策。

1.5 振动传递率与隔振效率

图 1.2(a) 示出了质量为 M 、刚度为 K 、粘性阻尼系数为 c 的单自由度振动系统(积极隔振),当外力 $F_0 \cos(\omega t)$ ——这是单一频率的周期激励力、角速度为 ω (rad/s)、振动力的频率为 $\omega/2\pi$ (Hz)——垂直作用在物体 M 上时,基础同时也受到弹簧力及阻尼力,物体同样也受到弹簧力及阻尼力,物体按一定的规律运动。把基础所受到的弹簧力及阻尼力的合力 F_T 与作用在物体上的外力 F_0 相比,这个比值 T_a 称为振动传递率,即

$$T_a = \frac{|F_T|}{|F_0|} \times 100\% \quad (1.3)$$

振动传递率 T_a 的含义是:传到基础上的力是原振动力的百分之几。如果物体直接固定在基础上,那么振动力就全部传到基础上,此时 $F_T = F_0$, $T_a = 1$ 。所以,只有当 T_a 小于 1 时,才有隔振效果。

有时还可以用隔振效率 η 来表示隔振效果,即

$$\eta = \frac{F_0 - F_T}{F_0} = (1 - T_a) \quad (1.4)$$

隔振效率的实际含义是:振动力被隔离掉百分之几。振动传递率 T_a 和隔振效率 η 通常用百分数表示,一般说振动传递率的概念用得较多,因为振动传递率曲线非常形象地说明了系统隔振好坏程度与某些参数的关系,表 1.2 说明了振动传递率 T_a 和隔振效率 η 之间的数量关系。

表 1.2 振动传递率和隔振效率的关系

振动力 $F_0/\text{kgf}^{①}$	传递力 F_T/kgf	传递率 $T_a/\%$	隔振效率 $\eta/\%$
10	10	100	0
10	5	50	50
10	2	20	80
10	1	10	90
10	0.1	1	99
10	0.01	0.1	99.9

① $1 \text{ kgf} = 9.80665 \text{ N}$, 下同。

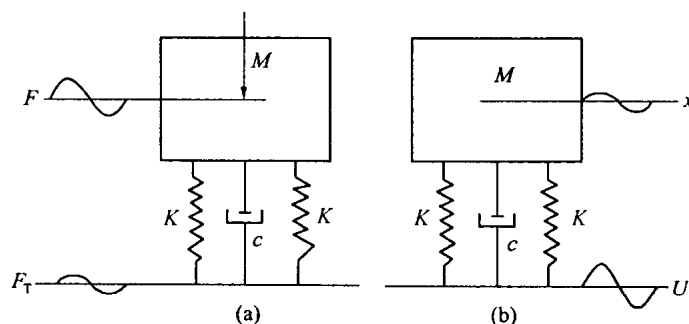


图 1.2 积极隔振与消极隔振的力学模型

(a) 积极隔振 (b) 消极隔振

从隔振效率 η 看, 99% 比 90% 并好不了多少, 但是实际上传递率却只是原来的 1/10。

对于小阻尼系统, 例如钢弹簧的支承系统, 其振动传递率为

$$T_a = \frac{1}{(f/f_0)^2 - 1} \quad (1.5)$$

对于粘性阻尼系统, 如橡胶隔振器支承系统, 其振动传递率为

$$T_a = \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2(f/f_0)^2}{[1 - (f/f_0)^2]^2 + 4\xi^2(f/f_0)^2}} \quad (1.6)$$

式中 f ——振动力频率, Hz;

f_0 ——支承系统的固有频率, Hz, $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Kg}{W}}$;

K ——隔振器的动刚度, 10 N/cm;

W ——物体的质量, kg;

g ——重力加速度, 980 cm/s^2 ;

ξ ——隔振器的阻尼比(橡胶隔振器的阻尼比为 0.02 ~ 0.15)。

从式(1.5)及(1.6)可以看出, 振动传递率 T_a 与频率比 (f/f_0) 及阻尼比 (ξ) 有关, 三者关系可画成图 1.3 所示的曲线。

由图 1.3 可知:

当 $f/f_0 = 1$ 时, 振动传递率为最大, 力传递有放大现象, 此时整个隔振系统处于危险的共振状态;

当 $f/f_0 = \sqrt{2}$ 时, 传递率 $T_0 = 1$, 此时隔振系统无隔振效果, 传递力也不放大;

当 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 时,传递率 $T_0 < 1$,有一定的隔振效果,振动传递率可按式(1.6)计算或从图 1.3 的曲线中查出。

因此,要使隔振系统有效果,必须使 $T_a < 1$, $f/f_0 > \sqrt{2}$ 。一般的处理方法是取 f/f_0 为 2.5 ~ 4.5,也就是说要获得满意的隔振效果,应该使隔振支承系统的固有频率为振动力频率的 1/2.5 ~ 1/4.5。

在振动力 F_0 的作用下,物体振动的垂向振幅 x_0 为

$$x_0 = \frac{F_0}{k \sqrt{[1 - (f/f_0)^2]^2 + 4\xi^2(f/f_0)^2}} \quad (1.7)$$

阻尼的作用在振动传递率曲线上看得很清楚,在共振区内,阻尼可以抑制传递率的幅值,使物体的振幅也不至于过大,在非共振区,当 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 时,阻尼反而使传递率增大。

对于消极隔振,如图 1.2(b) 所示,此时振动来自基础,基础的运动用 $U = U_0 \sin(\omega t)$ 表示,也是单频率的周期振动。消极隔振可用隔振系数 T_p 表示其隔振效果,它的含义是被隔离的物体振幅与基础振幅之比(或是振动速度幅值、加速度幅值的比值),即

$$T_p = \frac{x_0}{U_0} = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2(f/f_0)^2}}{\sqrt{[1 - (f/f_0)^2]^2 + 4\xi^2(f/f_0)^2}} \quad (1.8)$$

式中 x_0 ——物体的垂向振幅,cm;

U_0 ——基础的垂向振幅,cm。

消极隔振系数与积极隔振的振动传递率计算表达式完全一样,因此,对于消极隔振与积极隔振,都应强调以下几点:

当 $f/f_0 \approx 1$ 时,发生共振,应力求避免;

不论阻尼大小,只有 $f/f_0 > \sqrt{2}$,才有隔振效果;

一般情况下,建议把 f/f_0 取为 2.5 ~ 4.5。

以上所讨论的情况是有前提的,即振动是单频率的周期振动,基础的质量和刚度都无限大,而且物体仅局限于垂直方向运动。实际工程中,机器或设备的振动及支承情况并非像上述那样理想,而要复杂得多,如振动是多频率的、基础的固有的频率较低、物体多方向运动等等。但可以认为,对于一般的机器设备来说,按上述公式计算一个自由度即一个方向的运动也就可以了,如果振动有数个频率,可对最低的频率或振动最强烈的那个频率进行隔离,但对于支承在楼板或钢架上的设备的隔振计算,应多加小心,因为此时基础已属于非刚性基础。

当然,对于大型的或重要的设备以及有特殊要求的情况,可按六个自由度计算,请参考有关专著。关于涉及随机过程的随机振动的隔离,本手册未予讨论。

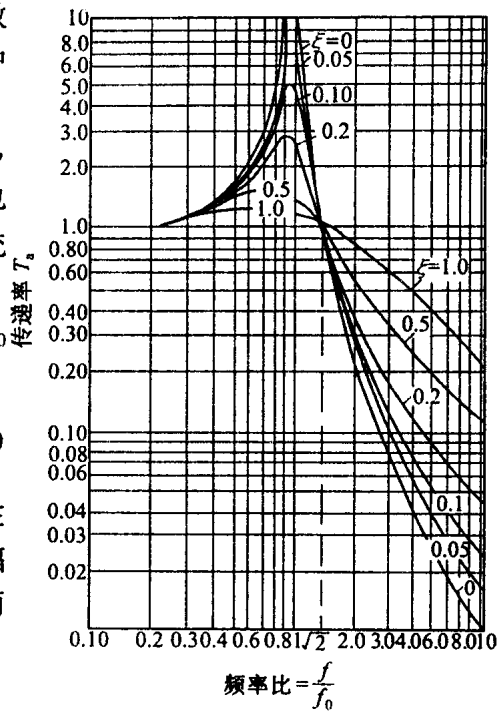


图 1.3 振动传递率曲线

1.6 隔振系统中控制振动的三个基本因素

隔振系统中控制振动及其传递的三个基本因素是:弹簧或隔振器的刚度、被隔离物体质量及系统支承即隔振器的阻尼。

刚度——隔振器的刚度越大,隔振效果越差,反之隔振效果越好。必须指出的是,对于一个设计正确的隔振系统,支承的刚度计算最重要,但弹簧及隔振器的刚度对物体振幅的影响不大。

质量——被隔离物体的质量 M 使支承系统保持相对静止,物体质量越大,在确定的振动力作用下物体振动越小。增大质量还包括增大隔振底座的面积,以增大物体的惯性矩,从而减小物体的摇晃。但质量的增加并不能减小传递率。

阻尼——隔振系统的支承阻尼有以下的作用:在共振区减小共振峰,抑制共振振幅;减弱高频区物体的振动;在隔振区为系统提供了一个使弹簧短路的附加连接,从而提高了支承的刚度,使传递率增大。因此,阻尼的作用有利也有弊,设计时应特别注意。

1.7 冲击隔离

与周期性激励力的振动隔离相似,对于脉冲冲击也可以考虑隔离,也分为积极的与消极的两类。积极的冲击隔离是隔离锻压机、冲床及其他具有脉冲冲击力的机械,以减少其对环境的影响;消极的冲击隔离是隔离基础的脉冲冲击,使安装在基础上的电子仪器或精密设备能正常工作,舰船上的设备为了防止因爆炸引起的强烈冲击而设计的隔离系统显然也属此类。图 1.4 为单自由度冲击隔离系统的力学模型示意图。

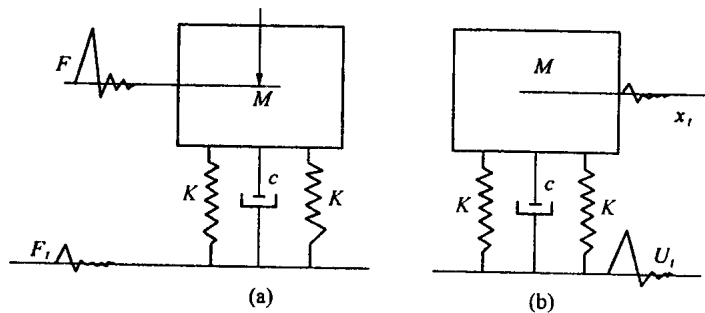


图 1.4 单自由度冲击隔离系统的力学模型

(a) 积极的隔冲系统 (b) 消极的隔冲系统

冲击隔离与缓冲是有区别的,缓冲是让缓冲材料介于相互碰撞的物体之间,使碰撞的冲击力要比直接碰撞低,如汽车缓冲器、飞机起落架等。

冲击隔离与振动隔离在性质上是有区别的,但也有一定的相似之处。有些设备的隔振系统或有些隔振器同时具有隔振和防冲击的作用。

1.7.1 积极的冲击隔离

积极的冲击隔离如图 1.4(a) 所示,其中脉冲冲击力 P 的数学表达式为

$$P = \begin{cases} P(t) & (-\Delta t < t < 0) \\ 0 & (t < -\Delta t, t > 0) \end{cases} \quad (1.9)$$

可假定系统的初始条件($t = 0$): $x = 0, \dot{x} = v_0$, 则

$$v_0 = \int_{-\Delta t}^0 \frac{P(t)}{M} dt \quad (1.10)$$

物体的位移($t > 0$)及速度可用式(1.11)、(1.12)表达,即

$$x = \frac{v_0 \sin(\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} t)}{\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} e^{\xi \omega_0 t}} \quad (1.11)$$

$$\dot{x} = \frac{v_0 \cos(\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} t)}{\sqrt{1 - \xi^2} e^{\xi \omega_0 t}} \quad (1.12)$$

式中 x ——物体的垂直位移, cm;
 $\dot{x}$ ——物体的垂直速度, $\text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$;
 ω_0 ——系统的固有角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $\omega_0 = 2\pi f_0$;
 v_0 —— $t = 0$ 时的物体速度, $\text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$, 由式(1.10)计算;
 ξ ——系统支承的阻尼比(无量纲);
 t ——时间参数;
 M ——物体质量, kg。

传给基础的最大扰动力 F_{tmax} 可用式(1.13)计算;最大扰动力时的传递率(定义与振动隔离的传递率类似),用式(1.14)计算,即

$$F_{\text{tmax}} \approx M v_0 \omega_0 \quad (1.13)$$

$$T_a \approx \frac{\omega_0}{e^{\xi \omega_0 t}} \quad (1.14)$$

由上式可见,冲击传递率与系统的固有频率成正比,也就是系统的固有频率越小,传递率越小;隔离支承的阻尼是有一定作用的,阻尼越大,传递率越小。

1.7.2 消极的冲击隔离

消极的冲击隔离如图 1.4(b) 所示,基础的脉冲位移 U 为

$$U(t) = \begin{cases} P(t) & (-\Delta t < t < 0) \\ 0 & (t < -\Delta t, 0 < t) \end{cases} \quad (1.15)$$

物体的初始速度 v_0 为

$$v_0 = \omega_0^2 \int_{-\Delta t}^0 U(t) dt \quad (1.16)$$

物体的位移为(与式(1.11)相同)

$$x = \frac{v_0 \sin(\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} t)}{\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} e^{\xi \omega_0 t}} \quad (1.17)$$

消极的冲击隔离系统的隔振系数为(与式(1.14)相同)

$$T_P \approx \frac{\omega_0}{e^{\xi \omega_0 t}} \quad (1.18)$$

由式(1.14)及式(1.18)可知,积极冲击隔离和消极冲击隔离的传递率估算基本相同,也就是说隔离原理是相同的,为了达到一定的隔离效果,须选择较软的刚度低的弹性支承并设法增大弹性支承的阻尼。

1.8 阻尼减振

物体振动受三个参数的影响:与势能有关的刚度;与动能有关的质量;与能量消耗有关的阻尼。振动控制中常用的方法是改变刚度和质量以避免共振,采用隔振器以减少振动的传递,采用动力吸振器吸收部分的某一频率的振动能量,但是在无法改变结构和无法采用隔振器、动力吸振器的场合,尤其是薄板结构及宽频带随机激励等场合,则采用增加部件或结构的阻尼来控制振动并减少噪声。

一般金属结构的损耗因子 β 很小,大约为 $10^{-5} \sim 10^{-4}$,近代大量采用焊接工艺也大大减小了系统的连接阻尼,迄今为止,生产既有高强度又有较大阻尼值金属的努力尚未成功,因此,增加部件或系统的阻尼,最方便有效的方法是在部件表面粘贴弹性高阻尼材料。

粘弹性高阻尼材料是国内外近 20 年来研制成功的一种减振降噪的新材料,它广泛地用于航天、航空、航海、汽车、铁路、建筑、纺织、电子仪表及机械制造诸行业,也可以用来建造隔声罩。

在部件或结构表面粘贴阻尼材料,由部件或系统提供强度和刚度,由粘弹性高阻尼材料提供阻尼,这是最常见的阻尼处理方法。常用的阻尼结构形式有两种:自由层阻尼处理和约束层阻尼处理。

1.8.1 自由层阻尼处理

自由层阻尼处理是在基础结构表面上直接粘贴阻尼材料,其结构如图 1.5(a) 所示。



图 1.5 自由层阻尼处理和约束层阻尼处理结构示意图

(a) 自由层结构 (b) 约束层结构

当结构振动时,粘贴在表面的阻尼材料产生拉伸压缩变形,把振动能转化为热能,从而起到减振的作用。自由层阻尼结构的损耗因子可用下式估算。

$$\eta \approx \beta \frac{E_1 H_1}{EH} \left[3 + 6 \frac{H_1}{H} + 4 \left(\frac{H_1}{H} \right)^2 \right] \quad (1.19)$$

式中 η ——阻尼结构的损耗因子(无量纲);
 β ——阻尼层材料的损耗因子(无量纲);
 H_1 ——阻尼层厚度,cm;
 E_1 ——阻尼层材料的杨氏模量, 10 N/cm^2 ;
 E ——基板的杨氏模量, 10 N/cm^2 ;
 H ——基板厚度,cm。

自由层阻尼结构的阻尼处理比较简单,计算也比较方便,缺点是阻尼处理的效果和温度关系很大,而且也不可能提供很大的阻尼,特别是结构较厚时更是如此。

1.8.2 约束层阻尼处理

此方法是在结构的基板表面粘贴阻尼层后,再贴上一层刚度较大的约束板,其结构如图 1.5(b) 所示。当结构振动时,处于约束板和基板之间的阻尼材料产生拉伸压缩变形,此变形把部分振动能转变成热能,从而达到减小结构振动的目的。约束层阻尼处理一般可以提供较大的