

DC

中华人民共和国国家标准



GB 50463 - 2008

隔振设计规范

Code for design of vibration isolation

08 - 11 - 27 发布

2009 - 06 - 01 实施

S/N:1580177•174



统一书号:1580177•174

定 价:22.00 元

中华人民共和国住房和城乡建设部
中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 联合发布

中华人民共和国国家标准

隔振设计规范

Code for design of vibration isolation

GB 50463 - 2008

主编部门：中国机械工业联合会

批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部

施行日期：2009年6月1日

中国计划出版社

2009 北 京

中华人民共和国住房和城乡建设部公告

第 169 号

住房和城乡建设部关于发布国家标准 《隔振设计规范》的公告

现批准《隔振设计规范》为国家标准,编号为 GB 50463—2008,自 2009 年 6 月 1 日起实施。其中,第 3.2.1 (2)、3.2.5、8.2.8 条(款)为强制性条文,必须严格执行。

本规范由我部标准定额研究所组织中国计划出版社出版发行。

中华人民共和国住房和城乡建设部
二〇〇八年十一月二十七日

中华人民共和国国家标准

隔 振 设 计 规 范

GB 50463-2008

☆

中国机械工业联合会 主编

中国计划出版社出版

(地址:北京市西城区木樨地北里甲 11 号国宏大厦 C 座 4 层)

(邮政编码:100038 电话:63906433 63906381)

新华书店北京发行所发行

世界知识印刷厂印刷

850×1168 毫米 1/32 4.375 印张 112 千字

2009 年 5 月第 1 版 2009 年 5 月第 1 次印刷

印数 1—10100 册

☆

统一书号:1580177·174

定价:22.00 元

前 言

本规范是根据建设部建标[2003]102号文《关于印发“二〇〇二~二〇〇三年工程建设国家标准制定、修订计划”的通知》的要求,由中国中元国际工程公司会同有关设计、科研、生产和教学单位共同编制而成。

本规范在编制过程中,编制组开展了专题研究,进行了广泛的调查分析,总结了近年来我国在隔振设计方面的实践经验,与相关标准进行了协调,与国际先进标准进行了比较和借鉴,充分考虑了我国的经济条件和工程实践,在此基础上以多种方式广泛征求全国有关单位的意见,并经过反复讨论、修改、充实和试设计,最后经审查定稿。

本规范共分8章1个附录,主要内容包括:总则,术语、符号,基本规定,容许振动值,隔振参数及固有频率,主动隔振,被动隔振,隔振器与阻尼器等。

本规范以黑体字标志的条文为强制性条文,必须严格执行。

本规范由住房和城乡建设部负责管理和对强制性条文的解释,由中国中元国际工程公司负责具体内容解释。请在执行本规范的过程中,注意总结经验,积累资料,并将意见和建议寄至中国中元国际工程公司国家标准《隔振设计规范》管理组(北京市西三环北路5号,邮政编码:100089),以供今后修订时参考。

本规范主编单位、参编单位和主要起草人:

主 编 单 位: 中国中元国际工程公司

参 编 单 位: 中国机械工业集团公司

北方设计研究院

中国电子工程设计研究院

中国汽车工业工程公司

南昌大学

国电华北电力设计院

中联西北工程设计研究院

北京市劳动保护研究所

合肥工业大学

隔而固青岛振动控制有限公司

中国联合工程公司

湖南大学

中工国际工程股份有限公司

北京振冲安和隔振技术有限公司

中国铁道科学研究院

江南大学

主要起草人: 徐建 刘纯康 黎益仁 俞渭雄 杨先健
杨国泰 翟荣民 易干明 何成宏 张维斌
孙家麒 尹学军 柳炳康 徐辉 高志尧
唐驾时 高象波 杨宜谦 虞仁兴

目次

1 总 则	(1)
2 术语、符号	(2)
2.1 术语	(2)
2.2 符号	(3)
3 基本规定	(6)
3.1 设计条件和隔振方式	(6)
3.2 设计原则	(7)
4 容许振动值	(9)
4.1 精密仪器及设备的容许振动值	(9)
4.2 动力机器基础的容许振动值	(11)
5 隔振参数及固有频率	(13)
5.1 隔振参数	(13)
5.2 隔振体系的固有频率	(16)
6 主动隔振	(20)
6.1 计算规定	(20)
6.2 旋转式机器	(26)
6.3 曲柄连杆式机器	(28)
6.4 冲击式机器	(30)
7 被动隔振	(36)
7.1 计算规定	(36)
7.2 精密仪器及设备	(38)
7.3 精密机床	(39)
8 隔振器与阻尼器	(41)
8.1 一般规定	(41)

8.2 圆柱螺旋弹簧隔振器	(41)
8.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器	(46)
8.4 橡胶隔振器	(52)
8.5 空气弹簧隔振器	(58)
8.6 粘流体阻尼器	(63)
8.7 组合隔振器	(68)
附录 A 地面屏障式隔振	(72)
本规范用词说明	(74)
附:条文说明	(75)

1 总 则

1.0.1 为使隔振设计依据振源及隔振对象的特性,合理地选择有关动力参数、支承结构形式和隔振器等,做到技术先进、经济合理,确保正常生产和满足环境要求,制定本规范。

1.0.2 本规范适用于下列情况的隔振设计:

1 对生产、工作及建筑物的周围环境产生有害振动影响的动力机器的主动隔振。

2 对周围环境振动反应敏感或受环境振动影响而不能正常使用的仪器、仪表或机器的被动隔振。

1.0.3 本规范不适用于隔离由地震、风振、海浪和噪声等引起的振动,不适用于古建筑的隔振设计。

1.0.4 隔振设计除应执行本规范外,尚应符合国家现行的有关标准的规定。

2 术语、符号

2.1 术 语

2.1.1 主动隔振 active vibro-isolation

为减小动力机器产生的振动,而对其采取的隔振措施。

2.1.2 被动隔振 passive vibro-isolation

为减小振动敏感的仪器、仪表或机器受外界的振动影响,而对其采取的隔振措施。

2.1.3 隔振体系 vibration isolating system

由隔振对象、台座结构、隔振器和阻尼器组成的体系。

2.1.4 隔振对象 vibration isolated object

需要采取隔振措施的机器、仪器或仪表等。

2.1.5 容许振动值 allowable vibration value

所要求的点或面处的最大振动限值。

2.1.6 传递率 transmissibility

对于主动隔振为隔振体系在扰力作用下的输出振动线位移与静位移之比;

对于被动隔振为隔振体系的输出振动线位移与受外界干扰的振动线位移之比;

对于地面屏障式隔振为屏障设置后地面振动线位移与屏障设置前地面振动线位移之比。

2.1.7 隔振器 isolator

具有衰减振动功能的支承元件。

2.1.8 阻尼器 damper

用能量损耗的方法减小振动幅值的装置。

2.2 符 号

2.2.1 作用和作用效应

P_{ox} ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力值;

P_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值;

P_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值;

M_{ox} ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的扰力矩值;

M_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的扰力矩值;

M_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的扰力矩值;

A ——干扰振动线位移;

A_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动线位移;

A_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动线位移;

A_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动线位移;

$A_{\theta x}$ ——隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的振动角位移;

$A_{\theta y}$ ——隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的振动角位移;

$A_{\theta z}$ ——隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的振动角位移;

A_{ox} ——支承结构或基础处产生的沿 x 轴向的干扰振动线位移;

A_{oy} ——支承结构或基础处产生的沿 y 轴向的干扰振动线位移;

A_{oz} ——支承结构或基础处产生的沿 z 轴向的干扰振动线位移;

$A_{\theta ox}$ ——支承结构或基础处产生的绕 x 轴旋转的干扰振动角位移;

$A_{\theta oy}$ ——支承结构或基础处产生的绕 y 轴旋转的干扰振动角位移;

$A_{\theta oz}$ ——支承结构或基础处产生的绕 z 轴旋转的干扰振动角位移。

2.2.2 计算指标

K_x ——隔振器沿 x 轴向的总刚度;
 K_y ——隔振器沿 y 轴向的总刚度;
 K_z ——隔振器沿 z 轴向的总刚度;
 $K_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转的总刚度;
 $K_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转的总刚度;
 $K_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转的总刚度;

ω ——干扰圆频率;
 ω_{nx} ——隔振体系沿 x 轴向的无阻尼固有圆频率;
 ω_{ny} ——隔振体系沿 y 轴向的无阻尼固有圆频率;
 ω_{nz} ——隔振体系沿 z 轴向的无阻尼固有圆频率;
 $\omega_{n\varphi x}$ ——隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率;
 $\omega_{n\varphi y}$ ——隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率;
 $\omega_{n\varphi z}$ ——隔振体系绕 z 轴旋转的无阻尼固有圆频率;
 ω_{n1} ——双自由度耦合振动时的无阻尼第一振型固有圆频率;
 ω_{n2} ——双自由度耦合振动时的无阻尼第二振型固有圆频率;
 ζ_x ——隔振器沿 x 轴向振动时的阻尼比;
 ζ_y ——隔振器沿 y 轴向振动时的阻尼比;
 ζ_z ——隔振器沿 z 轴向振动时的阻尼比;
 $\zeta_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转振动时的阻尼比;
 $\zeta_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转振动时的阻尼比;
 $\zeta_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转振动时的阻尼比;
 E_{st} ——隔振材料的静弹性模量;
 E_d ——隔振材料的动弹性模量;
 $[A]$ ——容许振动线位移;
 $[V]$ ——容许振动速度;
 $[\tau]$ ——容许剪应力;
 m ——隔振体系的总质量。

2.2.3 几何参数

z ——隔振器刚度中心或吊杆下端至隔振体系质量中心的

竖向距离;

J_x ——隔振体系绕 x 轴旋转的转动惯量;
 J_y ——隔振体系绕 y 轴旋转的转动惯量;
 J_z ——隔振体系绕 z 轴旋转的转动惯量。

3 基本规定

3.1 设计条件和隔振方式

3.1.1 隔振设计应具备下列资料:

- 1 隔振对象的型号、规格及轮廓尺寸。
- 2 隔振对象的质量中心位置、质量及其转动惯量。
- 3 隔振对象底座外轮廓图,附属设备、管道位置及坑、沟、孔洞的尺寸,灌浆层厚度、地脚螺栓和预埋件的位置。
- 4 与隔振对象及基础连接有关的管线图。
- 5 当隔振器支承在楼板或支架上时,需有支承结构的设计资料。当隔振器支承在基础上时,应有工程勘察资料、地基动力参数和相邻基础的有关资料。
- 6 当动力机器为周期性扰力时,应有频率、扰力、扰力矩及其作用点的位置和作用方向;若为冲击性扰力时,应有冲击质量、冲击速度及两次冲击的间隔时间。
- 7 对于被动隔振应具有隔振对象支承处的干扰振动幅值和频率。
- 8 隔振对象的环境温度和有无腐蚀性介质。
- 9 隔振对象的容许振动值。

3.1.2 隔振方式的选用,应符合下列规定:

- 1 支承式隔振(图 3.1.2a、b),隔振器宜设置在隔振对象的底座或台座结构下,可用于主动隔振或被动隔振。
- 2 悬挂式隔振(图 3.1.2c、d),隔振对象宜安置在由两端铰接刚性吊杆悬挂的刚性台座上,或将隔振对象的底座悬挂在刚性吊杆上,可用于隔离水平振动。
- 3 悬挂兼支承式隔振(图 3.1.2e、f),隔振器宜设置在悬挂式

的刚性吊杆上端或下端,可用于同时隔离竖向和水平振动。

4 地面屏障式隔振及隔振沟,可作为隔振的辅助措施。地面屏障式隔振的设计,应符合本规范附录 A 的规定。

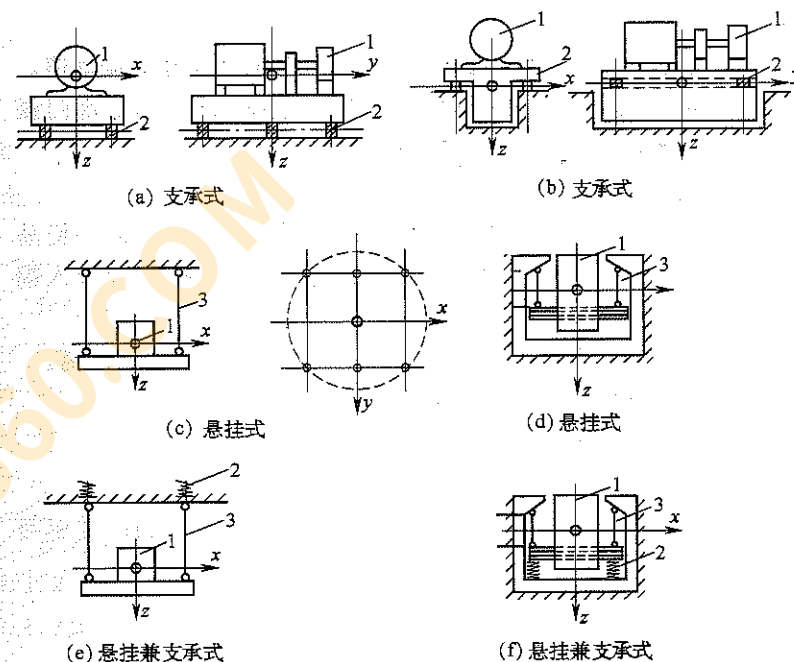


图 3.1.2 隔振方式

1—隔振对象;2—隔振器;3—刚性吊杆

3.2 设计原则

3.2.1 隔振设计应符合下列要求:

- 1 隔振方案的选用,应经多方案比较后确定。
- 2 隔振器或阻尼器的采用,应经隔振计算后确定。

3.2.2 隔振对象下宜设置台座结构;当隔振对象的质量和底座的刚度满足设计要求时,可不设置台座结构。

3.2.3 隔振体系的固有圆频率,不宜大于干扰圆频率的0.4倍。

3.2.4 弹簧隔振器布置在梁上时,弹簧的压缩量不宜小于支承梁挠度的10倍;当不能满足要求时,应计入梁与隔振体系的耦合作用。

3.2.5 隔振对象经隔振后的最大振动值,不应大于容许振动值。

3.2.6 隔振对象的容许振动值,宜由试验确定或由制造部门提供,亦可按本规范第4章的规定采用。

3.2.7 隔振器和阻尼器的布置,应符合下列要求:

1 隔振器的刚度中心与隔振体系的质量中心宜在同一铅垂线上,隔振体系宜为单自由度体系;当不能满足要求时,应计入耦合作用,但不宜超过2个自由度体系。

2 应减小隔振体系的质量中心与扰力作用线之间的距离。

3 隔振器宜布置在同一水平内。

4 应留有隔振器的安装和维修所需要的空间。

3.2.8 隔振对象与管道等宜采用柔性连接。

3.2.9 当水平位移有限制要求时,宜设置水平限位装置,应与隔振对象和台座结构完全脱离。

4 容许振动值

4.1 精密仪器及设备的容许振动值

4.1.1 光刻设备在频域为4~80Hz范围内的容许振动值,可按表4.1.1采用:

表 4.1.1 光刻设备的容许振动值

集成电路线宽(μm)	容许振动速度(mm/s)	
	4Hz	8~80Hz
0.1	0.0060	0.0030
0.3	0.0125	0.0060
1.0	0.0250	0.0125
3.0	0.0500	0.0250

注:频域在4~8Hz频段内,可按线性插入法取值。

4.1.2 精密仪器与设备在时域范围内的容许振动值,可按表4.1.2采用。

表 4.1.2 精密仪器与设备的容许振动值

精密仪器与设备	容许振动线位移(μm)	容许振动速度(mm/s)
每毫米刻3600条的光栅刻线机	—	0.01
每毫米刻2400条的光栅刻线机	—	0.02
每毫米刻1800条的光栅刻线机、自控激光光波比长仪及光栅刻线检测机、80万倍电子显微镜、精度 $0.03\mu\text{m}$ 光波干涉孔径测量仪、14万倍扫描电镜、精度 $0.02\mu\text{m}$ 干涉仪、精度 $0.01\mu\text{m}$ 的光管测角仪	—	0.03
表面粗糙度为 $0.012\mu\text{m}$ 的超精密车床、铣床、磨床等		

续表 4.1.2

精密仪器与设备	容许振动线位移 (μm)	容许振动速度 (mm/s)
每毫米刻 1200 条的光栅刻线机、6 万倍以下的电子显微镜、精度为 $0.025\mu\text{m}$ 干涉显微镜、表面粗糙度为 $0.025\mu\text{m}$ 测量仪、光导纤维拉丝机、胶片和相纸挤压涂布机	—	0.05
表面粗糙度为 $0.025\mu\text{m}$ 的丝杠车床、螺纹磨床、高精度刻线机、高精度外圆磨床和平面磨床等	—	0.10
每毫米 600 条的光栅刻线机、立体金相显微镜、检流计、 $0.2\mu\text{m}$ 分光镜(测角仪)、高精度机床装配台、超微粒干板涂布机	—	
表面粗糙度为 $0.05\mu\text{m}$ 的丝杠车床、螺纹磨床、精密滚齿机、精密珩磨床	1.50	
精度为 1×10^{-7} 的一级天平	—	0.20
精度为 $1\mu\text{m}$ 的立式(卧式)光学比较仪、投影光学计、测量计、硬质金属毛坯压制机	—	
加工精度 $1 \sim 3\mu\text{m}$ 、表面粗糙度为 $0.1 \sim 0.2\mu\text{m}$ 的精密磨床、齿轮磨床、精密车床、坐标镗床等	3.00	
精度为 $1 \times 10^{-5} \sim 5 \times 10^{-7}$ 的单盘天平和三级天平	—	0.30
精度为 $1\mu\text{m}$ 的万能工具显微镜、精密自动绕线机、接触式干涉仪	—	
加工精度为 $3 \sim 5\mu\text{m}$ 、表面粗糙度为 $0.1 \sim 0.8\mu\text{m}$ 的精密卧式镗床、精密车床、数控车床、仿形铣床和磨床等	4.80	
六级天平、分析天平、陀螺仪摇摆试验台、陀螺仪偏角试验台、陀螺仪阻尼试验台	—	0.50
卧式光度计、大型工具显微镜、双管显微镜、阿贝测长仪、电位计、万能测长仪	—	
台式光点反射检流计、硬度计、色谱仪、湿度控制仪	10.00	
表面粗糙度为 $0.8 \sim 1.6\mu\text{m}$ 的精密车床及磨床等	—	

续表 4.1.2

精密仪器与设备	容许振动线位移 (μm)	容许振动速度 (mm/s)
卧式光学仪、扭簧比较仪、直读光谱分析仪	—	0.70
示波检线器、动平衡机、表面粗糙度为 $1.6 \sim 3.2\mu\text{m}$ 的机床	—	1.00
表面粗糙度大于 $3.2\mu\text{m}$ 的机床	—	1.50

注:表内同时列有容许振动线位移和容许振动速度的精密仪器与设备,两者均应满足。

4.2 动力机器基础的容许振动值

4.2.1 汽轮发电机组和电机基础的容许振动值,可按表 4.2.1 采用:

表 4.2.1 汽轮发电机组和电机基础的容许振动值

机器工作转速(r/min)	3000	1500	1000	750	≤ 500
容许振动线位移(mm)	0.02	0.04	0.08	0.12	0.16

4.2.2 破碎机基础顶面的水平向容许振动值,可按表 4.2.2 采用:

表 4.2.2 破碎机基础顶面水平向的容许振动值

机器转速(r/min)	容许振动线位移(mm)
$n \leq 300$	0.25
$300 < n \leq 750$	0.20
$n > 750$	0.15

注: n 为机器转速。

4.2.3 锻锤基础的容许振动值,应符合下列规定:

1 当块体基础下设有隔振装置时,块体基础竖向容许振动线位移宜取 8mm 。

2 当砧座下设有隔振装置时,砧座竖向容许振动线位移宜取 20mm 。

4.2.4 压力机基础的容许振动值,应符合下列规定:

1 压力机基础控制点的容许振动值,可按表 4.2.4 采用:

表 4.2.4 压力机基础控制点的容许振动值

基组固有频率(Hz)	容许振动线位移(mm)
$f_n \leq 3.6$	1.0
$3.6 < f_n \leq 6.0$	$3.6/f_n$

注: f_n 为基组固有频率。

2 压力机基组的固有频率,可按下列公式计算:

1) 确定水平容许振动线位移时:

$$f_n = \omega_{n1} / 2\pi \quad (4.2.4-1)$$

2) 确定竖向容许振动线位移时:

$$f_n = \omega_{n2} / 2\pi \quad (4.2.4-2)$$

式中 ω_{n1} ——无阻尼第一振型固有频率(Hz);

ω_{n2} ——无阻尼第二振型固有频率(Hz)。

4.2.5 发动机等动力机器基础的容许振动值,可按表 4.2.5 采用:

表 4.2.5 发动机等动力机器基础的容许振动值

机器名称	容许振动速度(mm/s)
发动机普通试验台	6
水泵、离心机、风机	10
活塞式压缩机和发动机	22

5 隔振参数及固有频率

5.1 隔振参数

5.1.1 隔振的基本参数,应包括下列内容:

- 1 隔振体系的质量。
- 2 隔振体系的转动惯量。
- 3 隔振体系的传递率。
- 4 隔振器的刚度。
- 5 隔振器的阻尼比。

5.1.2 隔振体系的传递率,应符合下列规定:

1 被动隔振的传递率,应符合下列公式的要求:

1) 当容许振动值为容许振动线位移时:

$$\eta \leq \frac{[A]}{A} \quad (5.1.2-1)$$

2) 当容许振动值为容许振动速度时:

$$\eta \leq \frac{[V]}{A\omega} \quad (5.1.2-2)$$

式中 η ——隔振体系的传递率;

$[A]$ ——容许振动线位移(m);

$[V]$ ——容许振动速度(m/s);

A ——干扰振动线位移(m);

ω ——干扰圆频率(rad/s)。

2 主动隔振的传递率,可取不大于 0.1。

5.1.3 隔振体系的固有圆频率,可按下列式计算:

$$\omega_n = \omega \sqrt{\frac{\eta}{1+\eta}} \quad (5.1.3)$$

式中 ω_n ——隔振体系的固有圆频率(rad/s)。

5.1.4 主动隔振时,台座结构的质量,应符合下式的要求:

$$m_2 \geq \frac{P_{oz}}{[A]\omega^2} - m_1 \quad (5.1.4)$$

式中 m_1 ——隔振对象的质量(kg);

m_2 ——台座结构的质量(kg);

P_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值(N)。

5.1.5 隔振器的总刚度,可按下列公式计算:

$$K = m\omega_n^2 \quad (5.1.5-1)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (5.1.5-2)$$

式中 K ——隔振器的总刚度(N/m);

m ——隔振对象与台座结构的总质量(kg)。

5.1.6 隔振器的数量,可按下列公式计算:

$$n = \frac{K}{K_i} \quad (5.1.6)$$

式中 n ——隔振器的数量;

K_i ——所选用的单个隔振器的刚度(N/m)。

5.1.7 单个隔振器的承载力,应符合下式的要求:

$$P_i \geq \frac{mg + 1.5P_{oz}}{n} \quad (5.1.7)$$

式中 g ——重力加速度;

P_i ——单个隔振器的承载力(N)。

5.1.8 通过调整隔振体系的质量和总刚度,其振动计算值不应大于容许振动值;主动隔振时,尚应符合环境振动的要求。

5.1.9 主动隔振体系阻尼比的确定,应符合下列规定:

1 脉冲振动的阻尼比,可按下列公式计算:

$$\zeta = \frac{1}{\omega_n t} \ln \frac{A_p}{A_a} \quad (5.1.9-1)$$

$$\zeta_\varphi = \frac{1}{\omega_{n\varphi} t} \ln \frac{A_{p\varphi}}{A_{a\varphi}} \quad (5.1.9-2)$$

式中 ζ ——隔振器沿 x, y, z 轴向振动时的阻尼比;

ζ_φ ——隔振器绕 x, y, z 轴旋转振动时的阻尼比;

$\omega_{n\varphi}$ ——隔振体系绕 x, y, z 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);

A_p ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动线位移(m);

$A_{p\varphi}$ ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动角位移(rad);

A_a ——受脉冲扰力作用产生的经时间 t 后衰减的线位移值(m);

$A_{a\varphi}$ ——受脉冲扰力作用产生的经时间 t 后衰减的角位移值(rad);

t ——振动衰减时间(s)。

2 其他振动的阻尼比,可按下列公式计算:

$$\zeta = \frac{P_{ov}}{2A_{kt}K} \left(\frac{\omega_{nv}}{\omega} \right)^2 \quad (5.1.9-3)$$

$$\zeta_\varphi = \frac{M_o}{2A_\varphi K_\varphi} \left(\frac{\omega_{nv}}{\omega} \right)^2 \quad (5.1.9-4)$$

式中 P_{ov} ——在工作转速时,作用在隔振体系质量中心处沿 x, y, z 轴向的扰力值(N);

M_o ——作用在隔振体系质量中心处绕 x, y, z 轴旋转的扰力矩值(N·m);

A_{kt} ——机器在开机和停机过程中,共振时要求控制的最大振动线位移(m);

A_φ ——机器在开机和停机过程中,共振时要求控制的最大振动角位移(rad);

K ——隔振器沿 x, y, z 轴向的总刚度(N/m);

K_φ ——隔振器绕 x, y, z 轴旋转的总刚度(N·m);

ω_{nv} ——隔振体系沿 x, y, z 轴的固有圆频率(rad/s)。

5.2 隔振体系的固有频率

5.2.1 隔振体系固有圆频率的确定,宜符合下列规定:

1 单自由度体系时的固有圆频率,可按下列公式计算:

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (5.2.1-1)$$

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{K_y}{m}} \quad (5.2.1-2)$$

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{K_z}{m}} \quad (5.2.1-3)$$

$$\omega_{n\varphi x} = \sqrt{\frac{K_{\varphi x}}{J_x}} \quad (5.2.1-4)$$

$$\omega_{n\varphi y} = \sqrt{\frac{K_{\varphi y}}{J_y}} \quad (5.2.1-5)$$

$$\omega_{n\varphi z} = \sqrt{\frac{K_{\varphi z}}{J_z}} \quad (5.2.1-6)$$

式中 ω_{nx} ——隔振体系沿 x 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);

ω_{ny} ——隔振体系沿 y 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);

ω_{nz} ——隔振体系沿 z 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);

$\omega_{n\varphi x}$ ——隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);

$\omega_{n\varphi y}$ ——隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);

$\omega_{n\varphi z}$ ——隔振体系绕 z 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);

K_x ——隔振器沿 x 轴向的总刚度(N/m);

K_y ——隔振器沿 y 轴向的总刚度(N/m);

K_z ——隔振器沿 z 轴向的总刚度(N/m);

$K_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转的总刚度(N·m);

$K_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转的总刚度(N·m);

$K_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转的总刚度(N·m);

J_x ——隔振体系绕 x 轴旋转的转动惯量(kg·m);

J_y ——隔振体系绕 y 轴旋转的转动惯量(kg·m);

J_z ——隔振体系绕 z 轴旋转的转动惯量(kg·m)。

2 双自由度耦合振动时的固有圆频率,可按下列公式计算:

$$\omega_{n1}^2 = \frac{1}{2} [(\lambda_1^2 + \lambda_2^2)^2 - \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\gamma\lambda_1^4}] \quad (5.2.1-7)$$

$$\omega_{n2}^2 = \frac{1}{2} [(\lambda_1^2 + \lambda_2^2)^2 + \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\gamma\lambda_1^4}] \quad (5.2.1-8)$$

式中 ω_{n1} ——双自由度耦合振动时的无阻尼第一振型固有圆频率(rad/s);

ω_{n2} ——双自由度耦合振动时的无阻尼第二振型固有圆频率(rad/s);

$\lambda_1, \lambda_2, \gamma$ ——计算系数。

5.2.2 隔振器刚度的确定,宜符合下列规定:

1 对于支承式,可按下列公式计算:

$$K_x = \sum_{i=1}^n K_{xi} \quad (5.2.2-1)$$

$$K_y = \sum_{i=1}^n K_{yi} \quad (5.2.2-2)$$

$$K_z = \sum_{i=1}^n K_{zi} \quad (5.2.2-3)$$

$$K_{\varphi x} = \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 \quad (5.2.2-4)$$

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 \quad (5.2.2-5)$$

$$K_{\varphi z} = \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2 \quad (5.2.2-6)$$

式中 K_{xi} ——第 i 个隔振器沿 x 轴向的刚度(N/m);

K_{yi} ——第 i 个隔振器沿 y 轴向的刚度(N/m);

K_{zi} ——第 i 个隔振器沿 z 轴向的刚度(N/m);

x_i ——第 i 个隔振器的 x 轴坐标值(m);

y_i ——第 i 个隔振器的 y 轴坐标值(m);

z_i ——第 i 个隔振器的 z 轴坐标值(m)。

2 对于悬挂式和悬挂兼支承式,可按下列公式计算:

$$K_x = \frac{mg}{L} \quad (5.2.2-7)$$

$$K_y = \frac{mg}{L} \quad (5.2.2-8)$$

$$K_{\varphi z} = \frac{mgR^2}{L} \quad (5.2.2-9)$$

式中 L ——刚性吊杆的长度(m);

R ——刚性吊杆按圆形排列时,圆的半径(m)。

5.2.3 计算系数的确定,应符合下列规定:

1 支承式隔振,计算系数 λ_1, λ_2 可按下列公式计算:

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (5.2.3-1)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{K_{\varphi y}}{J_y}} \quad (5.2.3-2)$$

2) 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{K_y}{m}} \quad (5.2.3-3)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{K_{\varphi x}}{J_x}} \quad (5.2.3-4)$$

2 悬挂式和悬挂兼支承式隔振,计算系数 λ_1, λ_2 可按下列公式计算:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (5.2.3-5)$$

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \frac{mgz^2}{L}}{J_y}} \quad (5.2.3-6)$$

式中 z ——隔振器刚度中心或吊杆下端至隔振体系质量中心的竖向距离(m)。

2) 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时:

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 + \frac{mgz^2}{L}}{J_x}} \quad (5.2.3-7)$$

3 计算系数 γ ,可按下列公式计算:

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

$$\gamma = \frac{mz^2}{J_y} \quad (5.2.3-8)$$

2) 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时:

$$\gamma = \frac{mz^2}{J_x} \quad (5.2.3-9)$$

6 主动隔振

6.1 计算规定

6.1.1 当隔振体系为单自由度时,质量中心处的振动位移,可按下列公式计算:

$$A_x = \frac{P_{ox}}{K_x} \eta_x \quad (6.1.1-1)$$

$$A_y = \frac{P_{oy}}{K_y} \eta_y \quad (6.1.1-2)$$

$$A_z = \frac{P_{oz}}{K_z} \eta_z \quad (6.1.1-3)$$

$$A_{\varphi x} = \frac{M_{ox}}{K_{\varphi x}} \eta_{\varphi x} \quad (6.1.1-4)$$

$$A_{\varphi y} = \frac{M_{oy}}{K_{\varphi y}} \eta_{\varphi y} \quad (6.1.1-5)$$

$$A_{\varphi z} = \frac{M_{oz}}{K_{\varphi z}} \eta_{\varphi z} \quad (6.1.1-6)$$

式中 A_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动线位移(m);
 A_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动线位移(m);
 A_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动线位移(m);
 $A_{\varphi x}$ ——隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的振动角位移(rad);
 $A_{\varphi y}$ ——隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的振动角位移(rad);
 $A_{\varphi z}$ ——隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的振动角位移(rad);
 P_{ox} ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力值

(N);

P_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值(N);

P_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值(N);

M_{ox} ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的扰力矩值(N·m);

M_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的扰力矩值(N·m);

M_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的扰力矩值(N·m);

η_x ——单自由度隔振体系沿 x 轴向的传递率;

η_y ——单自由度隔振体系沿 y 轴向的传递率;

η_z ——单自由度隔振体系沿 z 轴向的传递率。

6.1.2 当隔振体系为双自由度耦合振动时,质量中心处的振动位移,可按下列公式计算:

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时,可按下列公式计算:

$$A_x = \rho_1 A_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (6.1.2-1)$$

$$A_{\varphi y} = A_{\varphi 1} \eta_1 + A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (6.1.2-2)$$

$$A_{\varphi 1} = \frac{P_{ox} \rho_1 + M_{oy}}{(m \rho_1^2 + J_y) \omega_{n1}^2} \quad (6.1.2-3)$$

$$A_{\varphi 2} = \frac{P_{ox} \rho_2 + M_{oy}}{(m \rho_2^2 + J_y) \omega_{n2}^2} \quad (6.1.2-4)$$

$$\rho_1 = \frac{K_x z}{K_x - m \omega_{n1}^2} \quad (6.1.2-5)$$

$$\rho_2 = \frac{K_x z}{K_x - m \omega_{n2}^2} \quad (6.1.2-6)$$

2 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时,可按下列公式计算:

$$A_y = \rho_1 A_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (6.1.2-7)$$

$$A_{\varphi x} = A_{\varphi 1} \eta_1 + A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (6.1.2-8)$$

$$A_{\varphi 1} = \frac{P_{oy} \rho_1 + M_{ox}}{(m \rho_1^2 + J_x) \omega_{n1}^2} \quad (6.1.2-9)$$

$$A_{\varphi 2} = \frac{P_{oy} \rho_2 + M_{ox}}{(m \rho_2^2 + J_x) \omega_{n2}^2} \quad (6.1.2-10)$$

$$\rho_1 = \frac{K_y z}{K_y - m \omega_{n1}^2} \quad (6.1.2-11)$$

$$\rho_2 = \frac{K_y z}{K_y - m \omega_{n2}^2} \quad (6.1.2-12)$$

式中 $A_{\varphi 1}$ ——隔振体系耦合振动第一振型的当量静角位移 (rad);

$A_{\varphi 2}$ ——隔振体系耦合振动第二振型的当量静角位移 (rad);

ρ_1 ——隔振体系耦合振动第一振型中的水平位移与转角的比值 (m/rad);

ρ_2 ——隔振体系耦合振动第二振型中的水平位移与转角的比值 (m/rad);

η_1 ——双自由度隔振体系第一振型的传递率;

η_2 ——双自由度隔振体系第二振型的传递率。

6.1.3 隔振体系传递率的确定, 宜符合下列规定:

1 扰力、扰力矩为简谐函数时, 传递率可按下列公式计算:

$$\eta_x = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}} \quad (6.1.3-1)$$

$$\eta_y = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}} \quad (6.1.3-2)$$

$$\eta_z = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (6.1.3-3)$$

$$\eta_{\varphi x} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}} \quad (6.1.3-4)$$

$$\eta_{\varphi y} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}} \quad (6.1.3-5)$$

$$\eta_{\varphi z} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}} \quad (6.1.3-6)$$

$$\eta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \quad (6.1.3-7)$$

$$\eta_2 = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \quad (6.1.3-8)$$

$$\zeta_x = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{xi} K_{xi}}{K_x} \quad (6.1.3-9)$$

$$\zeta_y = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{yi} K_{yi}}{K_y} \quad (6.1.3-10)$$

$$\zeta_z = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{zi} K_{zi}}{K_z} \quad (6.1.3-11)$$

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{\zeta_y \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \zeta_z \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2}{K_{\varphi x}} \quad (6.1.3-12)$$

$$\zeta_{\varphi y} = \frac{\zeta_z \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \zeta_x \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2}{K_{\varphi y}} \quad (6.1.3-13)$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\zeta_x \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \zeta_y \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2}{K_{\varphi z}} \quad (6.1.3-14)$$

式中 ζ_x ——隔振器沿 x 轴向振动时的阻尼比;
 ζ_y ——隔振器沿 y 轴向振动时的阻尼比;
 ζ_z ——隔振器沿 z 轴向振动时的阻尼比;
 $\zeta_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转振动时的阻尼比;
 $\zeta_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转振动时的阻尼比;
 $\zeta_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转振动时的阻尼比;
 ζ_1 ——双自由度隔振体系第一振型的阻尼比;
 ζ_2 ——双自由度隔振体系第二振型的阻尼比;
 ζ_{xi} ——第 i 个隔振器沿 x 轴向振动时的阻尼比;
 ζ_{yi} ——第 i 个隔振器沿 y 轴向振动时的阻尼比;
 ζ_{zi} ——第 i 个隔振器沿 z 轴向振动时的阻尼比。

2 当扰力、扰力矩为矩形或等腰三角形脉冲作用时,传递率可按表 6.1.3 确定:

表 6.1.3 脉冲作用时的传递率

脉冲形状	t_0/T_{nk}										
	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
矩形脉冲	0.000	0.313	0.618	0.908	1.176	1.414	1.618	1.782	1.902	1.975	2.000
等腰三角形脉冲	0.000	0.157	0.312	0.463	0.608	0.746	0.875	0.993	1.100	1.193	1.273

注:1 t_0 为作用时间;

2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期;

3 当 t_0/T_{nk} 为表中中间值时,传递率可采用插入法取值;

4 T_{nk} 脚标中的 k ,单自由度体系时代表 x, y, z 或 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$;双自由度耦合振动时代表振型 1 和 2。

6.1.4 双自由度隔振体系第一、第二振型的阻尼比的确定,应符合下列规定:

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时,应符合下列规定:

• 24 •

1) 第一振型的阻尼比,可取隔振器沿 x 轴向振动时的阻尼比与隔振器绕 y 轴向旋转振动时的阻尼比二者较小值;

2) 第二振型的阻尼比,可取隔振器沿 x 轴向振动时的阻尼比与隔振器绕 y 轴向旋转振动时的阻尼比二者较大值。

2 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时,应符合下列规定:

1) 第一振型的阻尼比,可取隔振器沿 y 轴向振动时的阻尼比与隔振器绕 x 轴向旋转振动时的阻尼比二者较小值;

2) 第二振型的阻尼比,可取隔振器沿 y 轴向振动时的阻尼比与隔振器的绕 x 轴向旋转振动时的阻尼比二者较大值。

6.1.5 任意点处振动线位移的确定,应符合下列规定:

1 当作用在隔振体系质量中心处沿各轴向的简谐扰力和绕各轴旋转的简谐扰力矩的工作频率均相同、且在作用时间上没有相位差时,任意点处的振动线位移,可按下列公式计算:

$$A_{xL} = A_x + A_{\varphi_y} z_L - A_{\varphi_z} y_L \quad (6.1.5-1)$$

$$A_{yL} = A_y + A_{\varphi_z} x_L - A_{\varphi_x} z_L \quad (6.1.5-2)$$

$$A_{zL} = A_z + A_{\varphi_x} y_L - A_{\varphi_y} x_L \quad (6.1.5-3)$$

式中 A_{xL} ——隔振体系任意点处沿 x 轴向的振动线位移(m);

A_{yL} ——隔振体系任意点处沿 y 轴向的振动线位移(m);

A_{zL} ——隔振体系任意点处沿 z 轴向的振动线位移(m);

x_L ——任意点的 x 轴坐标值(m);

y_L ——任意点的 y 轴坐标值(m);

z_L ——任意点的 z 轴坐标值(m)。

2 当作用在隔振体系质量中心处沿各轴向的简谐扰力和绕各轴旋转的简谐扰力矩的工作频率均相同、且在作用时间上有相位差时,任意点处的振动线位移,应按各轴向振动的相位差计算。

3 当作用在隔振体系质量中心处沿各轴向的简谐扰力和绕各轴旋转的简谐扰力矩的工作频率均不相同,任意点处各轴向的最大振动线位移,可按下列公式计算:

• 25 •

$$A_{xL, \max} = |A_x| + |A_{py} z_L| + |A_{pz} y_L| \quad (6.1.5-4)$$

$$A_{yL, \max} = |A_y| + |A_{px} z_L| + |A_{pz} x_L| \quad (6.1.5-5)$$

$$A_{zL, \max} = |A_z| + |A_{px} y_L| + |A_{py} x_L| \quad (6.1.5-6)$$

式中 $A_{xL, \max}$ ——隔振体系任意点处沿 x 轴向的最大振动线位移 (m);

$A_{yL, \max}$ ——隔振体系任意点处沿 y 轴向的最大振动线位移 (m);

$A_{zL, \max}$ ——隔振体系任意点处沿 z 轴向的最大振动线位移 (m)。

4 当扰力、扰力矩为脉冲作用时,任意点处的振动线位移,可按公式(6.1.5-1)~(6.1.5-3)计算。

6.2 旋转式机器

6.2.1 旋转式机器的隔振,宜采用支承式。隔振器的选用和设置,宜符合下列规定:

1 汽轮发电机、汽动给水泵基础的隔振,可采用圆柱螺旋弹簧隔振器,隔振器宜设置在柱顶或台座下梁的顶面。

2 离心泵、离心通风机基础的隔振,可采用圆柱螺旋弹簧隔振器或橡胶隔振器,隔振器宜设置在梁顶或底板上。

3 圆柱螺旋弹簧隔振器应具有三维隔振功能。

4 在汽轮发电机、汽动给水泵的隔振体系中,隔振器应与阻尼器一起使用。

6.2.2 汽轮发电机、汽动给水泵的隔振,可采用钢筋混凝土台座结构;台座结构可采用板式、梁式或梁板混合式;台座结构应按多自由度体系进行动力分析,并应计入台座弹性变形的影响。

离心泵、离心通风机的隔振,可采用钢筋混凝土板或具有足够刚度的钢支架作为台座结构;台座结构可按刚体进行动力分析。

6.2.3 汽轮发电机、汽动给水泵在工作转速时,振动线位移的计算宜取在工作转速±25%范围内的最大振动线位移;对于小于75%工作转速范围内的计算振动线位移,应小于容许振动线位移的1.5倍。

6.2.4 旋转式机器的隔振设计,当缺乏扰力资料时,扰力的确定,宜符合下列规定:

1 工作转速大于3000r/min 高转速机组的扰力,可按下列公式计算:

$$P_{xi} = 0.25W_{gi}(n/3000)^{3/2} \quad (6.2.4-1)$$

$$P_{yi} = 0.25W_{gi}(n/3000)^{3/2} \quad (6.2.4-2)$$

$$P_{zi} = 0.125W_{gi}(n/3000)^{3/2} \quad (6.2.4-3)$$

式中 P_{xi} ——作用在隔振体系第 i 点沿竖向的机器扰力(N);

P_{yi} ——作用在隔振体系第 i 点沿横向的机器扰力(N);

P_{zi} ——作用在隔振体系第 i 点沿纵向的机器扰力(N);

W_{gi} ——作用在隔振体系第 i 点的机器转子重力荷载(N);

n ——机器的工作转速(r/min)。

2 汽轮发电机组的扰力,可按表 6.2.4-1 确定:

表 6.2.4-1 汽轮发电机组的扰力

机器工作转速(r/min)		3000	1500
第 i 点的扰力(N)	竖向、横向	$0.20W_{gi}$	$0.16W_{gi}$
	纵向	$0.10W_{gi}$	$0.08W_{gi}$

3 电机的扰力,可按表 6.2.4-2 确定:

表 6.2.4-2 电机的扰力

机器工作转速(r/min)	<500	500~750	>750
第 i 点的扰力(N)	$0.10W_{gi}$	$0.15W_{gi}$	$0.20W_{gi}$

4 其他旋转式机器的扰力,可按下式计算:

$$P = m_x e \omega^2 \quad (6.2.4-4)$$

式中 P ——作用在隔振体系质量中心处沿竖向或横向的机器扰力(N);

m_x ——机器旋转部件的总质量(kg);

e ——机器旋转部件的当量偏心距(m),可按表 6.2.4-3 确定:

表 6.2.4-3 机器旋转部件的当量偏心距

机器名称	机器转动部件	工作转速(r/min)	偏心距(mm)
风机	叶轮	—	0.50~1.00
水泵	叶轮	$n \geq 1500$	0.10
		$1000 \leq n < 1500$	0.20
		$n < 1000$	0.25~0.50
风扇磨煤机	叶轮	—	1.00~2.00
反击式碎煤机	转子	—	1.00~2.00
锤击式碎煤机	转子	—	1.00
环式碎煤机	转子	—	0.60~1.00

注:1 机器处在腐蚀性环境时,偏心距宜取上限值;

2 n 为工作转速。

6.2.5 对汽轮发电机、汽动给水泵弹簧隔振体系进行振动测试时,应进行频谱分析,振动线位移应按各个频段的振动线位移分量进行换算叠加。

6.3 曲柄连杆式机器

6.3.1 曲柄连杆式机器隔振方式的选用,应符合下列规定:

1 试验台和大、中型机器,宜采用图 3.1.2b。

2 中小型活塞式压缩机和柴油发电机组,宜采用图 3.1.2a,台座结构应采用钢筋混凝土厚板或刚性支架,隔振器可直接支承在刚性地面上。

6.3.2 曲柄连杆式机器的隔振设计,其台座结构或试验台的平面尺寸应由工艺条件确定,台座的最小质量应满足容许振动值的要

求;隔振器的选用,应符合下列要求:

1 宜采用竖向和水平向刚度接近、配有竖向和水平向阻尼的圆柱螺旋弹簧隔振器或空气弹簧隔振器;当用于工作转速不低于 1000r/min 的机器隔振时,亦可采用水平刚度与竖向刚度相差较小的橡胶隔振器。

2 隔振体系的阻尼比不应小于 0.05,四冲程发动机最低工作转速所对应的频率与固有频率之比不宜小于 4。

3 隔振器的刚度和阻尼性能,应符合使用环境要求,隔振器的使用寿命不宜低于机器的使用寿命。

6.3.3 曲柄连杆式机器的扰力,应计入运动部件质量误差和汽缸内压力变化等因素对扰力的增值影响。当缺乏扰力值资料时,应符合下列规定:

1 机器的一谐、二谐扰力值和扰力矩值,应按有关理论公式计算,并按下列规定取值:

1)计算值应乘以综合影响系数,综合影响系数可取 1.1~1.35;

2)当计算值很小时,可取计算值与由运动部件质量误差和汽缸内压力变化等综合因素产生的附加扰力相叠加。

2 发动机的扰力值,应计入扭转反作用力矩。

3 扰力作用点可取曲轴中心。

6.3.4 隔振设计时,应分别计算在单一扰力或扰力矩作用下,隔振体系质量中心点和验算点的振动位移和振动速度,总振动位移和振动速度的计算,应符合下列规定:

1 一谐竖向扰力和扰力矩所产生的振动值,与一谐水平扰力和扰力矩所产生的振动值,应按平方和开方叠加,但当具有下列情形之一时,宜按绝对值相加:

1)隔振体系质量中心至刚度中心的距离,大于隔振器至主轴中心线的水平距离;

2)管道连接未全采用柔性接头。

2 竖向和水平向二谐波力和扰力矩所产生的振动值,可按同相位相加。

3 各谐波力和扰力矩所产生的振动值,宜按绝对值相加,有效值应按平方和开方叠加。

6.3.5 验算机器基础的容许振动值时,验算点可取基座板角点外的试验台顶面或台座结构顶面的角点上;当隔振体系质量中心点的回转振动角位移在数值上大于水平振动线位移时,应取水平振动第二验算点在主轴端部。

6.3.6 试验台的隔振设计,应符合下列要求:

1 隔振体系的刚度中心与质量中心宜在同一铅垂线上;当不能满足时,刚度中心与质量中心在旋转轴方向产生的偏心,不应大于试验台该方向边长的 1.5%。

2 隔振计算应采用扰力最大机型所对应的参数,隔振器的选择应符合最大负荷的承载要求。

3 试验台应根据安装工具和操作要求,预留安装隔振器的操作空间。

4 试验台与周边结构之间应设置隔振缝,缝宽不应小于 50mm,当超过 60mm 时,缝的顶部应加活动盖板。

5 隔振器的弹簧和阻尼元件应避免与水、油、烟气接触,当排烟管从地下室或基础箱中通过时,应采取隔热或降温措施,或选用能适应该环境要求的隔振器和阻尼器。

6 试验台周边及地下室或基础箱底面,应设排水沟并与外部排水管道连接,管道与试验台的连接处应采用柔性接头,发动机的排烟管应采用金属波纹管连接,压缩机的排气管宜采用金属软管连接。

6.4 冲击式机器

6.4.1 锻锤基础的隔振设计,应符合下列要求:

1 基础和砧座的最大竖向振动位移不应大于容许振动值。

2 锻锤在下一次打击时,砧座应停止振动。

3 锻锤打击后,隔振器上部质量不应与隔振器分离。

6.4.2 锻锤隔振后振动分析模型的采用,应符合下列规定:

1 分析砧座振动时,可假定基础为不动体,宜采用有阻尼单自由度振动模型(图 6.4.2-1)。

2 分析基础振动时,扰力可取隔振器作用于基础的动力荷载,宜采用无阻尼单自由度振动模型(图 6.4.2-2)。

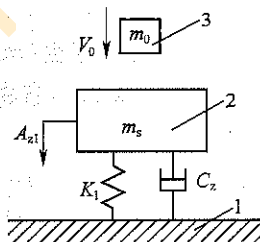


图 6.4.2-1 有阻尼单自由度振动模型

1—基础;2—砧座;3—锤头

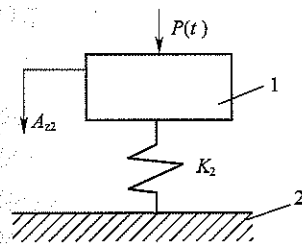


图 6.4.2-2 无阻尼单自由度振动模型

1—基础;2—地基

6.4.3 隔振锻锤砧座的最大竖向振动位移(图 6.4.2-1),可按下列公式计算:

$$A_{z1} = \frac{(1+e_1)m_0 V_0}{(m_0+m_s)\omega_n} \exp\left[-\zeta_s \frac{\pi}{2}\right] \quad (6.4.3-1)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}} \quad (6.4.3-2)$$

$$\zeta_z = \frac{C_z}{2\sqrt{m_s K_1}} \quad (6.4.3-3)$$

式中 A_{z1} ——砧座最大竖向振动位移(m);

m_0 ——锻锤落下部分质量(kg);

m_s ——隔振器上部的总质量(kg);

V_0 ——落下部分的最大冲击速度(m/s);

e_1 ——回弹系数,模锻锤取 0.5,自由锻锤取 0.25,锻打有色金属时取 0;

K_1 ——隔振器的竖向刚度(N/m);

ζ_z ——隔振体系的阻尼比;

C_z ——隔振器的竖向阻尼系数(N·s/m)。

6.4.4 隔振锻锤基础的最大竖向振动位移(图 6.4.2-2),可按下列公式计算:

$$A_{z2} = \frac{K_1(1+e_1)m_0 V_0}{K_2(m_0+m_s)\omega_n} \sqrt{1+4\zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z\left(\frac{\pi}{2}-\tan^{-1}2\zeta_z\right)\right] \quad (6.4.4-1)$$

$$K_2 = 2.67K_z \quad (6.4.4-2)$$

式中 A_{z2} ——基础最大竖向振动位移(m);

K_2 ——基础底部的折算刚度(N/m);

K_z ——基础底部地基土的抗压刚度(N/m),应符合现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 的有关规定。

6.4.5 压力机隔振参数的确定,应符合下列规定:

1 当压力机启动(图 6.4.5-1),离合器结合产生的冲击力矩使机身产生绕其底部中点的摇摆振动时,压力机工作台两侧的最大竖向振动位移,可按下列公式计算:

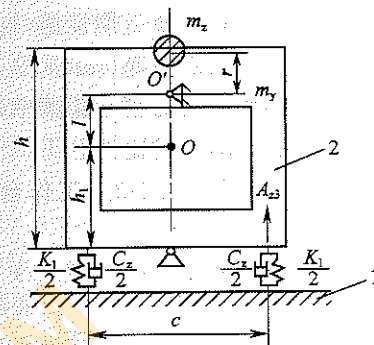


图 6.4.5-1 压力机启动时的力学模型

1—基础;2—压力机机身

$$A_{z3} = \frac{cm_z r n_y (l+h_1)}{2m_y \omega_k (R_1^2+h_1^2)} \exp\left(-\zeta_{z1} \frac{\pi}{2}\right) \quad (6.4.5-1)$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{J}{m_y}} \quad (6.4.5-2)$$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c^2 K_1}{4(R_1^2+h_1^2)m_y}} \quad (6.4.5-3)$$

$$\zeta_{z1} = \frac{C_x c}{4\sqrt{(R_1^2+h_1^2)m_y K_1}} \quad (6.4.5-4)$$

式中 A_{z3} ——压力机工作台两侧的最大竖向振动位移(m);

m_y ——压力机质量(kg);

m_z ——主轴偏心质量与连杆折合质量之和(kg),连杆折合质量可取连杆质量的 1/3;

r ——曲柄半径(m);

h ——压力机顶部至隔振器的距离(m);

h_1 ——压力机质心 O 至隔振器的距离(m);

l ——主轴轴承 O' 至压力机质心 O 的距离(m);

c ——隔振器之间的距离(m);

R_1 ——压力机绕质心轴的回转半径(m);

J ——压力机绕质心轴的质量惯性矩($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

n_y ——压力机主轴的额定转速(rad/s);

ω_k ——压力机作摇摆振动的固有圆频率(rad/s);

ζ_{z1} ——隔振体系的摆动阻尼比。

2 压力机冲压工作时(图 6.4.5-2),工作台的最大竖向振动位移,可按下列公式计算:

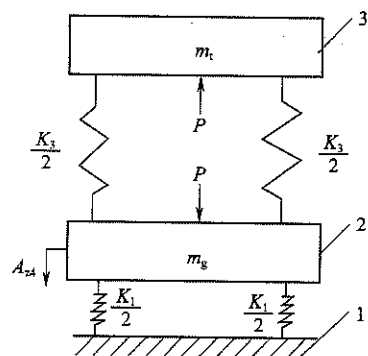


图 6.4.5-2 压力机冲压工件时的力学模型

1—基础;2—压力机工作台;3—压力机头部

$$A_{z3} = \frac{2Pm_t}{K_3(m_t + m_g)} \quad (6.4.5-5)$$

$$K_3 = \frac{E_1 F_1}{L_1} + \frac{E_2 F_2}{L_2} \quad (6.4.5-6)$$

式中 A_{z4} ——压力机工作台的最大竖向振动位移(m);

P ——压力机额定工作压力(N);

m_t ——压力机头部的质量(kg);

m_g ——压力机工作台的质量(kg);

K_3 ——压力机立柱及拉杆的刚度(N/m);

E_1 ——压力机立柱的弹性模量(N/m^2);

E_2 ——压力机拉杆的弹性模量(N/m^2);

F_1 ——压力机立柱的平均截面积(m^2);

F_2 ——压力机拉杆的平均截面积(m^2);

L_1 ——压力机立柱的工作长度(m);

L_2 ——压力机拉杆的工作长度(m);

3 压力机冲压工件时,其基础的竖向位移可按下列公式计算:

$$A_{z5} = A_{z4} \frac{K_1}{K_2} \quad (6.4.5-7)$$

式中 A_{z5} ——冲压工件时压力机基础的竖向位移(m);

6.4.6 锻锤的隔振设计,应符合下列要求:

1 锻锤砧座质量较大时,可直接对砧座进行隔振;砧座质量较小时,可在砧座下增设钢筋混凝土台座。

2 砧座或钢筋混凝土台座底面积较大、砧座重心与砧座底面距离较小时,可采用支承式隔振;砧座底面积较小、砧座重心与砧座底面距离较大、且不采用钢筋混凝土台座时,可采用悬挂式隔振。

3 锻锤的打击中心、隔振器的刚度中心和隔振器上部的质量中心,宜在同一铅垂线上。

4 砧座或钢筋混凝土台座,宜设置导向或防偏摆的限位装置。

5 采用圆柱螺旋弹簧隔振器时,应配置阻尼器;采用迭板弹簧隔振器时,可不配置阻尼器。

6 锻锤隔振系统的阻尼比,不应小于 0.25。

6.4.7 压力机的隔振设计,应符合下列要求:

1 闭式多点压力机,宜将隔振器直接安装在压力机底部。

2 闭式单点压力机和开式压力机,可在压力机下部设置台座,隔振器宜安置在台座下部。

3 压力机隔振系统的竖向阻尼比,宜取 0.10~0.15。

7 被动隔振

7.1 计算规定

7.1.1 当隔振体系支承结构或地基处产生简谐干扰位移时,隔振体系质量中心处的振动位移的确定,应符合下列规定:

1 当隔振体系为单自由度时,可按下列公式计算:

$$A_x = A_{ox} \eta_x \quad (7.1.1-1)$$

$$A_y = A_{oy} \eta_y \quad (7.1.1-2)$$

$$A_z = A_{oz} \eta_z \quad (7.1.1-3)$$

$$A_{\varphi x} = A_{o\varphi x} \eta_{\varphi x} \quad (7.1.1-4)$$

$$A_{\varphi y} = A_{o\varphi y} \eta_{\varphi y} \quad (7.1.1-5)$$

$$A_{\varphi z} = A_{o\varphi z} \eta_{\varphi z} \quad (7.1.1-6)$$

式中 A_{ox} ——支承结构或地基处产生的沿 x 轴向的干扰振动线位移(m);

A_{oy} ——支承结构或地基处产生的沿 y 轴向的干扰振动线位移(m);

A_{oz} ——支承结构或地基处产生的沿 z 轴向的干扰振动线位移(m);

$A_{o\varphi x}$ ——支承结构或基础处产生的绕 x 轴旋转的干扰振动角位移(rad);

$A_{o\varphi y}$ ——支承结构或基础处产生的绕 y 轴旋转的干扰振动角位移(rad);

$A_{o\varphi z}$ ——支承结构或基础处产生的绕 z 轴旋转的干扰振动角位移(rad);

$\eta_{\varphi x}$ ——单自由度隔振体系绕 x 轴旋转的传递率;

$\eta_{\varphi y}$ ——单自由度隔振体系绕 y 轴旋转的传递率;

$\eta_{\varphi z}$ ——单自由度隔振体系绕 z 轴旋转的传递率。

2 当隔振体系为双自由度耦合振动时,可按下列公式计算:

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

$$A_x = \rho_1 A_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (7.1.1-7)$$

$$A_{\varphi y} = A_{\varphi 1} \eta_1 + A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (7.1.1-8)$$

$$A_{\varphi 1} = \frac{K_x(\rho_1 - z)A_{ox} + (K_{\varphi y} - \rho_1 K_x z)A_{o\varphi y}}{(m\rho_1^2 + J_y)\omega_{n1}^2} \quad (7.1.1-9)$$

$$A_{\varphi 2} = \frac{K_x(\rho_2 - z)A_{ox} + (K_{\varphi y} - \rho_2 K_x z)A_{o\varphi y}}{(m\rho_2^2 + J_y)\omega_{n2}^2} \quad (7.1.1-10)$$

2) 当 $y-\varphi_z$ 耦合振动时:

$$A_y = \rho_1 A_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (7.1.1-11)$$

$$A_{\varphi z} = A_{\varphi 1} \eta_1 + A_{\varphi 2} \eta_2 \quad (7.1.1-12)$$

$$A_{\varphi 1} = \frac{K_y(\rho_1 - z)A_{oy} + (K_{\varphi z} - \rho_1 K_y z)A_{o\varphi z}}{(m\rho_1^2 + J_x)\omega_{n1}^2} \quad (7.1.1-13)$$

$$A_{\varphi 2} = \frac{K_y(\rho_2 - z)A_{oy} + (K_{\varphi z} - \rho_2 K_y z)A_{o\varphi z}}{(m\rho_2^2 + J_x)\omega_{n2}^2} \quad (7.1.1-14)$$

7.1.2 隔振体系的传递率,可按下列公式计算:

$$\eta_x = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}} \quad (7.1.2-1)$$

$$\eta_y = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}} \quad (7.1.2-2)$$

$$\eta_z = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (7.1.2-3)$$

$$\eta_{\varphi x} = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}} \quad (7.1.2-4)$$

$$\eta_{\varphi y} = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}} \quad (7.1.2-5)$$

$$\eta_{\varphi z} = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}} \quad (7.1.2-6)$$

$$\eta_1 = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \quad (7.1.2-7)$$

$$\eta_2 = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \quad (7.1.2-8)$$

7.2 精密仪器及设备

7.2.1 设有精密仪器及设备厂房的建设场地应进行环境振动测试。厂房中的精密仪器及设备除应远离振源布置外,尚应采取下列措施:

- 1 减弱建筑物地基基础和结构的振动。
- 2 振源设备的主动隔振。
- 3 精密仪器及设备的被动隔振。

7.2.2 精密仪器及设备的隔振计算,应包括下列内容:

- 1 隔振体系固有频率的计算。
- 2 在支承结构干扰振动位移作用下,隔振体系振动响应的

计算。

3 隔振体系受精密设备内部振动源影响的振动计算。

4 本条第2款和第3款计算结果的叠加值,不应大于精密仪器及设备的容许振动值。

7.2.3 隔振体系各向的阻尼比,不宜小于0.10。

7.2.4 大型及超长型台座隔振计算时,宜计入台座的弹性影响。

7.2.5 采用商品隔振台座时,应根据隔振台座的特性参数验算支承结构干扰振动位移作用下隔振体系的振动响应。

7.3 精密机床

7.3.1 精密机床的隔振设计,应根据环境振动测试结果优选精密机床工作场地,其隔振计算应包括下列内容:

- 1 隔振体系固有频率的计算。
- 2 隔振体系在外部干扰作用下的振动响应的计算。
- 3 当机床本身有内部较大扰力时,应验算机床因内部扰力产生的振动响应。

4 本条第2款和第3款计算结果的叠加值,不应大于机床的振动容许值。

7.3.2 当机床有慢速往复运动部件时,机床质量中心变化产生的倾斜度应按下式计算,其值不应大于该机床倾斜度的容许值:

$$q = \frac{m_1 g l_v}{\sum K_{gi} x_{gi}^2} \quad (7.3.2)$$

式中 q ——机床的倾斜度;

m_1 ——机床慢速往复运动部件的质量(kg);

l_v ——移动部分质心相对于初始状态的移动距离(m);

K_{gi} ——各支承点的竖向刚度(N/m);

x_{gi} ——各支承点距刚度中心的坐标(m)。

7.3.3 当机床有内部扰力时,台座结构的一阶弯曲固有频率不宜小于机床最高干扰频率的1.25倍;台座结构的一阶弯曲固有频

率,可按式计算:

$$f_{b1} = 3.56 \sqrt{\frac{EI}{ml_1^3}} \quad (7.3.3)$$

式中 f_{b1} ——台座结构的一阶弯曲固有频率(Hz);

E ——台座材料的弹性模量(N/m²);

I ——台座结构的截面惯性矩(m⁴);

l_1 ——台座结构的长度(m)。

7.3.4 当机床台座为大块式台座时,在下列情况,可不计算机床内部扰力引起的振动响应:

1 当内部扰力仅有不平衡质量产生的扰力,且最大转动质量小于机床和台座总质量的 1/100 时。

2 当内部最大扰力小于机床和台座总重量的 1/1000 时。

7.3.5 下列情况的机床,应设置台座结构:

1 机床采用直接弹性支承,不能满足机床的刚度要求时。

2 机床由若干个分离部分组成,需将各部分连成整体时。

3 机床的内部扰力产生的振动值大于机床的振动容许值,需增加机床的刚度和配重时。

4 机床有慢速往复运动部件使机床产生过大倾斜,需增加配重时。

7.3.6 台座结构可采用钢筋混凝土台座、钢板台座或钢架台座。

7.3.7 精密机床隔振器的阻尼比不应小于 0.10;当机床有加速度较大的回转部件或快速往复运动部件时,不宜小于 0.15。

7.3.8 精密机床隔振采用的隔振器,应设有高度调节元件。

8 隔振器与阻尼器

8.1 一般规定

8.1.1 隔振器和阻尼器,应符合下列要求:

1 应具有较好的耐久性,性能应稳定。

2 隔振器应弹性好、刚度低、承载力大,阻尼应适当。

3 阻尼材料应动刚度小、不易老化,粘流体材料的阻尼系数变化应较小。

4 当使用环境有腐蚀性介质时,隔振器和阻尼器与腐蚀性介质的接触面应具有耐腐蚀能力。

5 隔振器和阻尼器应易于安装和更换,当隔振器或阻尼器的内部材料易受污染时,应设置防护装置。

8.1.2 隔振器和阻尼器的选用,应具备下列参数:

1 用于竖向隔振时,应具有承载力、竖向刚度、竖向阻尼比或阻尼系数等性能参数。

2 用于竖向和水平向隔振时,应具有承载力、竖向和水平向刚度、阻尼比或阻尼系数等性能参数。

3 当动刚度和静刚度不一致时,应具有动静刚度比或动、静刚度性能参数。

4 当产品性能随温度、湿度等变化时,应具有随温度或湿度等变化的特性参数。

8.1.3 隔振设计时,隔振器和阻尼器宜选用定型产品;当定型产品不能满足设计要求时,可另行设计。

8.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

8.2.1 圆柱螺旋弹簧隔振器的选用,应符合下列规定:

1 动力设备的主动隔振和精密仪器及设备的被动隔振,可采用支承式隔振器。

2 动力管道的主动隔振和精密仪器的悬挂隔振,可采用悬挂式隔振器。

8.2.2 圆柱螺旋弹簧隔振器,应配置材料阻尼或介质阻尼器,阻尼器的行程、侧向变位空间和使用寿命应与弹簧相匹配。

8.2.3 圆柱螺旋弹簧的选材,应符合下列规定:

1 用于冲击式机器隔振时,宜选择铬钒弹簧钢丝或热轧圆钢,亦可采用硅锰弹簧钢丝或热轧圆钢。

2 用于其他隔振对象隔振、且弹簧直径小于 8mm 时,宜采用优质碳素弹簧钢丝或硅锰弹簧钢丝;直径为 8~12mm 时,宜采用硅锰弹簧钢丝或铬钒弹簧钢丝;直径大于 12mm 时,宜采用热轧硅锰弹簧钢丝或圆钢。

3 有防腐要求时,宜选择不锈钢弹簧钢丝或圆钢。

8.2.4 圆柱螺旋弹簧设计时,其材料的力学性能,应符合国家现行有关标准的规定;容许剪应力的取值,应符合下列规定:

1 用于被动隔振时,可按弹簧材料Ⅲ类载荷的 88% 取值。

2 用于除冲击式机器外的主动隔振时,可按弹簧材料Ⅱ类载荷取值。

3 用于冲击式机器的主动隔振时,可按弹簧材料Ⅰ类载荷取值或进行疲劳强度验算取值。

4 成品圆柱螺旋弹簧在试验负荷下压缩或压并 3 次后产生的永久变形,不得大于其自由高度的 3%。

8.2.5 圆柱螺旋弹簧的动力参数的确定,应符合下列规定:

1 圆柱螺旋弹簧的承载力和轴向刚度,应按下列公式计算:

$$P_j = \frac{\pi d_1^3 [\tau]}{8k c_1} \quad (8.2.5-1)$$

$$K_{sj} = \frac{G d_1}{8 n_1 c_1^3} \quad (8.2.5-2)$$

$$k = \frac{4c_1 - 1}{4c_1 - 4} + \frac{0.615}{c_1} \quad (8.2.5-3)$$

$$c_1 = \frac{D_1}{d_1} \quad (8.2.5-4)$$

式中 P_j ——圆柱螺旋弹簧的承载力(N);

K_{sj} ——圆柱螺旋弹簧的轴向刚度(N/m);

G ——圆柱螺旋弹簧线材的剪切模量(N/m²);

$[\tau]$ ——圆柱螺旋弹簧线材的容许剪应力(N/m²);

d_1 ——圆柱螺旋弹簧的线径(m);

D_1 ——圆柱螺旋弹簧的中径(m);

c_1 ——圆柱螺旋弹簧的中径与线径的比值;

n_1 ——圆柱螺旋弹簧的有效圈数;

k ——圆柱螺旋弹簧的曲度系数。

2 圆柱螺旋弹簧的横向刚度,可按下列公式计算:

$$K_{sj} = \frac{1 - \xi_p}{0.384 + 0.295 \left(\frac{H_p}{D_1} \right)^2} K_{sj} \quad (8.2.5-5)$$

$$\xi_p = 0.77 \frac{\Delta_1}{H_p} \left[\sqrt{1 + 4.29 \left(\frac{D_1}{H_p} \right)^2} - 1 \right]^{-1} \quad (8.2.5-6)$$

$$\Delta_1 = \frac{P_g}{K_{sj}} \quad (8.2.5-7)$$

$$H_p = H_0 - \Delta_1 - d \quad (8.2.5-8)$$

式中 K_{sj} ——圆柱螺旋弹簧的横向刚度(N/m);

P_g ——圆柱螺旋弹簧的工作荷载(N);

ξ_p ——圆柱螺旋弹簧的工作荷载与临界荷载之比;

H_p ——圆柱螺旋弹簧在工作荷载作用下的有效高度(m);

H_0 ——圆柱螺旋弹簧的自由高度(m);

Δ_1 ——圆柱螺旋弹簧在工作荷载作用下的变形量(m)。

3 圆柱螺旋弹簧的外圈弹簧的横向刚度不宜小于其轴向刚度的一半,内圈弹簧的工作荷载与临界荷载之比不宜大于 1,当大

于1时应取1,并应设置导向杆或调整弹簧参数。

4 圆柱螺旋弹簧的一阶颤振固有频率应大于干扰圆频率的2倍,一阶颤振固有频率可按下列公式计算:

1)压缩弹簧:

$$f=356 \frac{d_1}{n_1 D_1^2} \quad (8.2.5-9)$$

2)拉伸弹簧:

$$f=178 \frac{d_1}{n_1 D_1^2} \quad (8.2.5-10)$$

8.2.6 圆柱螺旋弹簧隔振器的性能参数的确定,应符合下列规定:

1 圆柱螺旋弹簧隔振器的承载力,可取单个弹簧承载力之和,除冲击式机器隔振外,其承载力可按静荷载验算。

2 圆柱螺旋弹簧隔振器的竖向动刚度,应按下列公式验算:

$$K_{zi} = \sum K_{zi} + K_{zc} \quad (8.2.6-1)$$

式中 K_{zi} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的竖向动刚度(N/m);

K_{zc} ——阻尼材料或阻尼器产生的竖向动刚度(N/m),当不超过圆柱螺旋弹簧刚度的容许误差时,可不计入。

3 圆柱螺旋弹簧隔振器的横向动刚度,可按下列公式计算:

$$K_{xi} = \sum K_{xi} + K_{xc} \quad (8.2.6-2)$$

式中 K_{xi} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的横向动刚度(N/m);

K_{xc} ——阻尼材料或阻尼器产生的横向动刚度(N/m),当不超过圆柱螺旋弹簧刚度的容许误差时,可不计入。

4 圆柱螺旋弹簧隔振器的变形量和工作高度,应按下列公式计算:

$$\Delta = \frac{P_i - P_o}{K_{zs}} \quad (8.2.6-3)$$

$$H_i = H_o - \Delta \quad (8.2.6-4)$$

式中 Δ ——圆柱螺旋弹簧隔振器的变形量(m),压缩取正值,拉伸取负值;

P_i ——圆柱螺旋弹簧隔振器的工作荷载(N);

P_o ——圆柱螺旋弹簧隔振器的预压荷载或预拉荷载(N)。

K_{zs} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的竖向静刚度(N/m),可取圆柱螺旋弹簧轴向刚度之和;

H_i ——圆柱螺旋弹簧隔振器的工作高度(m);

H_o ——圆柱螺旋弹簧隔振器的初始高度(m)。

8.2.7 圆柱螺旋弹簧隔振器的弹簧配置和组装,应符合下列要求:

1 隔振器应采用同一规格的弹簧或同一匹配的弹簧组,弹簧组的内圈弹簧与外圈弹簧的旋向宜相反,弹簧之间的间隙不宜小于外圈弹簧内径的5%,其参数匹配应符合下列式的要求:

$$\frac{d_1 c_1^2 n_1 [\tau_1]}{G_1 k_1} = \frac{d_2 c_2^2 n_2 [\tau_2]}{G_2 k_2} \quad (8.2.7)$$

式中 d_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧的线径(m);

d_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧的线径(m);

c_1 ——弹簧组外圈螺旋弹簧的中径与线径的比值;

c_2 ——弹簧组内圈螺旋弹簧的中径与线径的比值;

n_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧的有效圈数;

n_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧的有效圈数;

k_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧的曲度系数;

k_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧的曲度系数;

G_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧线材的剪切模量(N/m²);

G_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧线材的剪切模量(N/m²);

$[\tau_1]$ ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧线材的容许剪应力(N/m²);

$[\tau_2]$ ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧线材的容许剪应力(N/m²)。

2 压缩圆柱螺旋弹簧的两端应磨平并紧,在容许荷载作用

下,圆柱螺旋弹簧的节间间隙不宜小于弹簧线径的 10%和最大变形量的 2%。

3 圆柱螺旋弹簧两端的支承板应设置定位挡圈或挡块,其高度不宜小于弹簧的线径。

4 圆柱螺旋弹簧隔振器组装时,应对圆柱螺旋弹簧施加预应力预紧,当预应力超过工作荷载时,其预紧螺栓在隔振器安装后应予放松。

5 圆柱螺旋弹簧隔振器应设保护外壳和高度调节、调平装置,支承式隔振器的上下支承面应平整、平行,其平行度不宜大于 3mm/m,并宜设置柔性材料制作的垫片。

6 圆柱螺旋弹簧隔振器的金属零部件应做防锈、防腐等表面处理。

8.2.8 拉伸式圆柱螺旋弹簧隔振器,应设置过载保护装置。

8.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

I 碟形弹簧隔振器

8.3.1 具有冲击及抗力较大设备的竖向隔振,可采用无支承面式或有支承面式碟形弹簧(图 8.3.1)。

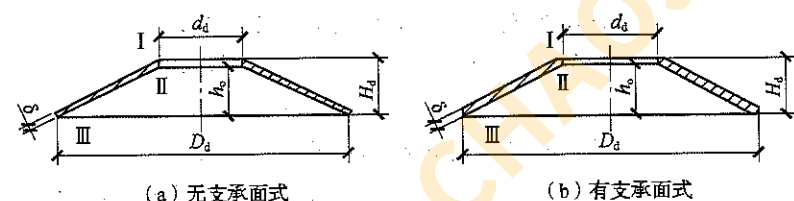


图 8.3.1 碟形弹簧

8.3.2 碟形弹簧的材料,可采用 60Si2MnA 或 50CrVA 弹簧钢,其容许应力可按下列规定取值:

1 当承受静荷载或循环次数小于 10^4 的动荷载,碟形弹簧变

形量不大于加载前碟片内锥高度的 0.75 倍时,图 8.3.1 中 I 点的容许应力可取 $2 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。

2 当承受动荷载,碟形弹簧预压变形量为加载前碟片内锥高度的 0.25 倍时,图 8.3.1 中 II 点和 III 点疲劳强度容许应力可取 $9 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。

8.3.3 碟形弹簧安装时的预压变形量,不宜小于加载前碟片内锥高度的 0.25 倍。

8.3.4 无支承面单片碟形弹簧受压后, I、II、III 点的应力,可按下列公式计算,其计算值不应大于本规范第 8.3.2 条中规定的容许应力:

$$\sigma_I = \alpha_I \frac{h_0 \delta}{D_s^2} \quad (8.3.4-1)$$

$$\sigma_{II} = \alpha_{II} \frac{h_0 \delta}{D_s^2} \quad (8.3.4-2)$$

$$\sigma_{III} = \alpha_{III} \frac{h_0 \delta}{D_s^2} \quad (8.3.4-3)$$

式中 h_0 ——加载前碟片内锥高度(m);

δ ——碟片厚度(m);

D_s ——碟片外径(m);

σ_I 、 σ_{II} 、 σ_{III} ——无支承面碟形弹簧 I、II、III 点的应力(N/m^2);

α_I 、 α_{II} 、 α_{III} ——计算系数,可按表 8.3.4 采用。

表 8.3.4 计算系数 α_I 、 α_{II} 、 α_{III} 值($\times 10^{12}$)

Δ_2/h_0		0.25			0.50			0.75		
h_0/δ		0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30
D_s/d_s	1.6	α_I	0.65	0.79	1.00	1.25	1.49	1.86	1.81	2.11
		α_{II}	0.33	0.19	0.02	0.71	0.47	0.10	1.13	0.84
		α_{III}	0.42	0.52	0.68	0.81	0.98	1.26	1.17	1.38
	1.8	α_I	0.61	0.74	0.94	1.18	1.40	1.75	1.71	1.98
		α_{II}	0.32	0.19	0.00	0.68	0.46	0.11	1.08	0.80
		α_{III}	0.36	0.44	0.58	0.69	0.83	1.07	0.99	1.17

续表 8.3.4

Δ_2/h_0			0.25			0.50			0.75		
h_0/δ			0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30
D_d/d_d	2.0	α_I	0.60	0.72	0.92	1.16	1.37	1.71	1.68	1.94	2.36
		α_{II}	0.32	0.19	0.00	0.67	0.46	0.13	1.07	0.80	0.39
		α_{III}	0.32	0.40	0.52	0.61	0.74	0.96	0.88	1.05	1.31
	2.2	α_I	0.60	0.72	0.92	1.16	1.37	1.70	1.68	1.95	2.37
		α_{II}	0.32	0.20	0.00	0.68	0.47	0.14	1.08	0.82	0.41
		α_{III}	0.29	0.36	0.48	0.56	0.68	0.88	0.81	0.96	1.20
	2.4	α_I	0.61	0.73	0.93	1.18	1.39	1.72	1.71	1.97	2.38
		α_{II}	0.33	0.21	0.01	0.70	0.49	0.16	1.11	0.84	0.43
		α_{III}	0.27	0.34	0.45	0.52	0.64	0.83	0.75	0.90	1.13

注:1 Δ_2 为单个碟片的变形量(m);2 d_d 为碟片内径(m)。

8.3.5 单片碟形弹簧的承载力和竖向刚度的确定,应符合下列规定:

1 无支承面单片碟形弹簧的承载力和竖向刚度,可按下列公式计算:

$$P_{dx} = \beta_1 \frac{h_0 \delta^3}{D_d^2} \quad (8.3.5-1)$$

$$K_{dx} = \gamma_1 \frac{\delta^3}{D_d^2} \quad (8.3.5-2)$$

式中 P_{dx} ——单片碟形弹簧的承载力(N);

K_{dx} ——单片碟形弹簧的竖向刚度(N/m);

β_1, γ_1 ——计算系数,可按表 8.3.5-1 和表 8.3.5-2 采用。

2 有支承面单片碟形弹簧的承载力可按式(8.3.5-1)的计算值提高 10%;竖向刚度可按式(8.3.5-2)的计算值提高 10%。

表 8.3.5-1 计算系数 β_1 值($\times 10^{12}$)

Δ_2/h_0			0.25			0.50			0.75		
h_0/δ			0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30
D_d/d_d		1.6	0.44	0.55	0.85	0.85	0.97	1.31	1.24	1.31	1.53
		1.8	0.40	0.49	0.75	0.76	0.87	1.17	1.10	1.17	1.36
		2.0	0.37	0.46	0.70	0.70	0.80	1.09	1.02	1.08	1.26
		2.2	0.35	0.43	0.67	0.67	0.77	1.04	0.97	1.03	1.20
		2.4	0.34	0.43	0.65	0.65	0.74	1.00	0.94	1.00	1.16

表 8.3.5-2 计算系数 γ_1 值($\times 10^{12}$)

Δ_2/h_0			0.25			0.50			0.75		
h_0/δ			0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30	0.40	0.75	1.30
D_d/d_d		1.6	1.70	1.92	2.54	1.58	1.50	1.27	1.50	1.24	0.50
		1.8	1.51	1.71	2.26	1.40	1.33	1.13	1.34	1.10	0.45
		2.0	1.40	1.59	2.10	1.30	1.24	1.00	1.24	1.03	0.42
		2.2	1.34	1.51	2.00	1.24	1.18	1.00	1.19	0.98	0.40
		2.4	1.30	1.47	1.94	1.20	1.14	0.97	1.15	0.95	0.38

8.3.6 当需要增大碟形弹簧隔振器承载力时,可采用叠合式组合碟形弹簧(图 8.3.6a);当需要降低碟形弹簧刚度时,可采用对合式组合碟形弹簧(图 8.3.6b);当既要增大承载力又要降低刚度时,可采用复合式组合碟形弹簧(图 8.3.6c);碟形弹簧各种组合方式的特性线和计算公式,应符合表 8.3.6 的规定。

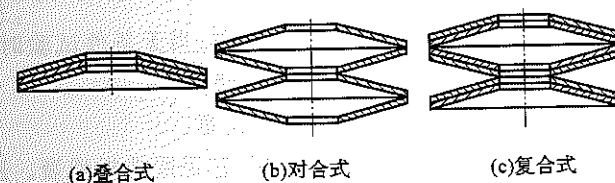
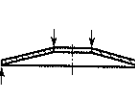
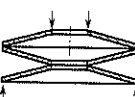


图 8.3.6 组合碟形弹簧

表 8.3.6 碟形弹簧各种组合方式的特性线和计算公式

组合方式	特性线	载荷与变形计算	自由高度 H_{dx}
弹簧		$P_{dx} = p$ $\Delta_{dx} = \Delta_2$	$H_{dx} = H_d$
对合式组合		$P_{dx} = p$ $\Delta_{dx} = n_t \Delta_2$	$H_{dx} = n_t H_d$
叠合式组合		$P_{dx} = n_t \mu p$ $\Delta_{dx} = \Delta_2$	$H_{dx} = H_d + (n_t - 1) \delta$
复合式组合		$P_{dx} = n_t \mu p$ $\Delta_{dx} = i \Delta_2$	$H_{dx} = i [H_d + (n_t - 1) \delta]$

注: 1 μ 为摩擦系数, 当 2 片叠合时取 0.85, 3 片叠合时取 0.75;

2 p 为单个碟片承受的荷载;

3 n_t 为弹簧的片数;

4 i 为叠合弹簧的组数;

5 H_d 为碟片高度;

6 H_{dx} 为碟形弹簧的自由高度。

8.3.7 组合弹簧的阻尼比宜由试验确定; 当无条件试验时, 无油污的组合弹簧的阻尼比, 可取 0.05~0.10。

II 迭板弹簧隔振器

8.3.8 承受冲击荷载设备的竖向隔振, 宜采用迭板弹簧。迭板弹簧的结构可采用弓形和椭圆形(图 8.3.8), 板簧材料可采用 60Si₂Mn 或 50CrVA 弹簧钢。

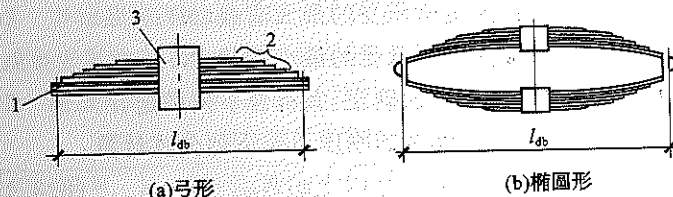


图 8.3.8 迭板弹簧隔振器

1—主板; 2—副板; 3—簧箍

8.3.9 迭板弹簧的刚度的确定, 宜符合下列规定:

1 弓形迭板弹簧的刚度, 可按下式计算:

$$K_{db} = \frac{Eb_1\delta_1^3(3n_{dx} + 2n_{df})}{6 \left[\frac{l_{db}}{2} - \frac{b_2}{6} \right]^3} \quad (8.3.9)$$

式中 K_{db} ——迭板弹簧的刚度(N/m);

E ——材料的弹性模量(N/m²);

b_1 ——板簧的宽度(m);

δ_1 ——每片板簧的厚度(m);

l_{db} ——板簧的弦长(m);

b_2 ——簧箍的长度(m);

n_{dx} ——迭板弹簧主板片数;

n_{df} ——迭板弹簧副板片数。

2 椭圆形迭板弹簧的刚度, 可取相同尺寸弓形迭板弹簧刚度的一半。

8.3.10 迭板弹簧应进行疲劳验算, 最大和最小应力可按下列公式计算:

$$\sigma_{\max} = \frac{3P_{\max}l_{db}}{2(n_{dx} + n_{df})b_1\delta_1^2} \quad (8.3.10-1)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{3P_{\min}l_{db}}{2(n_{dx} + n_{df})b_1\delta_1^2} \quad (8.3.10-2)$$

式中 $\sigma_{\max}$ ——迭板弹簧验算的最大应力(N/m²);

$\sigma_{\min}$ ——迭板弹簧验算的最小应力(N/m²);

$P_{\max}$ ——迭板弹簧所承受的最大荷载(N);

$P_{\min}$ ——迭板弹簧所承受的最小荷载(N)。

8.3.11 迭板弹簧的刚度的确定,宜符合下列规定:

1 加荷载时,迭板弹簧的刚度可按下列公式计算:

$$K_{db1} = (1 + \varphi) K_{db} \quad (8.3.11-1)$$

$$\varphi = \frac{2(n_{dx} + n_{df} - 1)\mu\delta_1}{l_{db}} \quad (8.3.11-2)$$

式中 K_{db1} ——加荷载时迭板弹簧的刚度(N/m);

φ ——当量摩擦系数;

μ ——摩擦系数,可取 0.5~0.8;当板面粗糙时取大值,当板面光滑时取小值。

2 卸荷载时,迭板弹簧的刚度可按下列公式计算:

$$K_{db2} = (1 - \varphi) K_{db} \quad (8.3.11-3)$$

式中 K_{db2} ——卸荷载时迭板弹簧的刚度(N/m)。

8.3.12 迭板弹簧的当量粘性阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{\varphi} = \frac{4\varphi P_{db}}{\pi\omega A} \quad (8.3.12)$$

式中 C_{φ} ——迭板弹簧的当量粘性阻尼系数(N·s/m);

P_{db} ——迭板弹簧振动时所承受的压力(N);

A ——振动线位移(m)。

8.4 橡胶隔振器

8.4.1 橡胶隔振器的橡胶材料,应根据隔振对象、使用要求、振动频率、工作荷载及蠕变、疲劳和老化等特性综合确定。

8.4.2 橡胶隔振器的选型,应符合下列规定:

1 当橡胶隔振器承受的动力荷载较大,或机器转速大于 1600r/min,或安装隔振器部位空间受限制时,可采用压缩型橡胶隔振器。

2 当橡胶隔振器承受的动力荷载较大且机器转速大于 1000r/min 时,可采用压缩—剪切型橡胶隔振器。

3 当橡胶隔振器承受的动力荷载较小,或机器转速大于 600r/min,或要求振动主方向的刚度较低时,可采用剪切型橡胶隔振器。

8.4.3 橡胶隔振器的容许应力与容许应变,可按表 8.4.3 采用:

表 8.4.3 橡胶隔振器的容许应力与容许应变

橡胶隔振器的 受力类型	容许应力 $\times 10^4$ (N/m ²)		容许应变	
	静态	动态	静态	动态
压缩型	300	100	0.15	0.05
剪切型	150	40	0.28	0.10

注:表中数值是橡胶的肖氏硬度在 40H_a 以上的指标。

8.4.4 压缩型橡胶隔振器的设计,应符合下列规定:

1 压缩型橡胶隔振器的竖向固有圆频率和总刚度,可按本规范第 5 章的有关规定计算。

2 压缩型橡胶隔振器的截面面积,可按下列公式计算:

$$S_{ys} = \frac{P_{ys}}{[\sigma]} \quad (8.4.4-1)$$

式中 S_{ys} ——橡胶隔振器的截面面积(m²);

P_{ys} ——橡胶隔振器承受的荷载(N);

$[\sigma]$ ——橡胶隔振器的容许应力(N/m²)。

3 压缩型橡胶隔振器的有效高度,可按下列公式计算:

$$H_{yso} = \frac{E_d S_{ys}}{K_{ys}} \quad (8.4.4-2)$$

式中 H_{yso} ——橡胶隔振器的有效高度(m);

K_{ys} ——橡胶隔振器的刚度(N/m);

E_d ——橡胶的动态弹性模量(N/m²),可按图 8.4.4 确定。

4 隔振器的横向尺寸,不宜小于橡胶隔振器的有效高度,且不宜大于橡胶隔振器有效高度的 1.5 倍。

5 隔振器的总高度,可按下列公式计算:

$$H_{ys} = H_{yso} + \frac{B}{8} \quad (8.4.4-3)$$

式中 H_{ys} ——压缩型橡胶隔振器的总高度(m);

B ——压缩型橡胶隔振器的横向尺寸(m)。

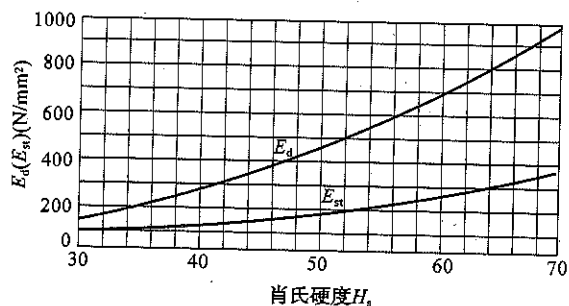


图 8.4.4 橡胶硬度与动、静弹性模量的关系曲线

8.4.5 剪切型橡胶隔振器的静刚度,可按下列规定确定:

1 一般剪切型橡胶隔振器(图 8.4.5-1)的静刚度,可按下列公式计算,当受压面积与自由侧面积之比很小时,橡胶的静弹性模量可取剪切模量的 3 倍:

$$K_{st} = \frac{2G_j H_{jq} b_j}{\delta_2} \quad (8.4.5-1)$$

$$G_j = 11.9 \times 10^{-4} e^{0.034 H_s} \quad (8.4.5-2)$$

式中 K_{st} ——隔振器的静刚度(N/m);

δ_2 ——橡胶厚度(m);

H_{jq} ——橡胶剪切面的高度(m);

b_j ——橡胶剪切面的宽度(m);

G_j ——橡胶的剪切模量(N/m²)。

H_s ——橡胶的肖氏硬度。

2 衬套结构的剪切型橡胶隔振器(图 8.4.5-2)的静刚度,可按下列公式计算:

1)衬套高度不变的隔振器(图 8.4.5-2a):

$$K_{st} = \frac{2\pi H_{ct1} G_j}{\ln(r_2/r_1)} \quad (8.4.5-3)$$

2)衬套高度随半径线性改变的隔振器(图 8.4.5-2b):

$$K_{st} = \frac{2\pi(H_{ct2}r_2 - H_{ct3}r_1)G_j}{(r_2 - r_1)\ln(H_{ct2}r_2/H_{ct3}r_1)} \quad (8.4.5-4)$$

3)切应力与半径无关的隔振器(图 8.4.5-2c):

$$K_{st} = \frac{2\pi H_{ct3}r_2G_j}{r_2 - r_1} \quad (8.4.5-5)$$

式中 H_{ct1} ——剪切型橡胶隔振器衬套高度(m);

H_{ct2} ——剪切型橡胶隔振器衬套高度(m);

H_{ct3} ——剪切型橡胶隔振器衬套高度(m);

r_1 ——圆柱型衬套结构中心轴线至内层衬套外壁的距离(m);

r_2 ——圆柱型衬套结构中心轴线至外层衬套外壁的距离(m)。

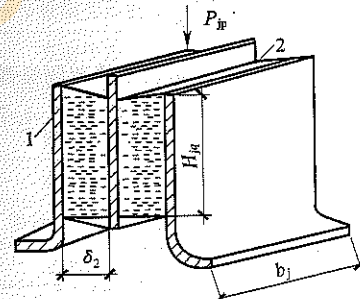


图 8.4.5-1 一般剪切型橡胶隔振器

1—钢板;2—橡胶

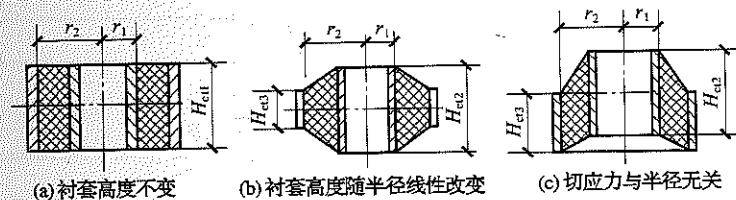


图 8.4.5-2 衬套结构的剪切型橡胶隔振器

8.4.6 压缩—剪切型橡胶隔振器(图 8.4.6)的静刚度,可按下列公式计算:

$$K_{st} = \frac{S_{ys}}{H_j} (G_j \sin^2 \alpha + E_a \cos^2 \alpha) \quad (8.4.6-1)$$

$$E_a = G_j K_m$$

式中 E_a ——橡胶的表现模量(N/m²)；
 K_m ——橡胶的弹性模量转换因子；
 α ——剪切角；
 H_j ——橡胶体的高度(m)。

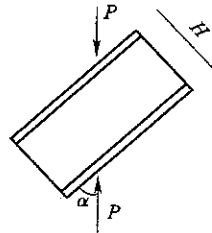


图 8.4.6 压缩—剪切型橡胶隔振器

8.4.7 橡胶的弹性模量转换因子,可按图 8.4.7 采用。橡胶隔振器的形状因子,可按下式确定:

$$K_f = S_L / S_F \quad (8.4.7)$$

式中 K_f ——橡胶隔振器的形状因子；
 S_L ——橡胶隔振器的受力面积(m²)；
 S_F ——橡胶隔振器自由面的面积(m²)。

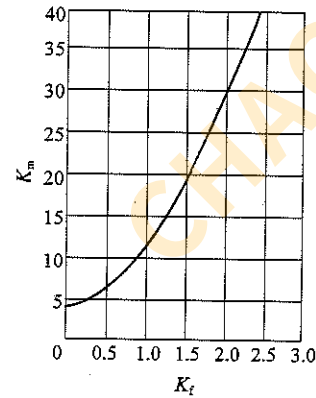


图 8.4.7 橡胶的弹性模量转换因子

(8.4.6-2) 8.4.8 竖向极限压应力和竖向刚度的变化率不应大于 30%。

8.4.9 橡胶隔振器的阻尼比宜取 0.07~0.10。

8.4.10 橡胶隔振器的老化、蠕变、疲劳等耐久性能,应符合表 8.4.10 的规定:

表 8.4.10 橡胶隔振器的老化、蠕变、疲劳的性能要求

序号	项 目		性能要求
1	老化	竖向刚度	变化率不应大于 20%
		水平刚度	
		等效粘滞阻尼比	
		水平极限变形能力	
	支座外观		目视无龟裂
2	蠕变		蠕变量不应大于橡胶层总厚度的 5%
3	疲劳	竖向刚度	变化率不应大于 20%
		水平刚度	
		等效粘滞阻尼比	
		支座外观	目视无龟裂

8.4.11 橡胶隔振器的各种相关性能,应符合表 8.4.11 的规定:

表 8.4.11 橡胶隔振器的各种相关性能的要求

项 目		性能要求
竖向应力	水平刚度	最大变化率不应大于 15%
	等效粘滞阻尼比	
大变形	水平刚度	最大变化率不应大于 20%
	等效粘滞阻尼比	
加载频率	水平刚度	最大变化率不应大于 10%
	等效粘滞阻尼比	
温度	水平刚度	最大变化率不应大于 25%
	等效粘滞阻尼比	

8.5 空气弹簧隔振器

8.5.1 下列情况,可采用空气弹簧隔振器:

- 1 隔振体系的固有频率不大于 3Hz 时。
- 2 隔振体系的阻尼比为 0.1~0.3 时。
- 3 使用温度为 -20~70℃ 时。

8.5.2 空气弹簧隔振器宜选用标准产品或定型产品。当有特殊要求时,可按本规范的规定进行设计。

8.5.3 空气弹簧隔振器的选择,应符合下列要求:

- 1 空气弹簧,可用于动力机器的主动隔振。
- 2 空气弹簧隔振装置,可用于精密仪器及设备的被动隔振。
- 3 空气弹簧隔振台座,可用于小型精密仪器的被动隔振。

8.5.4 空气弹簧的胶囊形式,可根据隔振设计的要求,按下列规定选择:

- 1 当要求横向刚度小于竖向刚度时,胶囊宜选择滚膜式或多曲囊式,但多曲囊式不宜大于 3 曲。
- 2 当要求竖向刚度小于横向刚度时,胶囊宜选择约束膜式或单曲囊式。
- 3 当要求横向与竖向刚度相近时,胶囊宜选择自由膜式。

8.5.5 隔振设计时,空气弹簧隔振器应具备下列资料:

- 1 采用空气弹簧时,应具备下列资料:
 - 1) 外形尺寸、质量及安装要求;
 - 2) 有效直径;
 - 3) 工作压力范围及容许使用最大压力等气压参数;
 - 4) 承载力及其范围;
 - 5) 工作高度;
 - 6) 竖向及横向容许最大位移;
 - 7) 24h 气压下降量等气密性参数,不宜大于 0.02MPa;
 - 8) 不同工作气压时竖向和横向的动刚度及动刚度曲线;

9) x 、 y 、 z 轴向刚度中心的位置;

10) 竖向的阻尼及其变化范围;

11) 使用的环境条件。

2 采用空气弹簧隔振装置时,除本条第 1 款规定的各项资料外,尚应具备下列资料:

- 1) 高度控制阀的灵敏度;
- 2) 横向阻尼器的阻尼及其变化范围;
- 3) 气源设备的供气压力及气体洁净度等级。

3 采用空气弹簧隔振台座时,除本条第 2 款规定的各项资料外,尚应具备下列资料:

- 1) 台座承载力及容许配置的被隔振设备的质量、质心位置 and 安装要求;
- 2) 隔振性能。

8.5.6 空气弹簧隔振器的气源设备配置,应符合下列要求:

- 1 采用空气弹簧时,可采用人力充气设备。
- 2 采用小型空气弹簧隔振装置和小型空气弹簧隔振台座时,可采用氮气瓶供气。
- 3 采用大、中型空气弹簧隔振装置或大、中型空气弹簧隔振台座时,可采用空气压缩设备。

8.5.7 安装于洁净厂房内的空气弹簧隔振器,对气源应进行净化处理,气源的洁净度等级应与洁净厂房要求相同。

8.5.8 空气弹簧的竖向刚度,可按下列公式计算:

$$K_v = C_{kt} (p_{kt} + p_a) \frac{S_{kt}^2}{V_{kt}} + \alpha_{kt} p_{kt} S_{kt} \quad (8.5.8-1)$$

$$S_{kt} = \pi R_n^2 \quad (8.5.8-2)$$

式中 K_v ——空气弹簧的竖向刚度(N/m);

p_{kt} ——空气弹簧的内压力(N/m²);

p_a ——大气压力,可取 1.0×10^5 N/m²;

V_{kt} ——空气弹簧的容积,可取空气弹簧胶囊容积与附加气

室容积之和(m^3);

S_{kt} ——空气弹簧的有效面积(m^2);

α_{kt} ——竖向形状系数($1/\text{m}$);

C_{kt} ——多变指数,在等温过程: $C_{kt}=1$;在绝热过程: $C_{kt}=1.4$;一般动态过程: $1 < C_{kt} \leq 1.4$;

R_n ——空气弹簧气囊的有效半径(m).

8.5.9 竖向形状系数,可按下列公式计算:

1 囊式空气弹簧气囊(图 8.5.9-1),可按下列公式计算:

$$\alpha_{kt} = \frac{1}{n_q R_n} \cdot \frac{\cos\theta + \frac{\pi\theta}{180} \sin\theta}{\sin\theta - \frac{\pi\theta}{180} \cos\theta} \quad (8.5.9-1)$$

式中 n_q ——气囊曲数;

θ ——气囊圆弧角度的一半($^\circ$).

2 自由膜式空气弹簧气囊(图 8.5.9-2),可按下列公式计算:

$$\alpha_{kt} = \frac{1}{R_n} \cdot \frac{\sin\theta \cos\theta + \frac{\pi\theta}{180} (\sin^2\theta - \cos^2\theta)}{\sin\theta \left(\sin\theta - \frac{\pi\theta}{180} \cos\theta \right)} \quad (8.5.9-2)$$

式中 φ ——气囊圆弧(过圆心的)平分线与空气弹簧中心线的夹角($^\circ$).

3 约束膜式空气弹簧气囊(图 8.5.9-3),可按下列公式计算:

$$\alpha_{kt} = -\frac{1}{R_n} \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \beta_1) + \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1 + \beta_1)}{180} \right] \sin\alpha_1 \sin\beta_1}{1 + \cos(\alpha_1 + \beta_1) + \frac{1}{2} \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1 + \beta_1)}{180} \right] \sin(\alpha_1 + \beta_1)} \quad (8.5.9-3)$$

式中 α_1 ——内约束环与平分气囊圆弧的垂直线的夹角($^\circ$);

β_1 ——外约束环与平分气囊圆弧的垂直线的夹角($^\circ$).

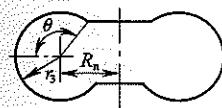


图 8.5.9-1 囊式空气弹簧气囊

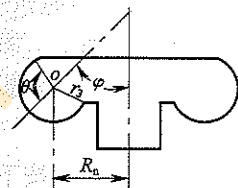


图 8.5.9-2 自由膜式空气弹簧气囊

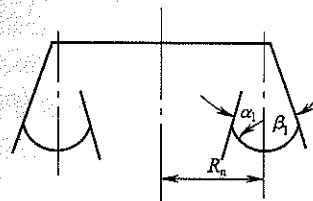


图 8.5.9-3 约束膜式空气弹簧气囊

8.5.10 空气弹簧的横向刚度的确定,宜符合下列规定:

1 囊式空气弹簧横向刚度的确定,宜符合下列规定:

1) 囊式空气弹簧的弯曲刚度,可按下列公式计算:

$$K_b = \frac{1}{2} \alpha_{nk} \pi p_{kt} R_n^3 (R_n + r_3 \cos\theta) \quad (8.5.10-1)$$

$$\alpha_{nk} = \frac{1}{R_n} \cdot \frac{\cos\theta + \frac{\pi\theta}{180} \sin\theta}{\sin\theta - \frac{\pi\theta}{180} \cos\theta} \quad (8.5.10-2)$$

式中 K_b ——囊式空气弹簧的弯曲刚度($\text{N} \cdot \text{m}$);

α_{nk} ——竖向形状系数($1/\text{m}$);

r_3 ——胶囊圆弧至圆心的距离(m)。

2) 囊式空气弹簧的剪切刚度,可按下式计算:

$$K_s = \frac{45}{4} \cdot \frac{1}{r_3 \theta} \rho n_{lx} E_t (R_n + r_3 \cos \theta) \sin^2 2\psi \quad (8.5.10-3)$$

式中 K_s ——囊式空气弹簧的剪切刚度(N/m);

ρ ——帘线密度(1/m);

n_{lx} ——帘线的层数,宜取偶数;

E_t ——一根帘线的断面面积和其弹性模量的乘积(N);

ψ ——帘线与径线间的角度(°)。

3) 囊式空气弹簧的横向刚度,可按下式计算:

$$K_h = \left\{ \frac{n_{lx}}{K_s} + \frac{\left[(n_{lx} - 1) \left(h_2 + h_3 + \frac{P_{kt}}{K_s} \right) \right]^2}{\left(2K_b + \frac{P_{kt}^2}{2K_s} \right) - P_{kt} (n_{lx} - 1) \left(h_2 + h_3 + \frac{P_{kt}}{K_s} \right)} \right\}^{-1} \quad (8.5.10-4)$$

式中 K_h ——囊式空气弹簧的横向刚度(N/m);

h_2 ——一曲胶囊的高度(m);

h_3 ——中间腰环的高度(m);

P_{kt} ——空气弹簧承受的竖向荷载(N)。

2 自由膜式空气弹簧的横向刚度,可按下式计算:

$$K_{zk} = \alpha_{zk} p_{kt} S_{kt} + K_r \quad (8.5.10-5)$$

$$\alpha_{zk} = \frac{1}{2R_n} \cdot \frac{\sin \theta \cos \theta + \frac{\pi \theta}{180} (\sin^2 \theta - \sin^2 \varphi)}{\sin \theta (\sin \theta - \frac{\pi \theta}{180} \cos \theta)} \quad (8.5.10-6)$$

式中 K_{zk} ——自由膜式空气弹簧的横向刚度(N/m);

α_{zk} ——横向形状系数(1/m);

K_r ——胶囊的横向膜刚度(N/m),应由试验确定。

3 约束膜式空气弹簧的横向刚度,可按式(8.5.10-5)计算;
约束膜式空气弹簧的横向形状系数,可按下式计算:

$$\alpha_{zk} = \frac{1}{2R_n} \cdot \frac{-\sin(\alpha_1 + \beta_1) + \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1 + \beta_1)}{180} \right] \cos \alpha_1 \cos \beta_1}{1 + \cos(\alpha_1 + \beta_1) + \frac{1}{2} \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1 + \beta_1)}{180} \right] \sin(\alpha_1 + \beta_1)} \quad (8.5.10-7)$$

8.5.11 空气弹簧的下列参数,宜由试验验证:

- 1 竖向及横向刚度。
- 2 竖向阻尼比及其变化范围。
- 3 横向阻尼比。
- 4 气密性参数。

8.6 粘流体阻尼器

8.6.1 隔振体系中阻尼器的结构选型,应根据粘流体材料的运动粘度和隔振对象等综合因素,按下列规定选择:

- 1 旋转式及曲柄连杆式稳态振动机器的主动隔振,可采用单、多片型或多动片型阻尼器,亦可选用活塞柱型阻尼器。
- 2 冲击式或随机振动隔振,可采用活塞柱型或多片型阻尼器。
- 3 水平振动主动隔振,可采用锥片型或多片型阻尼器。
- 4 被动隔振,可采用锥片型或片型阻尼器。
- 5 当粘流体 20°C 且运动粘度等于或大于 20mm²/s 时,可采用片型阻尼器。

8.6.2 片型阻尼器的阻尼系数的确定,应符合下列规定:

1 单片型阻尼器(图 8.6.2-1)的阻尼系数,可按下式计算:

$$C_{zx} = 2 \frac{\mu_n \delta_s S_n^2}{L_s t^3} \quad (8.6.2-1)$$

$$C_{zy} = 2 \frac{\mu_n S_n}{d_s} \quad (8.6.2-2)$$

$$C_{zz} = 2 \frac{\mu_n S_n}{d_s} \quad (8.6.2-3)$$

式中 C_{xx} ——阻尼器沿 x 轴向振动时的阻尼系数($N \cdot s/m$);
 C_{xy} ——阻尼器沿 y 轴向振动时的阻尼系数($N \cdot s/m$);
 C_{zz} ——阻尼器沿 z 轴向振动时的阻尼系数($N \cdot s/m$);
 t ——单片型阻尼器动片在粘流体中的侧面与定片三面的间隙(m);
 δ_s ——单片型阻尼器动片的厚度(m);
 L_s ——单片型阻尼器动片在粘流体中的三边边长(m);
 μ_n ——粘流体材料的动力粘度($N \cdot s/m^2$);
 S_n ——单片型阻尼器动片与粘流体接触面的单侧面积(m^2);
 d_s ——单片型阻尼器动片与定片之间距离(m).

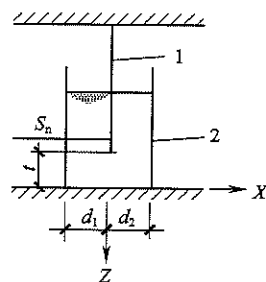


图 8.6.2-1 单片型阻尼器

1—动片; 2—定片

2 多片型阻尼器(图 8.6.2-2)的阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{xx} = 2\mu_n \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{mi} S_{ni}^2}{L_{mi} t_i^3} \quad (8.6.2-4)$$

$$C_{yy} = 2\mu_n \sum_{i=1}^n \frac{S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8.6.2-5)$$

$$C_{zz} = 2\mu_n \sum_{i=1}^n \frac{S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8.6.2-6)$$

式中 t_i ——多片型阻尼器动片在粘流体中的侧面与定片三面的间隙(m);

δ_{mi} ——多片型阻尼器动片的厚度(m);

L_{mi} ——多片型阻尼器动片在粘流体中的三边边长(m);

S_{ni} ——多片型阻尼器动片与粘流体接触面的单侧面积(m^2);

d_{mi} ——多片型阻尼器动片与定片之间的距离(m).

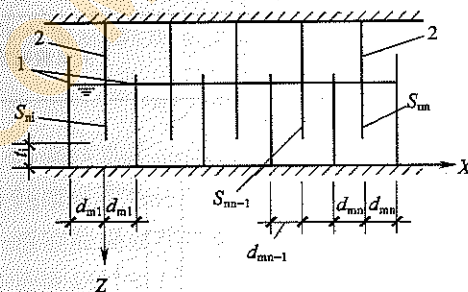


图 8.6.2-2 多片型阻尼器

1—定片; 2—动片

3 多动片型阻尼器(图 8.6.2-3)的阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{xx} = 2\mu_n \frac{\delta_s S_{ni}^2 \sum_{i=1}^n \beta d_{mi}}{L_{mi} t^3} \quad (8.6.2-7)$$

$$C_{yy} = 2\mu_n \frac{\sum_{i=1}^n S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8.6.2-8)$$

$$C_{zz} = 2\mu_n \frac{\sum_{i=1}^n S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8.6.2-9)$$

式中 β ——计算系数,可按表 8.6.2 采用;

L_{mi} ——多动片型阻尼器动片在粘流体中的三边边长(m)。

表 8.6.2 计算系数 β 值

运动粘度	β
≤ 10	1.5
20	2.0
> 20	由试验确定

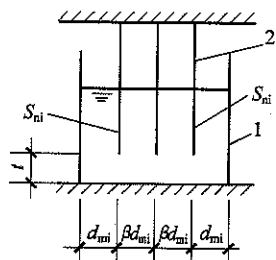


图 8.6.2-3 多动片型阻尼器

1—定片;2—动片

4 内锥不封底的圆锥片型阻尼器(图 8.6.2-4)的阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{xx} = \frac{2\mu_n l_n^3 r_n}{d_{mi}^3} \sin^2 \alpha_2 \quad (8.6.2-10)$$

$$C_{zz} = \frac{2\pi\mu_n l_n^3 r_n}{d_{mi}^3} \cos^2 \alpha_2 \quad (8.6.2-11)$$

式中 r_n ——内锥壳平均半径(m);
 α_2 ——锥壁与水平线间的夹角;
 l_n ——内锥壳边长(m)。

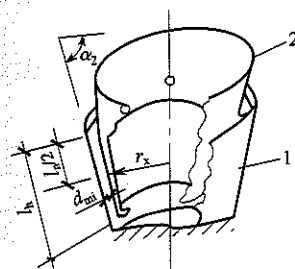


图 8.6.2-4 圆锥片型阻尼器

1—定片;2—动片

8.6.3 活塞柱型阻尼器(图 8.6.3)的阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{zz} = 12 \frac{\mu_n h_{hs} S_{hs}^2}{\pi d_{hs} d_h^3} \quad (8.6.3)$$

式中 d_{hs} ——活塞柱直径(m);
 h_{hs} ——活塞高度(m);
 S_{hs} ——活塞底面面积(m²);
 d_h ——活塞动片与静片之间的距离(m)。

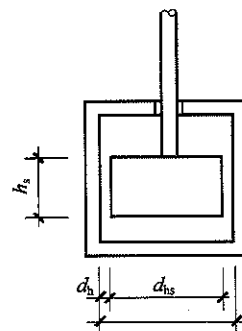


图 8.6.3 活塞柱型阻尼器

8.6.4 隔振体系的阻尼比,可按下列公式计算:

$$\zeta_x = \frac{C_{xx}}{2\sqrt{K_x m}} \quad (8.6.4-1)$$

$$\zeta_y = \frac{C_{yy}}{2\sqrt{K_y m}} \quad (8.6.4-2)$$

$$\zeta_z = \frac{C_{zz}}{2\sqrt{K_z m}} \quad (8.6.4-3)$$

$$\zeta_{qx} = \frac{C_{qx}}{2\sqrt{K_{qx} J_x}} \quad (8.6.4-4)$$

$$\zeta_{qy} = \frac{C_{qy}}{2\sqrt{K_{qy} J_y}} \quad (8.6.4-5)$$

$$\zeta_{qz} = \frac{C_{qz}}{2\sqrt{K_{qz} J_z}} \quad (8.6.4-6)$$

8.6.5 粘流体材料的动力粘度,可按下式计算:

$$\mu_n = V_n \rho_n \quad (8.6.5)$$

式中 V_n ——粘流体的运动粘度(m^2/s);

ρ_n ——粘流体的密度($\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$).

8.6.6 阻尼器的设计,应符合下列要求:

1 阻尼器体积较小时,阻尼器可在隔振器箱体内与弹簧并联设置;阻尼器体积较大时,阻尼器可与隔振器相互独立并联设置。

2 阻尼器应沿隔振器刚度中心对称设置,其位置应靠近竖向或水平向刚度最大处。

3 独立设置的阻尼器,阻尼器底部应与隔振台座可靠连接。

4 片型阻尼器,可设计成矩形,也可设计成以定片为内、外圆圈的圆柱形。

8.7 组合隔振器

8.7.1 当采用钢弹簧隔振器不能满足隔振体系阻尼或变形要求,且采用橡胶隔振器不能满足隔振体系低固有频率的设计要求时,可采用圆柱螺旋弹簧与橡胶组合隔振器,也可采用其他不同材料

的组合隔振器。

隔振器的组合形式,可采用群体式或间隔式(图 8.7.1)。

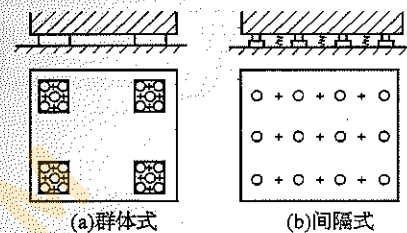


图 8.7.1 隔振器组合形式

+-弹簧; o-橡胶

8.7.2 组合隔振器的刚度和阻尼比,可按下列公式计算:

1 并联组合隔振器(图 8.7.2a、b),可按下列公式计算:

$$K_{zh} = K_{ZR} + K_{ZS} \quad (8.7.2-1)$$

$$\zeta_{zh} = \frac{\zeta_S K_{ZS} + \zeta_R K_{ZR}}{K_{ZS} + K_{ZR}} \quad (8.7.2-2)$$

2 串联组合隔振器(图 8.7.2c),可按下列公式计算:

$$K_{zh} = \frac{K_{ZS} K_{ZR}}{K_{ZS} + K_{ZR}} \quad (8.7.2-3)$$

$$\zeta_{zh} = \frac{\zeta_S K_{ZR} + \zeta_R K_{ZS}}{K_{ZR} + K_{ZS}} \quad (8.7.2-4)$$

式中 K_{zh} ——组合隔振器竖向总刚度(N/m);

ζ_{zh} ——组合隔振器阻尼比;

K_{ZS} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的刚度(N/m);

K_{ZR} ——橡胶隔振器的刚度(N/m);

ζ_S ——圆柱螺旋弹簧的阻尼比;

ζ_R ——橡胶的阻尼比。

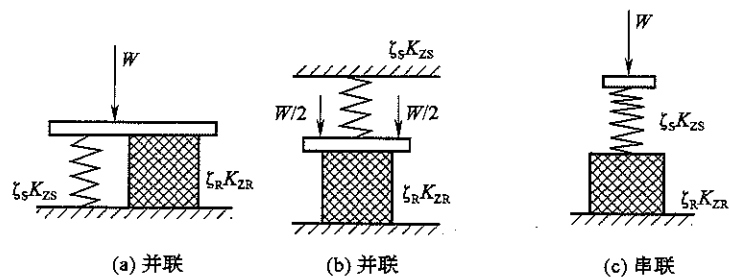


图 8.7.2 并联、串联组合隔振器示意

8.7.3 并联组合隔振器中,圆柱螺旋弹簧隔振器与橡胶隔振器的自由高度不同时,应在较低高度的隔振器下设置支垫(图 8.7.3),支垫的高度可按下列公式计算:

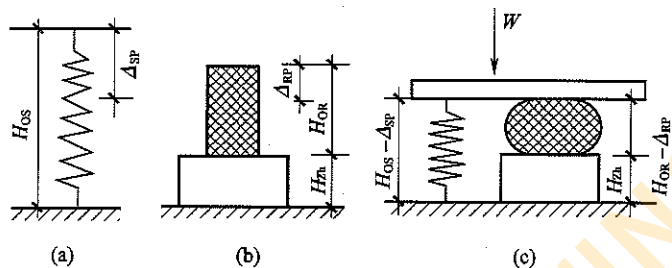


图 8.7.3 并联组合联振器原件的支垫高度示意

$$H_{Zh} = H_{OS} - H_{OR} - \Delta_{SP} + \Delta_{RP} \quad (8.7.3-1)$$

$$\Delta_{SP} = \frac{P_S}{K_{ZS}} \quad (8.7.3-2)$$

$$\Delta_{RP} = \frac{P_R}{K_{ZR}} \quad (8.7.3-3)$$

$$P_S = 1.5[A]K_{ZS} \quad (8.7.3-4)$$

$$P_R = W - P_S \quad (8.7.3-5)$$

式中 H_{Zh} ——支垫的高度;

H_{OS} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的自由高度(m);

H_{OR} ——橡胶隔振器的自由高度(m);

Δ_{SP} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的静力变形;

Δ_{RP} ——橡胶隔振器的静力变形(m);

P_S ——圆柱螺旋弹簧隔振器承受的压力;

P_R ——橡胶隔振器承受的压力;

W ——隔振体系的总重力(N)。

附录 A 地面屏障式隔振

A.0.1 屏障可采用排桩(图 A.0.1a)或隔板(图 A.0.1b);当隔振要求较高时,可采用屏障并联隔振(图 A.0.1c)。排桩屏障可用于干扰频率为 10Hz 以上时的屏障式隔振,隔板屏障与屏障并联隔振可用于干扰频率为 0~100Hz 时的屏障式隔振。

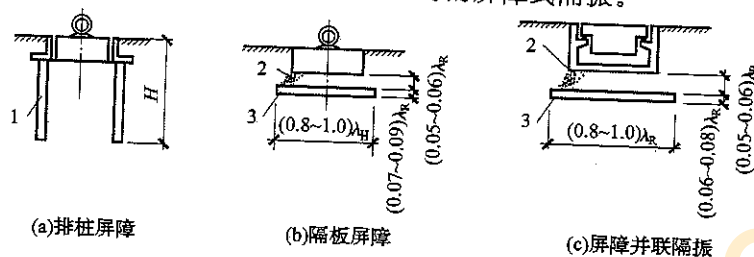


图 A.0.1 屏障隔振方式

1—排桩或排孔;2—粗砂砾石填实;3—混凝土隔板

A.0.2 排桩屏障的隔振设计,应符合下列要求:

1 当屏障至波源距离不大于地基土面波波长 2 倍时,排桩长度可取地基土面波波长的 0.8~1.0 倍;当屏障至波源距离大于地基土面波波长 2 倍时,排桩长度可取地基土面波波长的 0.7~0.9 倍。

2 排桩可采用单排、双排或多排,桩距宜为桩直径的 1.5 倍;当排桩为双排和多排时,两排之间的距离可取桩直径的 2.5 倍。

3 排桩式屏障用于主动隔振时,宜计入其固有频率的提高对于淤泥质土或饱和粉细砂地基的影响。

A.0.3 当符合下列公式之一时,屏障可采用隔板:

$$f_z < [1.1 / (1 - \mu_b)] \frac{V_s}{4h_g} \quad (\text{A.0.3-1})$$

$$f_x < \frac{V_s}{4h_g} \quad (\text{A.0.3-2})$$

式中 f_z ——竖向振动频率(Hz);

f_x ——水平向振动频率(Hz);

V_s ——粗砂砾石填实层的剪切波速(m/s);

h_g ——隔振屏障顶面至基础底面的土层厚度(m);

λ_g ——地基土面波波长(m);

μ_b ——粗砂砾石填实层的泊松比。

A.0.4 当采用屏障并联隔振时,隔振体系的计算可不计入隔板的振动耦合。

A.0.5 排桩及隔板材料,可采用强度等级不低于 C20 的钢筋混凝土。

A.0.6 地面屏障式隔振的传递率,可采用 0.5~0.6。

本规范用词说明

1 为便于在执行本规范条文时区别对待,对要求严格程度不同的用词说明如下:

1)表示很严格,非这样做不可的用词:

正面词采用“必须”,反面词采用“严禁”。

2)表示严格,在正常情况下均应这样做的用词:

正面词采用“应”,反面词采用“不应”或“不得”。

3)表示允许稍有选择,在条件许可时首先应这样做的用词:

正面词采用“宜”,反面词采用“不宜”;

表示有选择,在一定条件下可以这样做的用词,采用“可”。

2 本规范中指明应按其他有关标准、规范执行的写法为“应符合……的规定”或“应按……执行”。

中华人民共和国国家标准

隔振设计规范

GB 50463 - 2008

条文说明