

UDC

中华人民共和国国家标准



P

GB 50463—×××

隔振设计标准

Standard for design of vibration isolation

(征求意见稿)

20XX-XX-XX 发布

20XX-XX-XX 实施

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

隔振设计标准

Standard for design of vibration isolation

GB 50463—×××

主编部门：中华人民共和国住房和城乡建设部

批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部

施行日期：20××年××月××日

中国建筑工业出版社

20×× 北京

前 言

根据住房和城乡建设部《关于印发 2016 年工程建设标准规范制订、修订计划的通知》（建标函[2015] 274 号文）的要求，标准编制组经广泛调查研究，认真总结实践经验，参考有关国际先进标准，并在广泛征求意见的基础上，编制本标准。

本标准的主要技术内容是：1 总则、2 术语和符号、3 基本规定、4 主动隔振、5 被动隔振、6 建筑隔振、7 屏障隔振、8 智能隔振、9 隔振器与阻尼器等。

本标准由住房和城乡建设部负责管理，由中国机械工业集团有限公司和中国中元国际工程有限公司负责具体技术内容的解释。执行过程中如有意见或建议，请寄送中国机械工业集团有限公司（地址：北京市海淀区丹棱街 3 号，邮政编码：100080）或中国中元国际工程有限公司（地址：北京市海淀区西三环北路 5 号，邮政编码：100089）。

本标准主编单位： 略

本标准参编单位： 略

本标准主要起草人员： 略

本标准主要审查人员： 略

目录

| | | |
|----------|----------------------|-----------|
| 1 | 总则 | 1 |
| 2 | 术语和符号 | 2 |
| | 2.1 术语..... | 2 |
| | 2.2 符号..... | 2 |
| 3 | 基本规定 | 5 |
| | 3.1 一般规定..... | 5 |
| | 3.2 隔振体系及参数..... | 6 |
| 4 | 主动隔振 | 12 |
| | 4.1 一般规定..... | 12 |
| | 4.2 旋转式机器..... | 16 |
| | 4.3 往复式机器..... | 17 |
| | 4.4 冲击式机器..... | 18 |
| | 4.5 城市轨道交通..... | 22 |
| 5 | 被动隔振 | 25 |
| | 5.1 一般规定..... | 25 |
| | 5.2 精密仪器及设备..... | 26 |
| | 5.3 精密机床..... | 27 |
| 6 | 建筑隔振 | 29 |
| | 6.1 一般规定..... | 29 |
| | 6.2 建筑整体隔振..... | 30 |
| | 6.3 房中房及浮筑楼板隔振..... | 31 |
| 7 | 屏障隔振 | 32 |
| | 7.1 一般规定..... | 32 |
| | 7.2 沟式屏障隔振..... | 32 |
| | 7.3 排桩式屏障隔振..... | 32 |
| | 7.4 波阻板屏障隔振..... | 33 |
| 8 | 智能隔振 | 36 |
| | 8.1 一般规定..... | 36 |
| | 8.2 智能隔振系统计算..... | 36 |
| | 8.3 智能隔振设计..... | 40 |
| 9 | 隔振器与阻尼器 | 43 |
| | 9.1 一般规定..... | 43 |

| | |
|---|-----------|
| 9.2 圆柱螺旋弹簧隔振器..... | 43 |
| 9.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器..... | 47 |
| 9.4 橡胶隔振器..... | 51 |
| 9.5 调谐质量减振器..... | 56 |
| 9.6 空气弹簧隔振器..... | 57 |
| 9.7 粘流体阻尼器..... | 60 |
| 9.8 钢丝绳隔振器..... | 65 |
| 9.9 电涡流阻尼器..... | 66 |
| 9.10 组合隔振器..... | 69 |
| 附录 A 有阻尼系统脉冲作用下传递率 η | 72 |
| 条文说明 | 76 |

Contents

| | | |
|------|---|----|
| 1 | General provisions | 1 |
| 2 | Terms and symbols | 2 |
| 2.1 | Terms | 2 |
| 2.2 | Symbols..... | 2 |
| 3 | Basic requirements..... | 5 |
| 3.1 | General requirements | 5 |
| 3.2 | Vibration isolation system and parameters | 6 |
| 4 | Active vibration isolation..... | 12 |
| 4.1 | General requirements | 12 |
| 4.2 | Rotary machines..... | 16 |
| 4.3 | Reciprocating machines | 17 |
| 4.4 | Impact machines | 18 |
| 4.5 | Urban rail transit | 22 |
| 5 | Passive vibration isolation | 25 |
| 5.1 | General requirements | 25 |
| 5.2 | Precision instruments and equipment | 26 |
| 5.3 | Precision machine tools..... | 27 |
| 6 | Vibration isolation for building | 29 |
| 6.1 | General requirements | 29 |
| 6.2 | Vibration isolation for the overall building..... | 30 |
| 6.3 | Vibration isolation using room in room and floating floor | 31 |
| 7 | Barrier isolation | 32 |
| 7.1 | General requirements | 32 |
| 7.2 | Trench type of isolation barrier..... | 32 |
| 7.3 | Rowed piles type of isolation barrier | 32 |
| 7.4 | Wave resistance plate type of isolation barrier | 33 |
| 8 | Intelligent vibration isolation..... | 36 |
| 8.1 | General requirements | 36 |
| 8.2 | Calculation for intelligent vibration isolation | 36 |
| 8.3 | Design for intelligent vibration isolation | 40 |
| 9 | Vibration isolators and dampers | 43 |
| 9.1 | General requirements | 43 |
| 9.2 | Cylindrical coil spring isolator..... | 43 |
| 9.3 | Disk spring and laminated spring vibration isolator | 47 |
| 9.4 | Rubber isolator..... | 51 |
| 9.5 | Tuned mass damper | 56 |
| 9.6 | Air spring vibration isolator | 57 |
| 9.7 | Viscous fluid damper | 60 |
| 9.8 | Wire rope vibration isolator | 65 |
| 9.9 | Electric eddy vibration isolator | 66 |
| 9.10 | Combined vibration isolator..... | 69 |

| | |
|--|----|
| Appendix A Dynamic Transmissibility η for damped system excited by a pulse..... | 72 |
| Addition: Explanation of provisions..... | 76 |

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，制订本标准。

1.0.2 本标准适用于下列情况的隔振设计：

1 对生产、工作及建筑的周围环境产生有害振动影响的动力机器、交通等的主动隔振及智能隔振。

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、机器及建筑的被动隔振和智能隔振。

1.0.3 本标准不适用于由地震、风振、海浪等自然作用引起的振动。

1.0.4 隔振设计除应执行本标准外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术语和符号

2.1 术语

2.1.1 主动隔振 active vibration isolation

为减小振动设备产生的振动对外界的影响，而对其采取的隔振措施。

2.1.2 被动隔振 passive vibration isolation

为减小振动敏感的仪器、仪表、机器及建筑受外界的振动影响，而对其采取的隔振措施。

2.1.3 智能隔振 intelligent vibration isolation

有外界控制能源输入，控制力可根据控制目标进行智能调节的隔振措施。

2.1.4 屏障隔振 barrier vibration isolation

为减小近地表层场地土体传播振动而采取的隔振措施。

2.1.5 隔振体系 vibration isolation system

由隔振对象、台座结构、隔振器和阻尼器组成的体系。

2.1.6 隔振对象 vibration isolated object

需要采取隔振措施的设备、仪器、仪表或建筑等。

2.1.7 容许振动值 allowable vibration value

受振对象的最大振动限制值。

2.1.8 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。

2.1.9 隔振器 isolator

隔离振动或冲击传递的弹性装置，常配有阻尼装置。

2.1.10 阻尼器 damper

通过能量耗散的方法来减少冲击或振动的装置。

2.2 符号

2.2.1 作用和作用效应：

F_x ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力值；

F_y ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值；

F_z ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值；

M_x ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的扰力矩值；

M_y ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的扰力矩值；

M_z ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的扰力矩值；

u ——振动线位移；

u_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动线位移；

u_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动线位移；

u_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动线位移；
 $u_{\varphi x}$ ——隔振体系质量中心处沿 x 轴旋转的振动角位移；
 $u_{\varphi y}$ ——隔振体系质量中心处沿 y 轴旋转的振动角位移；
 $u_{\varphi z}$ ——隔振体系质量中心处沿 z 轴旋转的振动角位移；
 u_{ox} ——支承结构或基础处产生的沿 x 轴向的振动位移；
 u_{oy} ——支承结构或基础处产生的沿 y 轴向的振动位移；
 u_{oz} ——支承结构或基础处产生的沿 z 轴向的振动位移；
 $u_{o\varphi x}$ ——支承结构或基础处产生的绕 x 轴旋转的振动位移；
 $u_{o\varphi y}$ ——支承结构或基础处产生的绕 y 轴旋转的振动位移；
 $u_{o\varphi z}$ ——支承结构或基础处产生的绕 z 轴旋转的振动位移；
 v ——振动速度；
 a ——振动加速度。

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；
 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_s ——隔振材料的静弹性模量；
 E_d ——隔振材料的动弹性模量；
 $[u]$ ——容许振动线位移；
 $[v]$ ——容许振动速度；
 $[a]$ ——容许振动加速度；
 $[\tau]$ ——容许剪应力；
 m ——隔振体系的总质量；
 f ——隔振体系的频率。

2.2.3 几何参数:

J_x ——隔振体系统 x 轴旋转的转动惯量;

J_y ——隔振体系统 y 轴旋转的转动惯量;

J_z ——隔振体系统 z 轴旋转的转动惯量。

3 基本规定

3.1 一般规定

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 隔振对象底座尺寸、附属设备、管道位置、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，需有支撑结构的设计资料。当隔振器支承在基础上时，应有工程地质勘察资料、地基动力参数和相邻基础的有关资料。
- 6 当振源为周期性扰力时，应有频率、扰力、扰力矩及其作用点的位置和作用方向；当为随机振动时，应有作用力的频谱资料、作用位置和作用方向；当为冲击性扰力时，应有冲击质量、冲击速度及两次冲击的间隔时间。
- 7 隔振对象支承处的干扰振动作用，包括幅值和频率特性等数据。
- 8 隔振对象的环境温度及有无腐蚀性介质。
- 9 隔振对象的容许振动标准。
- 10 对于隔振建筑物，应具有相应建筑、结构、机电等相关设计资料。

3.1.2 隔振方案的选用，应经多种方案比较后确定。

3.1.3 隔振方式的选用，宜符合下列规定：

1 当采用支承式隔振时（图 3.1.3a、b），隔振器宜设置在隔振对象的底座或台座结构下，可用于隔离竖向和水平振动。

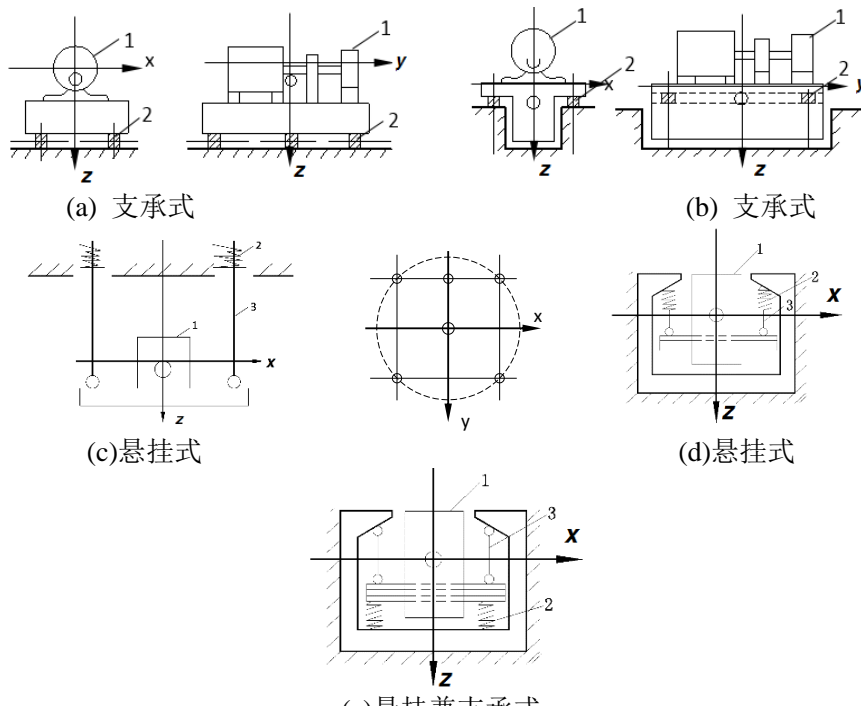


图 3.1.3 隔振方式

1— 隔振对象；2—隔振器；3—刚性吊杆

2 当采用悬挂式隔振时（图 3.1.3c、d）隔振器宜设置在悬挂吊杆上端或下端，可用于

隔离竖向和水平振动。

3 当采用悬挂兼支承式隔振时(图 3.1.3e),隔振器宜设置在由吊杆悬挂的底座或台座结构的下部,可用于隔离竖向和水平振动。

4 当采用屏障隔振时,隔振方式可选择沟式屏障、排桩式屏障、波阻板屏障及组合式屏障,可用于隔离近地表层场地振动传播。

3.1.4 隔振对象经隔振后的振动值不应大于容许振动值,主动隔振尚应符合环境振动的要求。

3.1.5 隔振对象的容许振动值,宜由设备制造部门提供,亦可由试验确定或者按现行国家标准《建筑工程容许振动标准》GB50868 的规定采用。

3.1.6 隔振器应进行承载力验算,内力组合应符合国家现行标准《建筑振动荷载标准》GB/T51228、《建筑结构荷载规范》GB50009 的规定,其中恒荷载分项系数可取 1.0,振动荷载分项系数可取 1.3。

3.1.7 隔振设计时,隔振装置自身不应产生有害振动。

3.2 隔振体系及参数

3.2.1 隔振体系宜由隔振器、阻尼器、台座结构、隔振对象组成,智能隔振体系还应具有测量系统和控制系统等。

3.2.2 隔振器和阻尼器应经隔振计算后确定,其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。

2 隔振体系的质量中心与扰力作用线之间的距离应尽可能小。

3 隔振器宜布置在同一水平面内。

4 应预留隔振器的安装和维修所需要的空间。

3.2.3 隔振器或阻尼器水平位移有限制要求时,宜设置水平限位装置,并应与隔振对象和台座结构完全脱离。

3.2.4 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,也可不设置台座结构。

3.2.5 隔振对象与管道的连接应采用柔性连接。

3.2.6 主动隔振体系的阻尼比,宜符合下列规定:

1 隔振体系阻尼比,应满足下式要求:

$$\zeta \geq \frac{F_v}{2uK} \left(\frac{\omega_{nv}}{\omega} \right)^2 \quad (3.2.6-1)$$

$$\zeta_\varphi \geq \frac{M_v}{2u_\varphi K_\varphi} \left(\frac{\omega_{n\varphi v}}{\omega} \right)^2 \quad (3.2.6-2)$$

式中: F_v ——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_v ——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);

u ——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);

u_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/rad)；
 ω_{nv} ——隔振体系沿 x、y、z 轴振动的固有圆频率(rad/s)；
 $\omega_{\phi nv}$ ——隔振体系绕 x、y、z 轴旋转振动的固有圆频率(rad/s)；
 ω ——干扰圆频率(rad/s)。

2 当为脉冲振动时，阻尼比应满足下式要求：

$$\zeta \geq \frac{1}{\omega_n t} \ln \frac{u_p}{u_a} \quad (3.2.6-3)$$

$$\zeta_\phi \geq \frac{1}{\omega_{n\phi} t} \ln \frac{u_{p\phi}}{u_{a\phi}} \quad (3.2.6-4)$$

式中： ζ ——隔振体系沿 x、y、z 轴向振动时的阻尼比；
 ζ_ϕ ——隔振体系绕 x、y、z 轴旋转振动时的阻尼比；
 ω_n ——隔振体系沿 x、y、z 轴向振动的无阻尼固有圆频率(rad/s)；
 $\omega_{n\phi}$ ——隔振体系绕 x、y、z 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s)；
 u_p ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动线位移(m)；
 $u_{p\phi}$ ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动角位移(rad)；
 u_a ——受脉冲扰力作用产生的经时间 t 后衰减的线位移值(m)；
 $u_{a\phi}$ ——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)。

3.2.7 主动隔振时，台座结构的质量宜符合下式要求：

$$m_2 \geq \frac{F_z}{[u]\omega^2} - m_1 \quad (3.2.7)$$

式中： m_1 ——隔振对象的质量(kg)；
 m_2 ——台座结构的质量(kg)；
 F_z ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值(N)；
 $[u]$ ——容许振动线位移(m)。

3.2.8 隔振体系固有圆频率宜小于干扰圆频率的 0.4 倍，并宜满足下式要求：

$$\omega_n \leq \omega \sqrt{\frac{\eta}{1+\eta}} \quad (3.2.8)$$

式中： η ——隔振体系的传递率，可按第 3.2.9 条计算。

3.2.9 隔振体系的传递率，宜符合下列要求：

1 被动隔振的传递率，宜符合下式要求：

1) 当容许振动值为振动线位移时：

$$\eta \leq \frac{[u]}{u} \quad (3.2.9-1)$$

2) 当容许振动值为振动速度时：

$$\eta \leq \frac{[v]}{u\omega} \quad (3.2.9-2)$$

式中： η ——隔振体系的传递率；

[v]——容许振动速度(m/s);
 u ——干扰振动线位移(m)。

2 主动隔振的传递率, 不宜大于 0.2。

3.2.10 隔振体系的固有圆频率, 可按下列规定计算:

1 单自由度体系的固有圆频率, 可按下列公式计算:

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (3.2.10-1)$$

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{K_y}{m}} \quad (3.2.10-2)$$

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{K_z}{m}} \quad (3.2.10-3)$$

$$\omega_{n\phi x} = \sqrt{\frac{K_{\phi x}}{J_x}} \quad (3.2.10-4)$$

$$\omega_{n\phi y} = \sqrt{\frac{K_{\phi y}}{J_y}} \quad (3.2.10-5)$$

$$\omega_{n\phi z} = \sqrt{\frac{K_{\phi z}}{J_z}} \quad (3.2.10-6)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (3.2.10-7)$$

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);
 $\omega_{n\phi x}$ ——隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\phi y}$ ——隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\phi z}$ ——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);
 $K_{\phi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转的总刚度(N m/rad);
 $K_{\phi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转的总刚度(N m/rad);
 $K_{\phi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转的总刚度(N m/rad);
 J_x ——隔振体系绕 x 轴旋转的转动惯量(kg m²);
 J_y ——隔振体系绕 y 轴旋转的转动惯量(kg m²);
 J_z ——隔振体系绕 z 轴旋转的转动惯量(kg m²);

m ——隔振对象与台座结构的总质量(kg)。

2 双自由度耦合振动时的固有圆频率，可按下列公式计算：

$$\omega_{n1}^2 = \frac{1}{2}[(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) - \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\gamma\lambda_1^4}] \quad (3.2.10-8)$$

$$\omega_{n2}^2 = \frac{1}{2}[(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) + \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\gamma\lambda_1^4}] \quad (3.2.10-9)$$

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)；

λ_1 、 λ_2 、 γ ——计算系数，按第 3.2.12 条计算。

3.2.11 隔振器的总刚度，可按下列规定计算：

1 对于支承式，可按下列公式计算：

$$K_x = \sum_{i=1}^n K_{xi} \quad (3.2.11-1)$$

$$K_y = \sum_{i=1}^n K_{yi} \quad (3.2.11-2)$$

$$K_z = \sum_{i=1}^n K_{zi} \quad (3.2.11-3)$$

$$K_{\varphi x} = \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 \quad (3.2.11-4)$$

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 \quad (3.2.11-5)$$

$$K_{\varphi z} = \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2 \quad (3.2.11-6)$$

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：

$$K_x = \frac{mg}{L} \quad (3.2.11-7)$$

$$K_y = \frac{mg}{L} \quad (3.2.11-8)$$

$$K_{\varphi z} = \frac{mgR^2}{L} \quad (3.2.11-9)$$

式中： L ——刚性吊杆的长度(m)；

R ——刚性吊杆按圆形排列时，为圆的半径(m)。

3.2.12 计算系数可按下列规定计算：

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：

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (3.2.12-1)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{K_{\varphi y}}{J_y}} \quad (3.2.12-2)$$

2)当 $y - \varphi_x$ 耦合振动时：

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{K_y}{m}} \quad (3.2.12-3)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{K_{\varphi x}}{J_x}} \quad (3.2.12-4)$$

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：

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (3.2.12-5)$$

1)当 $x - \varphi_y$ 耦合振动时：

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \frac{mgz^2}{L}}{J_y}} \quad (3.2.12-6)$$

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：

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 + \frac{mgz^2}{L}}{J_x}} \quad (3.2.12-7)$$

3 计算系数 γ ，可按下列公式计算：

1)当 $x - \varphi_y$ 耦合振动时：

$$\gamma = \frac{mz^2}{J_y} \quad (3.2.12-8)$$

2)当 $y - \varphi_x$ 耦合振动时：

$$\gamma = \frac{mz^2}{J_x} \quad (3.2.12-9)$$

3.2.13 弹簧隔振器支承结构的变形不应大于弹簧压缩量的0.1倍，当不能满足上述要求时，应计入支承结构与隔振系统的耦合作用。

4 主动隔振

4.1 一般规定

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

$$u_x = \frac{F_x}{K_x} \eta_x \quad (4.1.1-1)$$

$$u_y = \frac{F_y}{K_y} \eta_y \quad (4.1.1-2)$$

$$u_z = \frac{F_z}{K_z} \eta_z \quad (4.1.1-3)$$

$$u_{\varphi x} = \frac{M_x}{K\varphi_x} \eta_{\varphi x} \quad (4.1.1-4)$$

$$u_{\varphi y} = \frac{M_y}{K\varphi_y} \eta_{\varphi y} \quad (4.1.1-5)$$

$$u_{\varphi z} = \frac{M_z}{K\varphi_z} \eta_{\varphi z} \quad (4.1.1-6)$$

式中， u_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动线位移 (m)；

u_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动线位移 (m)；

u_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动线位移 (m)；

$u_{\varphi x}$ ——隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的振动角位移 (rad)；

$u_{\varphi y}$ ——隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的振动角位移 (rad)；

$u_{\varphi z}$ ——隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的振动角位移 (rad)；

F_x ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力值 (N)；

F_y ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值 (N)；

F_z ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值 (N)；

M_x ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的扰力矩 (N m)；

M_y ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的扰力矩 (N m)；

M_z ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的扰力矩 (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；

$\eta_{\varphi x}$ ——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。

4.1.2 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— φ_y 耦合振动时，可按下列公式计算：

$$u_x = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-1)$$

$$u_{\varphi y} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-2)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{F_x \rho_1 + M_y}{(m \rho_1^2 + J_y) \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-3)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{F_x \rho_2 + M_y}{(m \rho_2^2 + J_y) \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-4)$$

$$\rho_1 = \frac{K_{xz}}{K_x - m \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-5)$$

$$\rho_2 = \frac{K_{xz}}{K_x - m \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-6)$$

2 当y— φ_x 耦合振动时，可按下列公式计算：

$$u_y = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-7)$$

$$u_{\varphi x} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-8)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{F_y \rho_1 + M_x}{(m \rho_1^2 + J_x) \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-9)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{F_y \rho_2 + M_x}{(m \rho_2^2 + J_x) \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-10)$$

$$\rho_1 = \frac{K_{yz}}{K_y - m \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-11)$$

$$\rho_2 = \frac{K_{yz}}{K_y - m \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-12)$$

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

$u_{\varphi 2}$ ——隔振体系耦合振动第二振型的当量角位移（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。

4.1.3 隔振体系的传递率，应按下列规定确定：

1 扰力、扰力矩为简谐函数时，传递率可按下列公式计算：

$$\eta_x = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}} \quad (4.1.3-1)$$

$$\eta_y = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}} \quad (4.1.3-2)$$

$$\eta_z = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (4.1.3-3)$$

$$\eta_{\varphi x} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}} \quad (4.1.3-4)$$

$$\eta_{\varphi y} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}} \quad (4.1.3-5)$$

$$\eta_{\varphi z} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}} \quad (4.1.3-6)$$

$$\eta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \quad (4.1.3-7)$$

$$\eta_2 = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \quad (4.1.3-8)$$

$$\zeta_x = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{xi} K_{xi}}{K_x} \quad (4.1.3-9)$$

$$\zeta_y = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{yi} K_{yi}}{K_y} \quad (4.1.3-10)$$

$$\zeta_z = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{zi} K_{zi}}{K_z} \quad (4.1.3-11)$$

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{\zeta_y \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \zeta_z \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2}{K_{\varphi x}} \quad (4.1.3-12)$$

$$\zeta_{\varphi y} = \frac{\zeta_z \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \zeta_x \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2}{K_{\varphi y}} \quad (4.1.3-13)$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\zeta_x \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \zeta_y \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2}{K_{\varphi z}} \quad (4.1.3-14)$$

式中： ζ_x ——隔振器沿 x 轴向振动的阻尼比；
 ζ_y ——隔振器沿 y 轴向振动的阻尼比；
 ζ_z ——隔振器沿 z 轴向振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转振动的阻尼比；

ζ_1 ——两自由度隔振体系第一振型的阻尼比；
 ζ_2 ——两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 轴向振动的阻尼比；
 ζ_{yi} ——第 i 个隔振器沿 y 轴向振动的阻尼比；
 ζ_{zi} ——第 i 个隔振器沿 z 轴向振动的阻尼比；
 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。

2 当扰力、扰力矩为矩形等脉冲作用时，传递率可按附录 A 确定。

4.1.4 双自由度隔振体系第一、第二振型的阻尼比，宜按下列规定确定：

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时，宜符合下列规定：

- 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，宜符合下列规定：

- 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绕 x 轴向旋转振动时的阻尼比二者较大值。

4.1.5 任意点处的振动线位移，宜按下列规定确定：

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：

$$u_{xL} = u_x + u_{\varphi y} z_L - u_{\varphi z} y_L \quad (4.1.5-1)$$

$$u_{yL} = u_y + u_{\varphi z} x_L - u_{\varphi x} z_L \quad (4.1.5-2)$$

$$u_{zL} = u_z + u_{\varphi x} y_L - u_{\varphi y} x_L \quad (4.1.5-3)$$

式中： u_{xL} ——隔振体系任意点处沿 x 轴向的振动线位移(m)；
 u_{yL} ——隔振体系任意点处沿 y 轴向的振动线位移(m)；
 u_{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，应考虑相位差的影响后进行计算。

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：

$$u_{xL,max} = |u_x| + |u_{\varphi y z_L}| + |u_{\varphi z y_L}| \quad (4.1.5-4)$$

$$u_{yL,max} = |u_y| + |u_{\varphi z x_L}| + |u_{\varphi x z_L}| \quad (4.1.5-5)$$

$$u_{zL,max} = |u_z| + |u_{\varphi x y_L}| + |u_{\varphi y x_L}| \quad (4.1.5-6)$$

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

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

$u_{zL,max}$ ——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(4.1.5-1)~(4.1.5-3)计算。

4.2 旋转式机器

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

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

2 压缩机、离心机、风机、电动机基础的隔振，宜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基础上；当为小型机器时，隔振器也可设置在地面或楼板上。

3 隔振器应满足三维隔振需求。

4 隔振体系的阻尼比不宜小于 0.05，当隔振器阻尼不满足要求时，应与阻尼器配合使用。

4.2.2 在下列条件下，宜优先考虑采用基础隔振设计：

1 机组的工作转速和基础—设备系统的固有频率相接近时。

2 厂址地基条件较差、易发生不均匀沉降时。

3 不能满足设备厂家提出的水平振动要求时。

4.2.3 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。压缩机、离心机、风机、电动机的隔振，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。

4.2.4 汽轮发电机、汽动给水泵在工作转速时，基础振动速度的计算宜取工作转速 $\pm 25\%$ 范围内的最大振动速度；对于小于 75%工作转速范围内的计算振动速度，应小于容许振动速度的 1.5 倍。

4.2.5 压缩机、离心机、风机、水泵、电动机基础的隔振设计，应符合下列要求：

1 隔振体系的静力平衡计算，应计入连接部件质量和正常运转时介质的质量，以及作用于柔性连接处的作用力。

2 立式泵的水平 y 向振动荷载应取与水平 x 向相同，竖向的振动荷载宜取水平向振动荷载的 1/2。

3 振动荷载作用点应取叶轮或转子的中心。

4.2.6 汽轮发电机基础隔振设计，应符合下列规定：

1 弹簧隔振台板应具有良好的动力特性、足够的强度和刚度。汽轮发电机弹簧隔振基础台板重量与设备重量比不宜小于 2.0。

2 在隔振元件选型时，在正常运行荷载作用下，轴承座处基础的变形应满足设备厂家的要求。

3 弹簧隔振元件宜布置在同一水平面内，每个支承柱顶弹簧隔振器的合力点应与柱截面形心重合。

4 弹簧隔振台板应与周边平台结构脱开布置，预留间隙不应小于 200mm。

4.2.7 压缩机、离心机、风机介质进出口的连接管道应采用柔性接头连接；连接风机、水泵的管道隔振时，宜采用悬挂式或地面支承式，不宜采用墙和柱侧向挑出的悬臂结构支承。

4.2.8 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，并应采用振动速度均方根值评价。

4.3 往复式机器

4.3.1 往复式机器隔振应采用支承式，设有地下室或地坑时，宜采用图 3.1.3 (b) 所示降低质心的支承式；隔振台座宜采用钢筋混凝土块体或厚板。中小型机器隔振设计时，可采用铸钢或钢结构的刚性底座，并应避免产生扭振共振。

4.3.2 隔振器的选用应符合下列要求：

1 配置阻尼装置的圆柱螺旋弹簧隔振器的竖向和水平刚度应接近，当机器的工作转速不低于 1000r/min 时，亦可采用水平向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。

3 对于四冲程发动机，隔振体系固有频率与其最低工作转速对应的干扰频率之比不宜大于 0.25。

4 隔振器的刚度和阻尼性能应满足环境条件的使用要求，用于试验台基础隔振时，不宜低于 15 年。

4.3.3 机器自身配置隔振器时，隔振设计应与制造厂协调配合，避免激发机器内部振动系统产生共振。

4.3.4 振动计算，应符合下列要求：

1 单一扰力或扰力矩作用下的振动响应，应按第 4.1 节公式计算。

2 振动控制点的振动值，宜按下列原则叠加：

1) 一谐水平扰力和扰力矩的振动响应值与一谐竖向扰力和扰力矩的振动响应值，宜按平方和开方叠加，当管道柔性接头质量难以得到保障或隔振体系质心高于隔振器刚度平面较大时，宜按绝对值叠加；

2) 二谐扰力和扰力矩的振动响应值，宜按绝对值叠加；

3) 一谐扰力和扰力矩的振动响应值与二谐扰力和扰力矩的振动响应值，宜按绝对值叠加；

4) 倾覆力矩各谐次的振动响应值，宜按平方和开方叠加；

5) 一谐、二谐扰力和扰力矩的振动响应总值与倾覆力矩各谐次的振动响应总值，宜按平方和开方叠加。

4.3.5 振动控制点的位置应取隔振台座振动值最大的角点。

4.3.6 试验台基础的隔振设计，应符合下列要求：

1 隔振体系的质量中心与刚度中心应处于同一铅垂线上。当通用的试验台需要适应多种机型的试验要求时，在机器的主轴方向，最大机型与最小机型质心偏心距均不宜超过该方向最大边长的 1.5%；隔振台座的水平度应满足工作要求，两端隔振器的工作高度应满足隔振器自身需求。

2 振动计算宜采用最大机型对应的振动荷载，隔振器的选用应符合最大、最小荷载的承载力、振动位移响应以及工作高度要求等。

3 试验台与周边结构之间应设隔振缝，缝宽不宜小于 50mm，当大于 60mm 时，缝的顶部应设活动盖板。

4 隔振器应能适应试验室的工作环境要求。弹簧和阻尼材料应避免与水、油、烟气接触，当排烟管从地下室通过时，应采取隔热通风措施。

5 试验台周边及地下室或基础厢底面应设排水沟，并用排水管排出。排水管与试验台基础应采用柔性接头连接；发动机的排烟管宜采用带弯头的金属波纹管连接，压缩机的吸气管和排气管宜采用带弯头的金属软管连接。

4.4 冲击式机器

4.4.1 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。

4.4.2 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 4.4.2-1)。
- 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 4.4.2-2)。

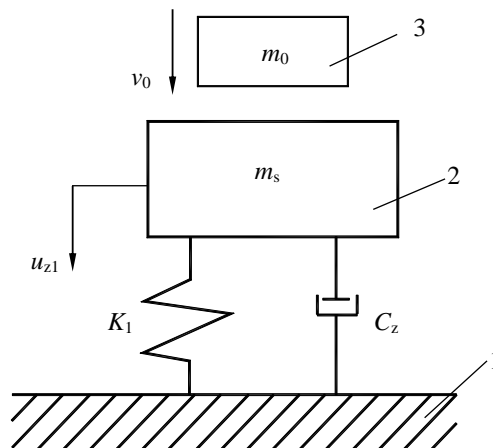


图 4.4.2-1 有阻尼单自由度振动模型

1—基础；2—砧座；3—锤头

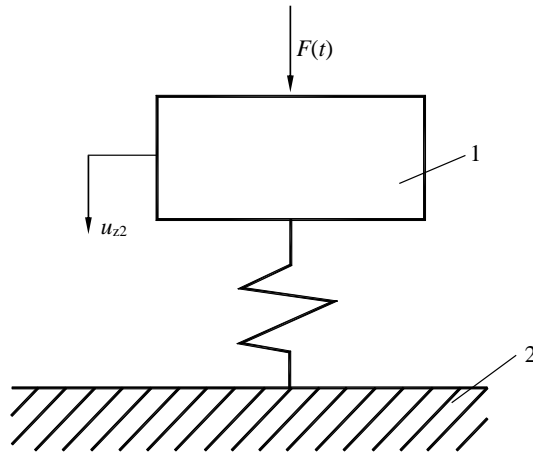


图 4.4.2-2 无阻尼单自由度振动模型

1—基础；2—地基

4.4.3 隔振锻锤砧座的最大竖向振动位移（图 4.4.2-1），可按下列公式计算：

$$u_{z1} = \frac{(1+e_1)m_0v_0}{(m_0+m_s)\omega_n} \exp\left[-\xi_z \frac{\pi}{2}\right] \quad (4.4.3-1)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}} \quad (4.4.3-2)$$

$$\xi_z = \frac{C_z}{2\sqrt{m_s K_1}} \quad (4.4.3-3)$$

式中： u_{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，锻打有金属时取 0；

K_1 ——隔振器的竖向刚度（N/m）；

ξ_z ——隔振体系的阻尼比；

C_z ——隔振器的竖向阻尼系数（N s/m）。

4.4.4 隔振锻锤基础的最大竖向振动位移（图 4.4.2-2），可按下列公式计算：

$$u_{z2} = \frac{K_1(1+e_1)m_0v_0}{K_2(m_0+m_s)\omega_n} \sqrt{1+4\xi_z^2} \exp\left[-\xi_z\left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1}2\xi_z\right)\right] \quad (4.4.4-1)$$

$$K_2 = 2.67K_z \quad (4.4.4-2)$$

式中： u_{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。

4.4.5 压力机隔振参数的确定，宜符合下列规定：

1 当压力机启动（图 4.4.5-1），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：

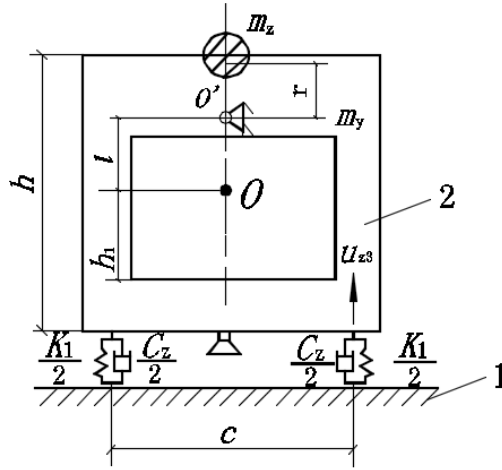


图 4.4.5-1 压力机启动时的力学模型

1—基础；2—压力机机身

$$u_{z3} = \frac{cm_z r n_y (l+h_1)}{2m_y \omega_k (R_1^2+h_1^2)} \exp(-\xi_{z1} \frac{\pi}{2}) \quad (4.4.5-1)$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{J}{m_y}} \quad (4.4.5-2)$$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c^2 K_1}{4(R_1^2+h_1^2)m_y}} \quad (4.4.5-3)$$

$$\xi_{z1} = \frac{C_z c}{4\sqrt{(R_1^2+h_1^2)m_y K_1}} \quad (4.4.5-4)$$

式中： u_{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(kg m²)；

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)；

ξ_{z1} ——隔振体系的摆动阻尼比。

2 压力机冲压工作时(图 4.4.5-2),工作台的最大竖向振动位移,可按下列公式计算:

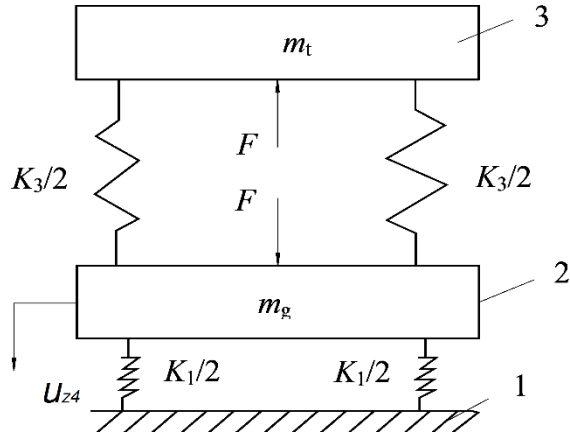


图 4.4.5-2 压力机冲压工作时的力学模型

1—基础；2—压力机工作台；3—压力机头部

$$u_{z4} = \frac{2Fm_t}{K_3(m_t+m_g)} \quad (4.4.5-5)$$

$$K_3 = \frac{E_1A_1 + E_2A_2}{L_1 + L_2} \quad (4.4.5-6)$$

式中：\$u_{z4}\$——压力机工作台的最大竖向振动位移(m)；

\$F\$——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/m²)；

\$E_2\$——压力机拉杆的弹性模量(N/m²)；

\$A_1\$——压力机立柱的平均截面积(m²)；

\$A_2\$——压力机拉杆的平均截面积(m²)；

\$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式计算：

$$u_{z5} = u_{z4} \frac{K_1}{K_2} \quad (4.4.5-7)$$

式中：\$u_{z5}\$——冲压工件时压力机基础的竖向位移(m)。

4.4.6 锻锤的隔振设计，应符合下列要求：

1 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，不宜小于 0.2。

4.4.7 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 热模锻压力机，应在压力机下部设置钢框架台座，隔振器安置在台座下部。
- 4 螺旋压力机，应在压力机下部设置钢台座或混凝土台座，隔振器安置在台座下部。
- 5 压力机隔振系统的竖向阻尼比，不宜小于 0.1。

4.5 城市轨道交通

4.5.1 城市轨道交通应采用相应的减隔振措施，将列车运营产生的振动及噪声控制在国家有关标准容许的范围内。

4.5.2 城市轨道交通减振的设计，应具备下列资料：

- 1 工程概况。
- 2 轨道交通模式。
- 3 环境影响评价报告及相关文件。
- 4 振动环境功能区、振动敏感目标及其使用功能、需要达到的环境振动或室内二次噪声要求、建筑物结构类型及规模、建筑物基础类型、设计速度曲线等。
- 5 振动敏感目标附近的工程地质、水文地质勘查资料。
- 6 排水、预埋过轨管线的位置及类型方法，排杂散电流要求，通信、信号等专业的特殊要求。

4.5.3 城市轨道交通减振可采用振源控制、传播路径控制、建筑物振动控制等方式，设计时优先采用振源控制，并考虑综合控制措施。

4.5.4 振源控制措施宜采用轨道隔振，轨道隔振设计应符合下列规定：

- 1 轨道隔振不应削弱轨道结构的强度和稳定性，且应具有良好的绝缘性，列车运行安全性和平稳性应符合《地铁设计规范》GB 50157 的相关规定。
- 2 轨道隔振应保证轨道具有快速可维修性和可更换性。
- 3 设计新型隔振轨道结构和产品时，应进行列车—轨道—支承结构耦合动力学计算；应进行足尺模型试验，验证轨道结构的强度、疲劳性能。
- 4 采用新型隔振轨道结构、产品时或特殊工况使用时，应在实际工程中铺设试验段，并测试评价列车运行安全性和平稳性以及减振效果。
- 5 每种隔振轨道的标准有效长度不宜小于最大列车编组长度。
- 6 隔振轨道的标准有效长度应至少在振动环境敏感目标两端各延长 20m。
- 7 不同类型的隔振轨道之间、隔振轨道与非隔振轨道之间应设置长度不小于车辆定距的过渡段，过渡段长度应根据轨道综合刚度差确定，以保证轨道刚度平稳过渡；同一条线路隔振轨道类型不宜过多，避免轨道刚度频繁过渡。
- 8 除了为减小车内噪声或道床的辐射噪声外，不宜叠合使用两种及以上轨道隔振措施。
- 9 轨道隔振元件应满足疲劳、耐久性要求，应根据线路敷设方式考虑环境介质中存在紫外线、臭氧、油雾、水、凝露等条件下正常工作，在设计文件中应给出隔振元件的设计使用寿命。

4.5.5 城市轨道交通轨道隔振可采用扣件隔振、轨枕隔振、道床隔振等。

4.5.6 城市轨道交通扣件的隔振设计，应符合下列规定：

- 1 扣件零部件的物理力学性能指标，应符合扣件产品相关技术条件的规定。
- 2 无砟轨道的隔振扣件的节点竖向静刚度设计值宜为 5kN/mm~20kN/mm，允许偏差宜取 $\pm 20\%$ ，动静刚度比不应大于 1.4。
- 3 在定员荷载列车通过时，隔振扣件单侧钢轨轨头最大横向动位移不宜大于 2mm。
- 4 隔振扣件宜根据使用寿命和最不利受力工况确定疲劳试验的荷载和荷载循环次数，且荷载循环次数不应少于 300 万次。疲劳试验后隔振扣件不得出现部件损坏，竖向静刚度变化不应大于 10%，永久变形应小于 1mm，扣压力损失不应大于 8%。

4.5.7 城市轨道交通轨枕的隔振设计，应符合下列规定：

- 1 隔振轨枕可采用弹性短轨枕、弹性长枕、梯形轨枕，隔振元件材料可采用微孔橡胶、聚氨酯等。
- 2 隔振元件的刚度与扣件刚度应合理匹配。
- 3 隔振轨枕的竖向无载固有频率宜为 25Hz~45Hz，阻尼比不应小于 0.05。
- 4 在定员荷载列车通过时，钢轨最大竖向动位移不宜大于 4mm。
- 5 隔振元件的竖向静刚度不应偏离设计值的 $\pm 15\%$ ，动静刚度比不应大于 1.4。
- 6 隔振元件宜根据使用寿命和最不利受力工况确定疲劳试验的荷载和荷载循环次数，且荷载循环次数不应少于 300 万次。疲劳试验后隔振元件的竖向静刚度变化不应大于 15%，竖向永久变形应小于 1mm。

4.5.8 城市轨道交通无砟轨道道床隔振设计，应符合下列规定：

- 1 无砟轨道道床隔振可采用钢弹簧支承浮置板、橡胶或聚氨酯等高分子材料支承浮置板等。
- 2 应通过增大浮置板的截面积或采用高密度混凝土以增加浮置板质量提高其隔振效果：列车编组长度范围内浮置板的质量宜大于板上列车定员荷载质量与板上列车簧下质量的 3 倍之和，浮置板的平均厚度不宜小于 300mm。
- 3 钢弹簧支承浮置板的竖向无载固有频率宜为 6.5Hz~12Hz，橡胶或聚氨酯等高分子材料支承浮置板的竖向无载固有频率宜为 12Hz~25Hz，阻尼比不应小于 0.05。
- 4 在定员荷载列车通过时，钢轨最大竖向动位移不宜大于 4mm。
- 5 钢弹簧隔振元件的实际竖向静刚度不应偏离设计值的 $\pm 10\%$ 。橡胶或聚氨酯等高分子材料隔振元件的实际竖向静刚度不应偏离设计值的 $\pm 15\%$ ，动静刚度比不应大于 1.3。
- 6 隔振元件宜根据使用寿命和最不利受力工况确定疲劳试验的荷载和荷载循环次数，且荷载循环次数不应少于 300 万次。疲劳试验后，钢弹簧隔振元件不得出现目视裂纹，竖向静刚度变化不应大于 5%，竖向永久变形应小于 2mm；橡胶或聚氨酯等高分子材料隔振元件竖向静刚度变化不应大于 15%，点支承隔振元件的竖向永久变形应小于 1mm，条状支承和面支承隔振元件的厚度变化量应小于隔振元件厚度的 3%。

4.5.9 城市轨道交通有砟轨道道床隔振设计，应符合下列规定：

- 1 有砟轨道道床隔振可采用有道砟垫、浮置式道砟槽，浮置式道砟槽等。
- 2 道砟垫材料可采用有橡胶、聚氨酯等。
- 3 在定员荷载列车通过时，道砟垫最大竖向动位移不宜大于 3mm。

- 4 道砟垫的竖向静态道床模量宜为 $0.01\text{kN/mm}^3\sim 0.02\text{kN/mm}^3$, 动静刚度比不应大于 1.4。
- 5 应通过压实路基或采用混凝土板增大道砟垫的下部基础刚度以提高其隔振效果。
- 6 道砟垫宜根据使用寿命和最不利受力工况确定疲劳试验的荷载和荷载循环次数, 且荷载循环次数不应少于 300 万次。疲劳试验后道砟垫竖向静态基础模量变化不应大于 15%, 道砟垫不得出现破损。

4.5.10 隔振轨道应与线路运营的车辆匹配, 避免车辆与轨道系统发生共振。

4.5.11 城市轨道交通隔振轨道的减振效果测试和评价, 应符合下列规定:

- 1 应对比测试有、无减振措施时下部结构的振动。
- 2 宜选用原位换铺对比测试评价 (图 4.5.11a), 列车车辆类型、车辆轴重、簧下质量、列车速度应相同或相近。
- 3 选用非原位对比测试评价时 (图 4.5.11b), 线路应满足经常保养等级的规定, 地质条件、车辆类型、车辆轴重、簧下质量、列车速度、有缝/无缝线路、钢轨类型、扣件类型、隧道结构和断面、桥梁梁型及结构或路基类型、桥梁支座类型、桥梁基础类型等应相同或相近。

4 对于环境影响评价中的隔振轨道减振效果, 应按照国家现行标准《城市区域环境振动标准》GB 10070、《城市区域环境振动测量方法》GB 10071 和《环境影响评价技术导则 城市轨道交通》HJ 453 的规定, 宜采用 $1\text{Hz}\sim 80\text{Hz}$ 频率范围内的铅垂方向人体全身振动计权后振动加速度级的插入损失值作为减振效果评价量。当评价降低室内二次结构噪声效果时, 测量 $16\text{Hz}\sim 200\text{Hz}$ 频率范围内的铅垂方向振动速度进行对比分析。地下线测点应布置在高于轨顶面 $1.25\text{m}\pm 0.25\text{m}$ 的隧道壁处; 高架线测点应置于距桥梁中心线水平距离 7.5m 的地面; 地面线测点应布置在距线路中心线 7.5m 处。

5 当评价隔振轨道产品的减振效果时, 应符合现行行业标准《浮置板轨道技术规范》CJJ/T 191 的规定, 采用 $1\text{Hz}\sim 200\text{Hz}$ 频率范围内的铅垂方向人体全身振动计权后分频振级均方根的差值作为产品减振效果评价量。地下线测点应布置在高于轨顶面 $1.25\text{m}\pm 0.25\text{m}$ 的隧道壁处; 高架线测点应在紧邻隔振轨道一侧的桥面, 距离线路中心线 $1.5\text{m}\pm 0.25\text{m}$; 地面线测点应布置在距线路中心线 1.5m 路基处。

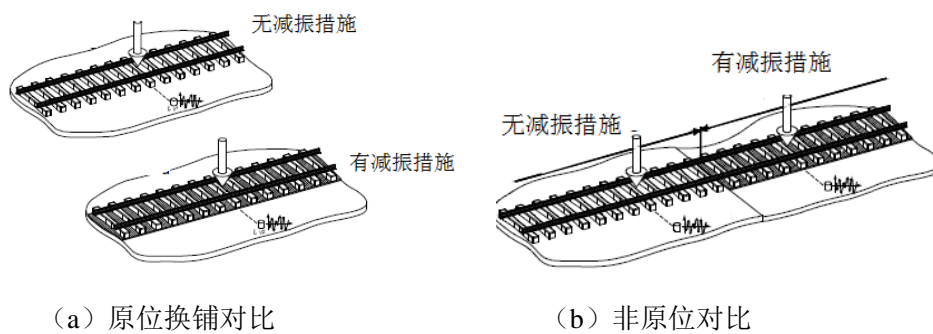


图 4.5.11 轨道隔振减振效果测量

5 被动隔振

5.1 一般规定

5.1.1 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,宜符合下列规定:

1 当隔振体系为单自由度时,可按下列公式计算:

$$u_x = u_{ox}\eta_x \quad (5.1.1-1)$$

$$u_y = u_{oy}\eta_y \quad (5.1.1-2)$$

$$u_z = u_{oz}\eta_z \quad (5.1.1-3)$$

$$u_{\varphi x} = u_{o\varphi x}\eta_{\varphi x} \quad (5.1.1-4)$$

$$u_{\varphi y} = u_{o\varphi y}\eta_{\varphi y} \quad (5.1.1-5)$$

$$u_{\varphi z} = u_{o\varphi z}\eta_{\varphi z} \quad (5.1.1-6)$$

式中: u_{ox} —支承结构或基础处产生的沿 x 轴向的干扰振动线位移(m);

u_{oy} —支承结构或基础处产生的沿 y 轴向的干扰振动线位移(m);

u_{oz} —支承结构或基础处产生的沿 z 轴向的干扰振动线位移(m);

$u_{o\varphi x}$ —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);

$u_{o\varphi y}$ —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);

$u_{o\varphi z}$ —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)。

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 - φ_y 耦合振动时:

$$u_x = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-7)$$

$$u_{\varphi y} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-8)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{K_x(\rho_1 - z)u_{ox} + (K_{\varphi y} - \rho_1 K_x z)u_{o\varphi y}}{(m\rho_1^2 + J_y)\omega_{n1}^2} \quad (5.1.1-9)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{K_x(\rho_2 - z)u_{ox} + (K_{\varphi y} - \rho_2 K_x z)u_{o\varphi y}}{(m\rho_2^2 + J_y)\omega_{n2}^2} \quad (5.1.1-10)$$

2) 当y - φ_z 耦合振动时:

$$u_y = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-11)$$

$$u_{\varphi x} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-12)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{K_y(\rho_1 - z)u_{oy} + (K_{\varphi x} - \rho_1 K_y z)u_{o\varphi x}}{(m\rho_1^2 + J_x)\omega_{n1}^2} \quad (5.1.1-13)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{K_y(\rho_2 - z)u_{oy} + (K_{\varphi x} - \rho_2 K_y z)u_{o\varphi x}}{(m\rho_2^2 + J_x)\omega_{n2}^2} \quad (5.1.1-14)$$

3 当隔振体系为多自由度耦合振动时,可按动力学相关方法进行计算。

5.1.2 隔振体系的传递率,可按下列公式计算:

$$\eta_x = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_x \frac{\omega}{\omega_{nx}})^2}}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_{nx}})^2]^2 + (2\xi_x \frac{\omega}{\omega_{nx}})^2}} \quad (5.1.2-1)$$

$$\eta_y = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_y \frac{\omega}{\omega_{ny}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_y \frac{\omega}{\omega_{ny}})^2}} \quad (5.1.2 - 2)$$

$$\eta_z = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_z \frac{\omega}{\omega_{nz}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_z \frac{\omega}{\omega_{nz}})^2}} \quad (5.1.2 - 3)$$

$$\eta_{\varphi_x} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_{\varphi_x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi_x}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi_x}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_{\varphi_x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi_x}})^2}} \quad (5.1.2 - 4)$$

$$\eta_{\varphi_y} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_{\varphi_y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi_y}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi_y}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_{\varphi_y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi_y}})^2}} \quad (5.1.2 - 5)$$

$$\eta_{\varphi_z} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_{\varphi_z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi_z}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi_z}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_{\varphi_z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi_z}})^2}} \quad (5.1.2 - 6)$$

$$\eta_1 = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}})^2}} \quad (5.1.2 - 7)$$

$$\eta_2 = \frac{\sqrt{1 + (2\xi_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right]^2 + (2\xi_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}})^2}} \quad (5.1.2 - 8)$$

5.1.3 精密设备应根据需要设置台座，台座可采用钢筋混凝土台座、型钢混凝土台座、钢台座或钢架台座。

5.1.4 对于超大型、超长型或平面尺寸异形的隔振体系，应采用数值方法进行隔振性能分析。

5.2 精密仪器及设备

5.2.1 设有精密仪器和设备的厂房或实验室的建设场地应进行环境振动测试评价后，按本章的要求进行隔振设计。精密仪器和设备应远离振源布置，并应采取以下措施：

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

5.2.2 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。

5.2.3 下列情况的精密设备，应设置台座结构：

- 1 设备由若干个分离部分组成，需要将各部分连成整体时。
- 2 设备采用直接弹性支承，需要设置台座结构满足设备的刚度要求时。

5.2.4 大型及超长型台座隔振计算时，宜计入台座的弹性影响。

5.2.5 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作用下隔振体系的振动响应。

5.2.6 台座隔振设计时，台座结构的一阶固有频率宜避开精密设备自身的固有频率。

5.2.7 隔振体系各向的阻尼比，不宜小于 0.10。

5.3 精密机床

5.3.1 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，不应大于精密机床的振动容许值。

5.3.2 精密机床隔振器的的各向阻尼比不应小于 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，阻尼比不宜小于 0.15。

5.3.3 精密机床台座的第一阶固有频率不宜小于精密机床自身最高干扰频率的 1.5 倍；当机床有内部扰力时，台座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：

$$f_{b1} = 3.56 \sqrt{\frac{EI}{ml_1^3}} \quad (5.3.3)$$

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/m^2 ）；

I ——台座结构的截面惯性矩（ m^4 ）；

l_1 ——台座结构的长度（m）。

5.3.4 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不应大于机床倾斜度的容许值，机床的倾斜度，应按式计算：

$$\theta = \frac{m_j g u_v}{\sum K_{gi} x_{gi}^2} \quad (5.3.4)$$

式中： θ ——机床倾斜度；

m_j ——机床往复运动部件的质量（kg）；

u_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）。

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

1 当内部仅有不平衡质量产生的内部扰力，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。

5.3.6 下列情况的机床，应设置台座结构：

1 机床由若干个分离部分组成，需要将各部分连成整体时。

2 机床采用直接弹性支承，需要设置台座结构满足机床的刚度要求时。

3 机床内部扰力产生的振动值大于机床的容许振动值，需要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较大倾斜，需要增加配重时。

5.3.7 精密机床隔振采用的隔振器，应具有高度调节元件。

6 建筑隔振

6.1 一般规定

6.1.1 本章适用于设置隔振层减小环境振动对建筑影响的隔振设计。

6.1.2 建筑隔振可采用整体隔振、房中房隔振、浮筑楼板隔振等形式。

6.1.3 建筑隔振体系的固有频率应根据振源特性确定。当振源为轨道交通时，不宜大于 15Hz；当振源为公路交通时，不宜大于 6Hz。

6.1.4 建筑隔振体系的一阶竖向自振频率，可按式(6.1.4)进行计算：

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{D}} \quad (6.1.4)$$

式中： f ——隔振结构体系的一阶竖向自振频率(Hz)；

g ——重力加速度(m/s²)；

D ——建筑物重力荷载代表值下隔振支座的竖向变形值(m)，重力荷载代表值可按 6.1.6 规定取值。

6.1.5 隔振系统设计时应进行下列验算：

- 1 隔振系统的频率计算。
- 2 结构控制部位振动响应的验算。
- 3 隔振器的承载力及变形验算。
- 4 隔振器与结构连接件承载力验算。

6.1.6 隔振体系的频率和振动响应计算时，建筑物重力荷载代表值取结构和构配件自重标准值和各可变荷载组合值之和。各可变荷载组合值系数应按表 6.1.6 采用。

表 6.1.6 楼面和屋面活荷载折减系数

| 可变荷载取值方法及类别 | | 组合值系数 |
|-----------------|----------------|-------|
| 各类屋面可变荷载 | | 0.3 |
| 按实际情况计算的活荷载 | | 1.0 |
| 按等效均布荷载计算的楼面活荷载 | 书库、档案库、贮藏间、设备间 | 0.8 |
| | 其他民用建筑 | 0.3 |
| | 工业建筑 | 0.7 |

6.1.7 隔振器及结构的承载力及变形验算时，荷载取值及组合应符合现行国家标准《建筑结构荷载规范》GB 50009、《建筑振动荷载标准》GB/T51228 的规定。

6.1.8 隔振体系设计时，应计入与隔振系统相连处上下结构的弹性变形对体系竖向总刚度的影响。

6.1.9 建筑隔振在环境振动作用下的计算，宜采用动力时程分析。

6.1.10 建筑隔振设计时结构阻尼比，宜按下列规定取值：

- 1 混凝土结构阻尼比，宜取 0.02。
- 2 钢结构阻尼比，宜取 0.005~0.01。
- 3 混合结构阻尼比，宜取 0.01~0.02。

6.1.11 有抗震要求的建筑结构采用整体隔振、房中房隔振时，尚应按照建筑抗震设计规范对结构及隔振器等进行抗震验算。

6.2 建筑整体隔振

6.2.1 建筑结构采用整体隔振设计时，应符合下列要求：

- 1 隔振层应具有足够竖向和水平承载力、竖向和水平刚度。
- 2 隔振装置可选择减振器、减振垫等。
- 3 当设置阻尼器时，阻尼器可选择液压粘滞阻尼器、电涡流阻尼器等。

6.2.2 建筑结构整体隔振可采用点支撑式或满铺支撑式；点支撑式隔振装置应采用减振器及减振垫，满铺支撑式应采用减振垫。

6.2.3 隔振层的位置应根据工程需求设置。隔振层设置在不同标高处时，应采取有效措施确保隔振层上下结构完全断开。

6.2.4 点支撑式整体隔振时，隔振器宜布置在柱、墙等竖向构件下部，隔振器下部支撑构件的刚度不宜小于隔振器刚度的 10 倍。当不满足要求时，应计入下部结构的刚度影响。

6.2.5 隔振层竖向刚度分布应与上部结构质量分布保持一致，隔振层在结构自重作用下的变形差不应大于 2mm。

6.2.6 点支撑式整体隔振时，隔振系统应符合下列要求：

- 1 隔振器与上下结构宜采用螺栓连接、防滑垫片连接。
- 2 隔振器受拉时，应采取抗拉和抗滑移措施并进行验算。
- 3 隔振器上下结构应进行冲切和局部承压验算。

6.2.7 建筑物基底的振动荷载，可按下列规定确定：

- 1 既有振源条件下，宜在基础施工完成后进行测试，确定最终的振动设计荷载。
- 2 当具有相似工程环境的振源实测值时，可考虑土壤特性、埋深等参数予以修正后采用。
- 3 当不具备测试条件时，可对振源及场地建立整体力学仿真模型，反演计算获取振动设计荷载。

6.2.8 整体隔振的构造措施，应符合下列规定：

1 上部结构周边应设置竖向隔离缝，缝宽不应小于 30mm 且不应小于隔振器的最大水平变形。

2 上部结构与下部结构之间，应设置完全贯通的水平隔离缝，缝的高度可取 20mm，并采用柔性材料填充。

3 结构构件穿越隔振层时应断开，管线穿越隔振层时应采用柔性连接。

4 隔振结构地下室外墙与回填土间应满铺聚苯等刚度小且耐久性好的柔性材料。

5 当采用点支撑式隔振时，隔振器和阻尼器的设置应便于检查和替换，隔振层的净高度不宜小于 800mm。

6 当采用满铺支撑式隔振垫时，应保证隔振层密实，且四周应采用柔性防水。

6.2.9 隔振层宜设置下人的检修口，检修口可利用穿越隔振层的楼梯或直接在隔振层楼板上开洞实现，检修口的尺寸应满足施工、检修人员及相关器械的运输要求。

6.3 房中房及浮筑楼板隔振

6.3.1 房中房及浮筑楼板隔振，可用于主动隔振或被动隔振。

6.3.2 当隔振体系有隔声需求时，应采用房中房隔振。

6.3.3 房中房隔振方案选择，宜满足以下要求：

1 当隔振层间面积较大时，可采用交嵌式房中房方案，房中房楼板与主体结构之间应填充柔性材料。

2 当隔振层间面积较小且动力设备较为密集时，可选用内置式房中房方案，房中房墙体、屋盖与主体结构应脱开。

6.3.4 房中房隔振宜与整体结构进行耦合分析，浮置楼板隔振可不进行耦合分析。

6.3.5 当隔振系统支撑于结的构柱和梁上时，应采用点支撑式；隔振系统支撑于楼面时，可采用点支撑式或满铺支撑式隔振。

6.3.6 房中房或浮筑楼板隔振时，隔振器承载力及变形验算应考虑施工荷载影响。

6.3.7 房中房及浮置板隔振的构造，应符合下列要求：

1 房中房底板、浮筑楼板厚度不宜小于 130mm，板应采用双向配筋，钢筋直径不宜小于 8mm，间距不宜大于 300mm。

2 房中房底板、浮筑楼板与主体结构间隙不应小于 30mm；房中房墙体与主体结构的间隙不应小于 30mm，且不应小于房中房的最大变形值。

3 跨越房中房结构与主体结构的管线应采用柔性连接。

7 屏障隔振

7.1 一般规定

7.1.1 本章适用于针对近地表层场地土体介质的隔振设计。

7.1.2 屏障隔振设计具备的资料，应符合下列要求：

1 主动隔振设计时，应具备下列资料：

- 1) 振源基础类型、尺寸、埋深及平面位置；
- 2) 振源的扰力类型、扰力值、作用点位置、干扰频率范围及主要干扰频率；
- 3) 场地工程地质、水文地质勘察报告；
- 4) 地基动力特性测试报告，当不具备条件时可按现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 的有关规定确定。

2 被动隔振设计时，应具备下列资料：

- 1) 振动保护对象的容许振动标准；
- 2) 场地工程地质、水文地质勘察报告；
- 3) 地基动力特性测试报告，当不具备现场测试条件时，可按现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 的有关规定取值；
- 4) 场地环境振动测试及分析报告。

7.1.3 屏障隔振施工完毕后应对振源正常工作工况下的振动进行测试，评估屏障隔振效果是否满足容许振动标准的要求，振动测试应符合现行国家标准《地基动力特性测试规范》GB/T 50269 的规定。

7.2 沟式屏障隔振

7.2.1 动力机器基础、地基强夯施工、桩基施工、岩土爆破、地面交通等主要干扰频率大于 20Hz 振动的地面隔振，可采用沟式屏障。

7.2.2 主动隔振时，隔振沟应环绕振源设置；被动隔振时，隔振沟长度应大于隔振对象的长度。

7.2.3 隔振沟的深度不宜小于场地瑞利波波长的 1/2，沟的开挖截面宜为梯形，开挖形成边坡应符合国家现行标准《建筑边坡工程技术规范》GB50330、《建筑基坑支护技术规程》JGJ 120 的规定。

7.2.4 隔振沟可采用空沟，也可采用填充沟。

7.2.5 隔振沟应具有良好的排水设施。

7.3 排桩式屏障隔振

7.3.1 排桩式屏障隔振除可用于 7.2.1 条适用范围外，亦可用于地下轨道交通等地下振源的隔振。排桩式屏障隔振可用于地基刚度较小的软土类场地，不适用于地基刚性较大的岩石类场地。

7.3.2 主动隔振时，排桩应环绕振源设置；被动隔振时，排桩宽度应大于隔振对象的宽度。

7.3.3 排桩的深度不宜小于场地瑞利波波长的 2 倍，且排桩底部应深于地下振源 3m 以上。

7.3.4 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。

7.3.5 排桩的桩径宜为 0.4m~1.0m，可采用强度等级不低于 C20 的混凝土，排桩的设计和施工应符合现行行业标准《建筑桩基技术规范》JGJ 94 的相关规定。

7.4 波阻板屏障隔振

7.4.1 下列情况下，可采用波阻板屏障隔振：

1 对振动频率为 0~100Hz 的地面人工振源，可按图 7.4.1(a)所示，在地面振源下方设置水平波阻板进行主动隔振。

2 需减少环境振动对隔振对象影响时，可按图 7.4.1(b)所示，采用置于土面或砂垫层表面的波阻板对环境振动进行被动隔振，隔振对象可设置于波阻板上表面。

3 当采用单一置于土面或砂垫层表面的波阻板无法达到被动隔振要求时，对隔振对象可按图 7.4.1(c)、(d)所示，采用波阻板与其他隔振方式进行并联隔振，隔振对象可设置于图 7.4.1(c)中 T 型台上表面或图 7.4.1(d)中波阻板上表面。

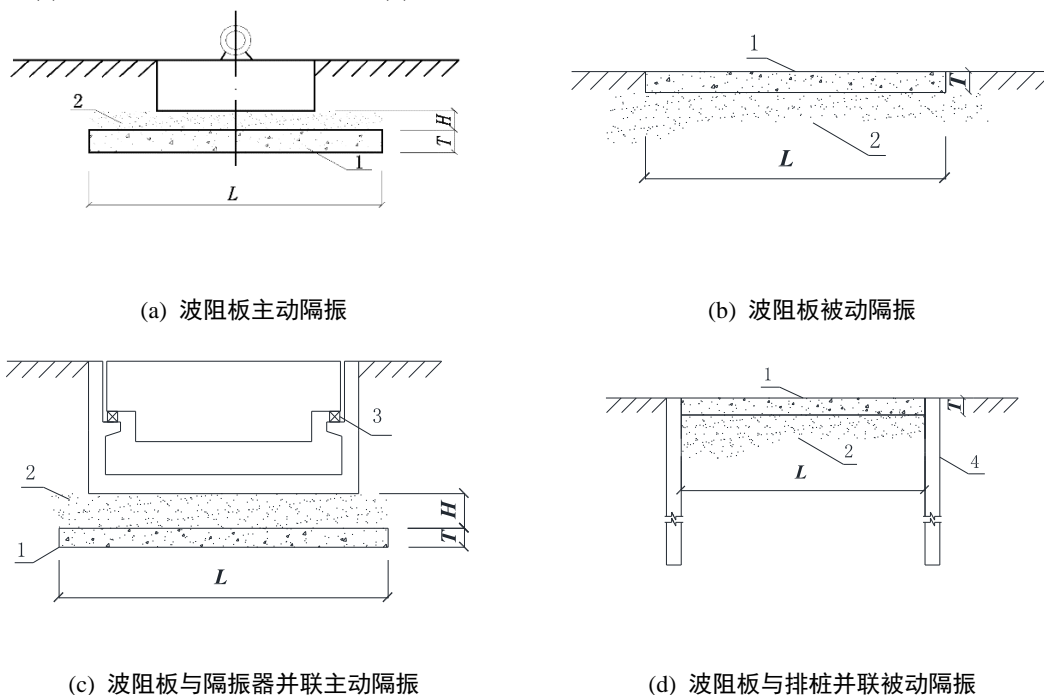


图 7.4.1 波阻板屏障隔振

1——波阻板；2——砂垫层；3——隔振器；4——排桩

7.4.2 波阻板隔振设计时，波阻板尺寸宜符合下列规定：

1 进行波阻板主动隔振设计时，波阻板的尺寸宜符合下列要求：

$$0.5\lambda_s \leq D \leq 1.0\lambda_s \quad (7.4.2-1)$$

$$0.04\lambda_s \leq T \leq 0.1\lambda_s \quad (7.4.2-2)$$

埋深应符合下列要求：

$$0.025\lambda_s \leq H \leq 0.1\lambda_s \quad (7.4.2-3)$$

$$H < \left[1.1 / (1 - \mu_b) \right] \frac{V_s}{4f_z} \quad (7.4.2-4)$$

$$H < \frac{V_s}{4f_x} \quad (7.4.2-5)$$

$$D = 2 \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (7.4.2-6)$$

式中：D——波阻板当量直径（m）；

A——波阻板面积；

T——波阻板厚度（m）；

H——粗砂砾石回填层或土层厚度（m）；

λ_s ——粗砂砾石回填层或土层的剪切波长（m）；

V_s ——粗砂砾石回填层或土层的剪切波速（m/s）；

f_z ——竖向振动频率（Hz）；

f_x ——水平振动频率（Hz）；

μ_0 ——粗砂砾石回填层或土层泊松比。

波阻板边长可根据波阻板面积和场地形状确定。

- 2 波阻板置于土面上进行被动隔振时，波阻板厚度宜符合下式规定：

$$0.125\lambda_s \leq T \leq 0.33\lambda_s \quad (7.4.2-7)$$

- 3 波阻板与其他类型隔振方式并联被动隔振，宜符合下列规定：

波阻板与隔振器并联隔振时（图 7.4.1(c)），波阻板尺寸与埋深宜符合下列规定：

$$0.8\lambda_R \leq L \leq 1.0\lambda_R \quad (7.4.2-8)$$

$$0.06\lambda_R \leq T \leq 0.12\lambda_R \quad (7.4.2-9)$$

$$0.01\lambda_R \leq H \leq 0.06\lambda_R \quad (7.4.2-10)$$

式中：L——与入射波方向平行的波阻板边长（m）；

λ_R ——土中瑞利波波长（m）。

波阻板与排桩并联隔振时（图 7.4.1(d)），并联隔振体系中各屏障应分别按本章 7.2~7.4 要求设计。

7.4.3 对于既有地面振源，可采用注浆方式对振源基础下方土体进行加固，通过增大土体刚度，形成波阻板的刚性层。注浆应按照现行行业标准《既有建筑地基基础加固技术规范》JGJ123 有关规定执行。

7.4.4 混凝土波阻板屏障，应满足下列要求：

1 波阻板宜采用整体现浇混凝土结构或整体预制混凝土结构，混凝土强度等级不宜低于 C20。

2 当主动隔振的混凝土结构波阻板置于动力基础下方时，应按照现行国家标准《建筑地基基础设计规范》GB 50007 的规定进行计算，并应满足波阻板抗冲切、抗剪切及局部受压验算要求。

3 当下卧土层为软弱土时，应按照现行行业标准《建筑地基处理技术规范》JGJ 79 进行地基处理。

4 地基承载力和沉降应按照现行国家标准《建筑地基基础设计规范》GB50007 进行验算，不得产生有害的不均匀沉降。

7.4.5 波阻板隔振效果，宜按下列规定确定：

1 波阻板进行主被动隔振时，宜通过边界元、有限元等数值计算方法建立“振源-土体-波阻板”相互作用模型进行动力计算，对波阻板传递率进行预估。

2 当单一类型波阻板屏障无法满足隔振设计要求时，可与其他隔振方式并联隔振。两种类型隔振单元并联隔振的传递率，可按下列式计算：

$$\eta_u = (1 - \eta_{u1})\eta_{u2} \quad (7.4.5-1)$$

式中： η_u ——并联隔振传递率；

η_{u1} ——入射波最先接触的隔振单元 1 的传递率，图 7.4.1(c)中和图 7.4.1(d)中， η_{u1} 分别为波阻板和排桩的隔振率；

η_{u2} ——经隔振单元 1 隔振后，进行二次隔振的隔振单元 2 的传递率，图 7.4.1(c)中和图 7.4.1(d)中， η_{u2} 分别为隔振器和波阻板的隔振率。

8 智能隔振

8.1 一般规定

- 8.1.1** 本章适用于带外界控制能源输入的智能隔振设计。
- 8.1.2** 智能隔振设计应根据振源及隔振对象的特性、振动容许标准、使用条件等确定。
- 8.1.3** 智能隔振设计可采用主动控制和半主动控制，控制类型可采用反馈控制、前馈-反馈控制以及前馈控制。
- 8.1.4** 智能隔振设计采用反馈型和前馈-反馈控制时，应对反馈控制时滞性进行评估和设计；采用前馈型控制时，其控制系统的参数应具有人工调节功能。
- 8.1.5** 智能隔振系统应由隔振器、阻尼器、测量装置、采集装置、控制装置、致动装置、外部能源装置等构成。
- 8.1.6** 智能隔振应进行隔振系统稳定性和鲁棒性检验。
- 8.1.7** 当振源频率高于 20Hz 或振动幅值较高、卓越频带较宽时，智能隔振应与普通隔振组合使用。

8.2 智能隔振系统计算

- 8.2.1** 智能隔振体系，应符合下列要求：
- 1 智能隔振体系的动力模型由隔振对象、控制系统以及连接构件组成，应能真实反映体系的振动特性与工作状态。
 - 2 体系的振型、频率和阻尼比等设计参数应能真实反映隔振对象参与振动的实际情况。
- 8.2.2** 气浮式有源但无伺服装置的智能隔振系统计算刚度取值应以稳态静刚度作为系统设计值，其他智能隔振系统应以实时动刚度计算值作为设计值。
- 8.2.3** 智能隔振系统的计算模型，可按下列规定进行简化：
- 1 动力设备的智能隔振主动控制系统模型，可按图 8.2.3-1 进行简化。

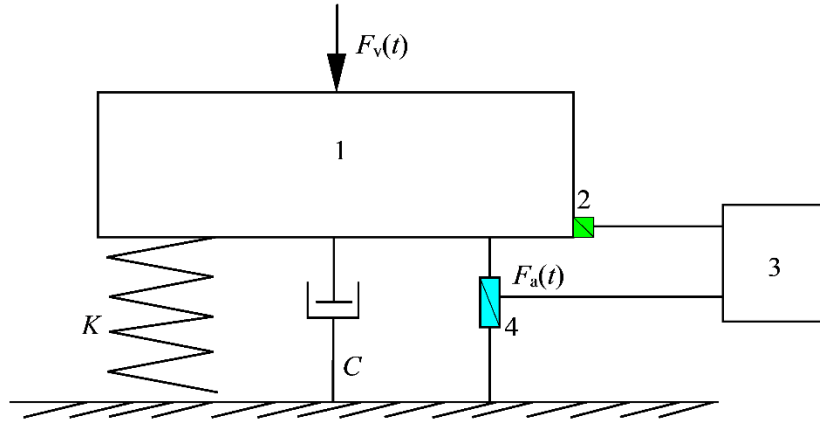


图 8.2.3-1 动力设备主动控制模型

1——动力设备；2——传感器；3——控制器；4——致动器

图中： $F_a(t)$ ——由主动控制器驱动下致动器输出的主动控制力；

$F_v(t)$ ——动力设备产生的振动荷载；

K ——隔振体系的刚度单元；

C ——隔振体系的阻尼单元。

2 精密设备的智能隔振主动控制系统模型，可按图 8.2.3-2 进行简化。

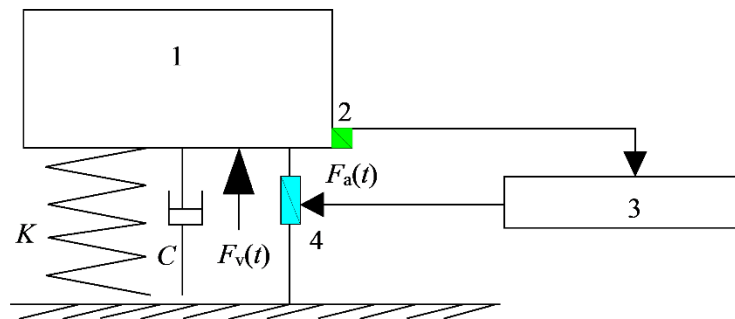


图 8.2.3-2 精密设备主动控制模型

1——精密设备；2——传感器；3——主动控制器；4——致动器

3 动力设备的智能隔振半主动控制系统模型，可按图 8.2.3-3 进行简化。

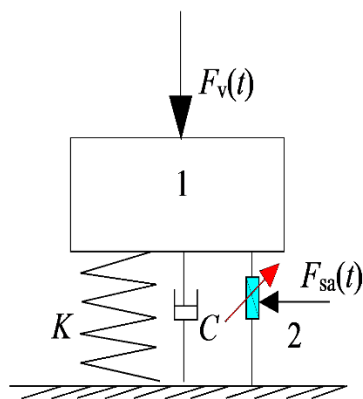


图 8.2.3-3 动力设备半主动控制模型

1——动力设备；2——半主动控制装置

图中： $F_{sa}(t)$ ——智能材料制成的半主动控制装置出力。

4 精密设备的智能隔振半主动控制系统模型，可按图 8.2.3-4 进行简化。

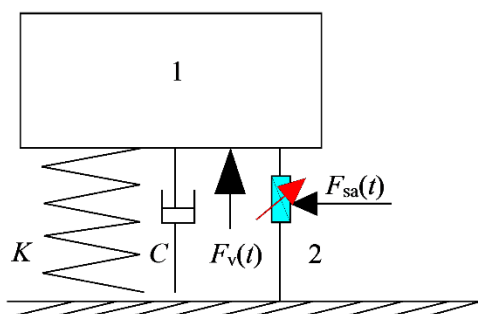


图 8.2.3-4 精密设备半主动控制模型

1——精密设备；2——半主动控制装置

8.2.4 智能隔振系统采用主动控制力时，计算方法可按下列规定采用：

- 1 对于时滞性低及控制参数单一的隔振体系，可采用线性二次型最优控制算法；
- 2 对于时滞性高及控制参数多样的隔振体系，可采用比例-积分-微分控制算法；
- 3 对于非平稳振源作用下的长期隔振体系，可在选用以上两种控制力计算模型基础上，再采用人工智能算法对动力参数进行优化计算。

8.2.5 采用线性二次型最优控制算法（LQR）的智能隔振系统计算时，应满足下列要求：

- 1 最优主动控制力，可按下式确定：

$$F(t) = GZ(t) \quad (8.2.5-1)$$

$$G = -R^{-1}B^T P \quad (8.2.5-2)$$

$$\mathbf{Q} = \mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T\mathbf{P} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} \quad (8.2.5-3)$$

$$\mathbf{Z}(t) = [\mathbf{x}^T \quad \dot{\mathbf{x}}^T] \quad (8.2.5-4)$$

式中： \mathbf{P} ——代数 Riccati 方程的解，可按式(8.2.5-3)求得；

\mathbf{Q} ——半正定权矩阵；

\mathbf{R} ——正定权矩阵；

\mathbf{B} ——主动控制力的位置矩阵；

\mathbf{A} ——智能隔振体系的系统矩阵；

\mathbf{G} ——反馈增益矩阵；

$\mathbf{Z}(t)$ ——结构振动控制体系的状态变量的测试值或估计值；

\mathbf{x} ——结构振动控制体系的位移向量；

$\dot{\mathbf{x}}$ ——结构振动控制体系的速度向量。

2 智能隔振体系的响应，可按下式确定：

$$\dot{\mathbf{Z}}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{G})\mathbf{Z}(t) + \mathbf{D}_s\mathbf{F}_v(t) \quad (8.2.5-5)$$

式中： \mathbf{D}_s ——智能隔振体系荷载的位置矩阵。

3 智能隔振体系的阻尼比和自振频率可由 $\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{G}$ 的特征值确定，其特征值可按下式确定：

$$\lambda_j^{1,2} = -\zeta_j\omega_j \pm i\omega_j\sqrt{1-\zeta_j^2} \quad (8.2.5-6)$$

式中： $\lambda_j^{1,2}$ ——智能隔振体系的第 j 阶特征值，其中，“1”对应“+”，“2”对应“-”；

ω_j ——智能隔振体系的第 j 阶自振频率；

ζ_j ——智能隔振体系的第 j 阶阻尼比。

8.2.6 采用比例-积分-微分控制算法（PID）的智能隔振系统计算时，应满足下列要求：

1 控制偏差可按下式计算：

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (8.2.6-1)$$

2 控制力可按下式计算：

$$F_a(t) = k_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{d_e(t)}{dt} \right] \quad (8.2.6-2)$$

式中： $e(t)$ ——偏差；

$r(t)$ ——控制系统输入值;

$y(t)$ ——控制系统输出值;

k_p ——比例系数;

T_i ——积分时间常数;

T_d ——微分时间常数。

8.2.7 采用磁流变阻尼智能控制隔振系统计算时, 应满足下列要求:

1 半主动控制算法可由下式确定:

$$I(t) = I_{\max} H[\{F_a(t) - F_{sa}(t)\}F_{sa}(t)] \quad (8.2.7-1)$$

式中: $I(t)$ ——磁流变阻尼控制系统的控制电流;

I_{\max} ——磁流变阻尼控制系统的最大控制电流;

$H(\bullet)$ ——Heaviside阶跃函数;

$F_{sa}(t)$ ——磁流变控制系统的阻尼力。

2 磁流变控制系统阻尼力, 可按式确定:

$$F_{sa}(t) = c_d \dot{x}_d(t) + F_c(I) \operatorname{sgn}(\dot{x}_d(t)) + F_d(I) \operatorname{sgn}(\dot{x}_d(t)) \quad (8.2.7-2)$$

$$\operatorname{sgn}(x) = \begin{cases} 1 & \dot{x} \geq 0 \\ -1 & \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (8.2.7-3)$$

式中: \dot{x}_d ——磁流变阻尼控制系统活塞杆与缸体之间的相对速度;

c_d ——磁流变阻尼控制系统的粘滞阻尼系数;

F_c ——磁流变阻尼控制系统的可调库仑阻尼力, 是电流强度 I 的函数;

F_d ——磁流变阻尼控制系统活塞杆与动密封之间的摩擦力;

$\operatorname{sgn}(\cdot)$ ——符号函数。

8.3 智能隔振设计

8.3.1 智能隔振设计, 应满足下列要求:

1 伺服型主动控制时, 宜采用人工智能控制算法进行优化设计, 外界振源变化时体系应具备实时智能化参数调节功能。

2 采用半主动控制时, 应对智能隔振材料的动力特性进行设计。

3 隔振系统应进行多模态共振降阶设计, 前三阶振型质量参与系数不宜低于 90%。

- 4 智能隔振设计宜采用支承型隔振方式。
- 5 智能隔振装置或材料的安装和维护应具有足够的空间。

8.3.2 智能隔振系统的各类装置应满足下列要求：

- 1 隔振器应满足承载力要求。
- 2 测量装置不应改变隔振对象的动力特性，且灵敏度应高于振动控制精度。
- 3 采集装置的精度应高于测量装置的灵敏度。
- 4 控制器应具备实时高速计算分析能力，并能有效地将控制信号传送至致动装置。
- 5 致动装置的施载精度应不低于振动控制精度。
- 6 智能隔振系统的测试及控制装置，应进行振动输入信息和控制输出信息的定时存储功能的设计。
- 7 智能隔振系统的各组成部件性能参数应提供出厂检验合格证书，关键隔振装置应进行测试评估。

8.3.3 智能隔振选型，宜符合下列要求：

- 1 隔振对象质量较小，且振动位移较小时，宜采用压电型智能隔振。
- 2 隔振对象质量较小，且振动位移较大时，宜采用线性电机型智能隔振。
- 3 隔振对象质量无论大小，振动位移无论大小，均可采用气动式智能隔振。

8.3.4 压电型智能隔振系统设计时，应包括下列内容：

- 1 静态时压电致动装置的承载力验算。
- 2 动态控制时压电致动装置的作用灵敏度设计。
- 3 压电型材料的极限使用频率设计。
- 4 隔振系统的电源供电及交流电干扰去除设计。

8.3.5 线性电机型智能隔振系统设计时，应包括下列内容：

- 1 静态时设计支撑元件分布设计及承载力验算。
- 2 线性电机选型及配置。
- 3 集成振动控制系统，宜进行最优控制。
- 4 对磁场环境有要求时，应进行防电磁干扰设计。

8.3.6 气动式智能隔振系统的气浮支撑元件设计，应符合下列要求：

- 1 气浮支撑元件的数量，可根据单支气浮元件承载力和隔振对象的总质量进行设计。

- 2 气浮支撑元件的位置，宜根据系统支撑反力的平均值优化结果进行设计。
- 3 支撑方案应根据系统的气浮支撑元件位置、数量、性能进行系统最短自平衡时间组合设计，配置方式可按三点式、四点式或其它多点式。

9 隔振器与阻尼器

9.1 一般规定

9.1.1 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 当使用环境有腐蚀介质时，隔振器和阻尼器与腐蚀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宜受污染时，应设置防护装置。

9.1.2 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，应具有承载能力、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，应具有承载能力、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、静刚度性能参数或动静刚度比。
- 4 当产品性能随温度、湿度变化时，应具有随温度或湿度变化的特性参数。

9.1.3 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。

9.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

9.2.1 圆柱螺旋弹簧隔振器的作用，应符合下列规定：

- 1 动力设备的主动隔振和精密仪器、设备及建筑的被动隔振，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。

9.2.2 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。

9.2.3 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 弹簧应进行表面防腐处理，如静电喷塑、喷环氧漆；有较高防腐要求时，宜选择不锈钢弹簧钢丝或圆钢。

9.2.4 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 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‰。

9.2.5 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：

$$F_j = \frac{\pi d_1^2 [\tau]}{8kc_1} \quad (9.2.5-1)$$

$$K_{zj} = \frac{Gd_1}{8n_1c_1^3} \quad (9.2.5-2)$$

$$k = \frac{4c_1 - 1}{4c_1 - 4} + \frac{0.615}{c_1} \quad (9.2.5-3)$$

$$c_1 = \frac{D_1}{d_1} \quad (9.2.5-4)$$

式中： F_j ——圆柱螺旋弹簧的承载力(N)；

K_{zj} ——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：

$$K_{xj} = \frac{1 - \xi_p}{0.384 + 0.295 \left(\frac{H_p}{D_1} \right)^2} K_{zj} \quad (9.2.5-5)$$

$$\xi_p = 0.77 \frac{\Delta_1}{H_p} \left[\sqrt{1 + 4.29 \left(\frac{D_1}{H_p} \right)^2} - 1 \right]^{-1} \quad (9.2.5-6)$$

$$\Delta_1 = \frac{F_g}{K_{zj}} \quad (9.2.5-7)$$

$$H_p = H_0 - \Delta_1 - d \quad (9.2.5-8)$$

式中： K_{xj} ——圆柱螺旋弹簧的横向刚度(N/m)；

F_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 弹簧受压缩作用时,一般情况下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源频率的2倍,一阶颤振固有频率可按下列公式计算:

$$1) \text{压缩弹簧: } f_0 = 356 \frac{d_1}{n_1 D_1^2} \quad (9.2.5-9)$$

$$2) \text{拉伸弹簧: } f_0 = 178 \frac{d_1}{n_1 D_1^2} \quad (9.2.5-10)$$

9.2.6 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,应按下式验算:

$$K_{zi} = \sum K_{zj} + K_{zc} \quad (9.2.6-1)$$

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,可按下式计算:

$$K_{xi} = \sum K_{xj} + K_{xc} \quad (9.2.6-2)$$

式中: K_{xj} ——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:

$$\Delta = \frac{F_i - F_0}{K_{zs}} \quad (9.2.6-3)$$

$$H_1 = H_c - \Delta \quad (9.2.6-4)$$

式中: Δ ——圆柱螺旋弹簧隔振器的变形量(m),压缩时取正值,拉伸时取负值;

F_i ——圆柱螺旋弹簧隔振器的工作荷载(N);

F_0 ——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_1 ——圆柱螺旋弹簧隔振器的工作高度(m);

H_c ——圆柱螺旋弹簧隔振器的初始高度(m)。

9.2.7 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：

$$\frac{d_1 c_1^2 n_1 [\tau_1]}{G_1 k_1} = \frac{d_2 c_2^2 n_2 [\tau_2]}{G_2 k_2} \quad (9.2.7-1)$$

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。

7 内、外簧的变形量应接近相等，其中一个弹簧在最大工作荷载下的变形量不应大于另一个弹簧在试验荷载下的变形量，实际可产生的变形量可用垫片调整。

8 内、外簧组合时的径向间隙宜满足下式的关系：

$$C_r \geq \frac{d_e - d_i}{2} \quad (9.2.7-2)$$

$$C_r = \frac{(D_e - d_e) - (D_i + d_i)}{2} \quad (9.2.7-3)$$

式中： C_r ——内外簧组合时的径向间隙(m)；
 D_e ——内外簧组合时外圈弹簧中径(m)；
 D_i ——内外簧组合时内圈弹簧中径(m)；
 d_e ——内外簧组合时外圈弹簧线径(m)；
 d_i ——内外簧组合时内圈弹簧线径(m)。

9.2.8 拉伸式圆柱螺旋弹簧隔振器，应设置过载保护装置。

9.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

I 碟形弹簧隔振器

9.3.1 具有冲击及扰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 9.3.1)。

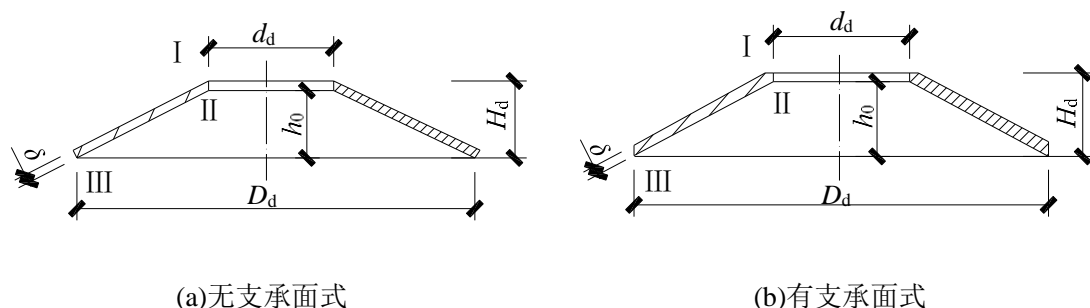


图 9.3.1 碟形弹簧

9.3.2 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 9.3.1 中 I 点的容许应力可取 $2 \times 10^9 \text{N/m}^2$ 。

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 9.3.1 中 II 点和 III 点疲劳强度容许应力可取 $9 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 。

9.3.3 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。

9.3.4 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 9.3.2 条中规定的容许应力:

$$\sigma_{\text{I}} = \alpha_{\text{I}} \frac{h_0 \delta}{D_d^2} \quad (9.3.4-1)$$

$$\sigma_{\text{II}} = \alpha_{\text{II}} \frac{h_0 \delta}{D_d^2} \quad (9.3.4-2)$$

$$\sigma_{\text{III}} = \alpha_{\text{III}} \frac{h_0 \delta}{D_d^2} \quad (9.3.4-3)$$

式中: h_0 ——加载前碟片内锥高度 (m);

δ ——碟片厚度 (m);

D_d ——碟片外径 (m);

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

α_{I} 、 α_{II} 、 α_{III} ——计算系数,可按表 9.3.4 采用。

表 9.3.4 计算系数 σ_I 、 σ_{II} 、 σ_{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_d/d_d | 1.6 | α_I | 0.65 | 0.79 | 1.00 | 1.25 | 1.49 | 1.86 | 1.81 | 2.11 | 2.57 |
| | | α_{II} | 0.33 | 0.19 | 0.02 | 0.71 | 0.47 | 0.10 | 1.13 | 0.84 | 0.37 |
| | | α_{III} | 0.42 | 0.52 | 0.68 | 0.81 | 0.98 | 1.26 | 1.17 | 1.38 | 1.73 |
| | 1.8 | α_I | 0.61 | 0.74 | 0.94 | 1.18 | 1.40 | 1.75 | 1.71 | 1.98 | 2.42 |
| | | α_{II} | 0.32 | 0.19 | 0.00 | 0.68 | 0.46 | 0.11 | 1.08 | 0.80 | 0.37 |
| | | α_{III} | 0.36 | 0.44 | 0.58 | 0.69 | 0.83 | 1.07 | 0.99 | 1.17 | 1.46 |
| | 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 为碟片的内径(m)。

9.3.5 单片碟形弹簧的承载力和竖向刚度的确定，宜符合下列规定：

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：

$$F_{dz} = \beta_1 \frac{h_0 \delta^3}{D_d^2} \quad (9.3.5-1)$$

$$K_{dz} = \gamma_1 \frac{\delta^3}{D_d^2} \quad (9.3.5-2)$$

式中： F_{dz} ——单片碟形弹簧的承载力 (N)；

K_{dz} ——单片碟形弹簧的竖向刚度 (N/m)；

β_1 、 γ_1 ——计算系数，可按表 9.3.5-1 和 9.3.5-2 采用 (m)。

2 有支承面单片碟形弹簧的承载力可按式 (9.3.5-1) 的计算值提高 10%；竖向刚度可按式 (9.3.5-2) 的计算值提高 10%。

表 9.3.5-1 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 9.3.5-2 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 |

9.3.6 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 9.3.6a);当需要降低碟形弹簧刚度时,可采用对合式组合碟形弹簧(9.3.6b);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(9.3.6c);碟形弹簧各种组合方式的特性线和计算公式,应符合表 9.3.6 的规定。

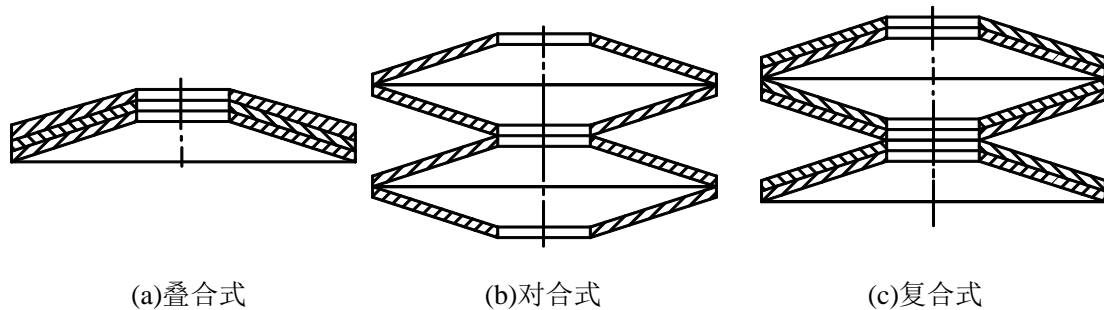
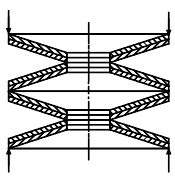
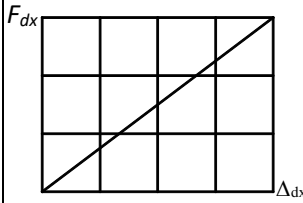


图 9.3.6 组合碟形弹簧

表 9.3.6 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 |
|-------|--|-----|---|----------------------------|
| 弹簧 | | | $F_{dx}=p$ $\Delta_{dx}=\Delta_2$ | $H_{dz}=H_d$ |
| 对合式组合 | | | $F_{dx}=p$ $\Delta_{dx}=n_t\Delta_2$ | $H_{dz}=n_tH_d$ |
| 叠合式组合 | | | $F_{dx}=n_t\mu p$ $\Delta_{dx}=\Delta_2$ | $H_{dz}=H_d+(n_t-1)\delta$ |

| | | | | |
|-------------------|---|---|---|---------------------------------------|
| 复合 式 组 合 |  |  | $F_{dx} = n_t \mu p$ $\Delta_{dx} = i \Delta_2$ | $H_{dz} = i [H_d + (n_t - 1) \delta]$ |
|-------------------|---|---|---|---------------------------------------|

- 注：1 μ 为摩擦系数，当两片叠合时取 0.85，三片叠合时取 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_{dz} 为碟形弹簧的自由高度。

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

II 迭板弹簧隔振器

9.3.8 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 9.3.8），板簧材料可采用 60Si₂Mn 或 50CrVA 弹簧钢。

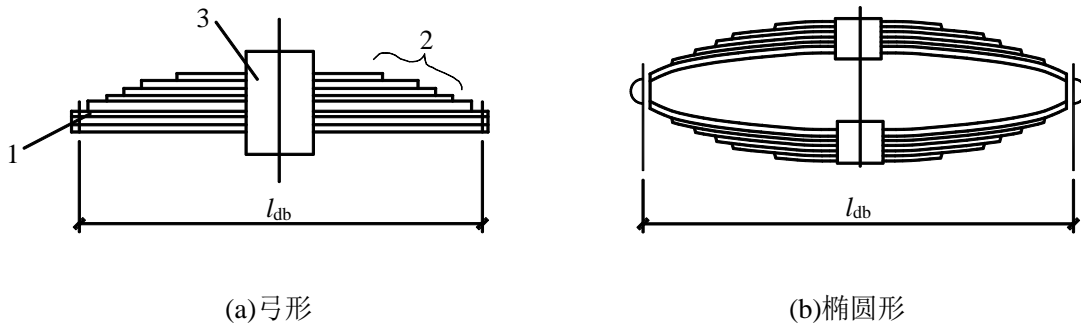


图 9.3.8 迭板弹簧隔振器

1-主板；2-副板；3-簧箍

9.3.9 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：

$$K_{db} = \frac{Eb_1\delta_1^3(3n_{dz} + 2n_{df})}{6\left[\frac{l_{db}}{2} - \frac{b_2}{6}\right]^3} \quad (9.3.9)$$

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_{dz} ——迭板弹簧主板片数；
 n_{df} ——迭板弹簧副板片数。

2 椭圆形弹簧的刚度，可取相同尺寸弓形迭板弹簧刚度的一半。

9.3.10 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：

$$\sigma_{\max} = \frac{3F_{\max} l_{\text{db}}}{2(n_{\text{dz}} + n_{\text{df}}) b_1 \delta_1^2} \quad (9.3.10-1)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{3F_{\min} l_{\text{db}}}{2(n_{\text{dz}} + n_{\text{df}}) b_1 \delta_1^2} \quad (9.3.10-2)$$

式中： σ_{\max} ——迭板弹簧验算的最大应力（N/m²）；

σ_{\min} ——迭板弹簧验算的最小应力（N/m²）；

F_{\max} ——迭板弹簧所承受的最大荷载（N）；

F_{\min} ——迭板弹簧所承受的最小荷载（N）。

9.3.11 迭板弹簧刚度的确定，应符合下列规定：

1 加荷载时，迭板弹簧的刚度可按下列公式计算：

$$K_{\text{db1}} = (1 + \varphi) K_{\text{db}} \quad (9.3.11-1)$$

$$\varphi = \frac{2(n_{\text{dz}} + n_{\text{df}} - 1) \mu \delta_1}{l_{\text{db}}} \quad (9.3.11-2)$$

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：

$$K_{\text{db2}} = (1 - \varphi) K_{\text{db}} \quad (9.3.11-3)$$

式中： K_{db2} ——卸荷载时迭板弹簧的刚度（N/m）。

9.3.12 迭板弹簧的当量粘性阻尼系数，可按下列公式计算：

$$C_{\varphi} = \frac{4\varphi F_{\text{db}}}{\pi \omega u} \quad (9.3.12)$$

式中： C_{φ} ——迭板弹簧的当量黏性阻尼系数（N s/m）；

F_{db} ——迭板弹簧振动时所承受的压力（N）；

u ——振动线位移（m）。

9.4 橡胶隔振器

9.4.1 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。

9.4.2 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。

9.4.3 橡胶隔振器的容许应力与容许应变, 可按表 9.4.3 采用:

表 9.4.3 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 $\times 10^4 (\text{N/m}^2)$ | | 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 40Hs 以上的指标。

9.4.4 橡胶隔振器的变形, 应符合下式要求:

$$\delta \leq (0.15 \sim 0.25) H_{yso} \quad (9.4.4-1)$$

$$\delta = \frac{F_{ys}}{K_{ys}} \quad (9.4.4-2)$$

式中: δ ——橡胶隔振器的竖向变形(m);

F_{ys} ——橡胶隔振器承受的荷载(N);

K_{ys} ——橡胶隔振器的刚度(N/m);

H_{yso} ——橡胶隔振器的有效高度(m), 可按(9.4.5-2)计算。

9.4.5 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 3 章的有关规定计算。

2 压缩型橡胶隔振的截面面积, 可按下式计算:

$$A_{ys} = \frac{F_{ys}}{[\sigma]} \quad (9.4.5-1)$$

式中: A_{ys} ——橡胶隔振器的截面面积(m²);

F_{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, 可按下式计算:

$$H_{yso} = \frac{E_d A_{ys}}{K_{ys}} \quad (9.4.5-2)$$

式中: 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 9.4.5 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, 可按下式计算:

$$H_{ys} = H_{yso} + \frac{B}{8} \quad (9.4.5-3)$$

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)。

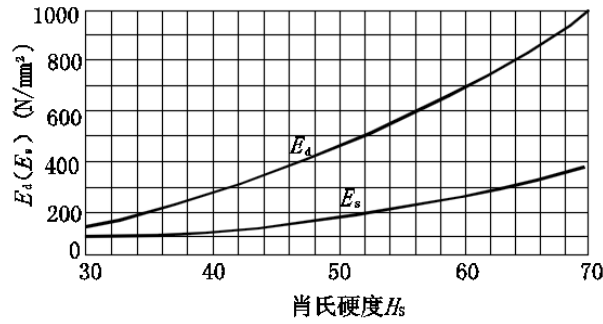


图 9.4.5 橡胶硬度与动、静弹性模量的关系曲线

9.4.6 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 9.4.6-1）的静刚度，可按式（9.4.6-1）计算。当受压面积与自由侧面积之比很小时，橡胶的静弹簧模量可取剪切模量的 3 倍。

$$K_{st} = \frac{2G_j H_{jq} b_j}{\delta_2} \quad (9.4.6-1)$$

$$G_j = 11.9 \times 10^{-4} e^{0.034 H_s} \quad (9.4.6-2)$$

式中：\$K_{st}\$——隔振器的静刚度(N/m)；
 \$\delta_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。

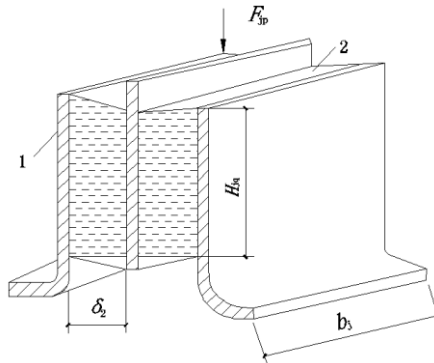


图 9.4.6-1 一般剪切型橡胶隔振器

1—钢板；2—橡胶

2 衬套结构的剪切型橡胶隔振器（图 9.4.6-2）的静刚度，可按下列公式计算：

1) 衬套高度不变的隔振器（图 9.4.6-2a）：

$$K_{st} = \frac{2\pi H_{ct1} G_j}{\ln(r_2 / r_1)} \quad (9.4.6-3)$$

2) 衬套高度随半径线性改变的隔振器（图 9.4.6-2b）：

$$K_{st} = \frac{2\pi(H_{ct2}r_2 - H_{ct3}r_1)G_j}{(r_2 - r_1)\ln(H_{ct2}r_2 / H_{ct3}r_1)} \quad (9.4.6-4)$$

3)切应力与半径无关的隔振器 (图 9.4.6-2c):

$$K_{st} = \frac{2\pi H_{ct3}r_2G_j}{r_2 - r_1} \quad (9.4.6-5)$$

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)。

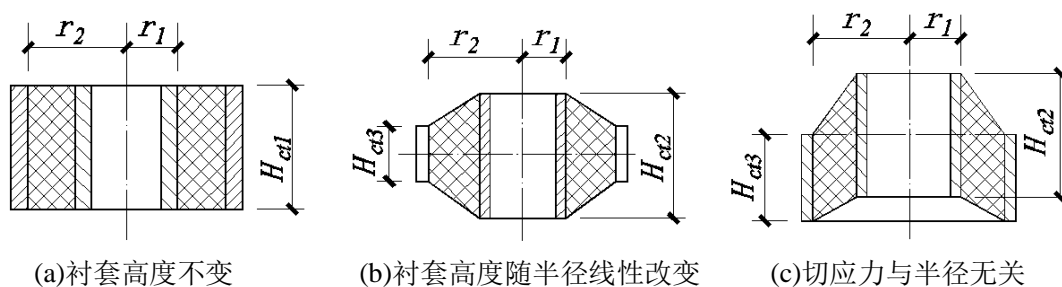


图 9.4.6-2 衬套结构的剪切型橡胶隔振器

9.4.7 压缩—剪切型橡胶隔振器 (图 9.4.7) 的静刚度, 可按下列公式计算:

$$K_{st} = \frac{A_{ys}}{H_j} (G_j \sin^2 \alpha + E_a \cos^2 \alpha) \quad (9.4.7-1)$$

$$E_a = G_j K_m \quad (9.4.7-2)$$

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)。

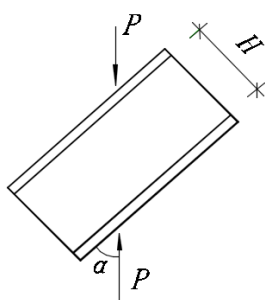


图 9.4.7 压缩—剪切型橡胶隔振器

9.4.8 橡胶的弹性模量转换因子, 可按图 9.4.8 采用。橡胶隔振器的形状因子, 可按下列式确定:

$$K_f = \frac{A_L}{A_F} \quad (9.4.8)$$

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

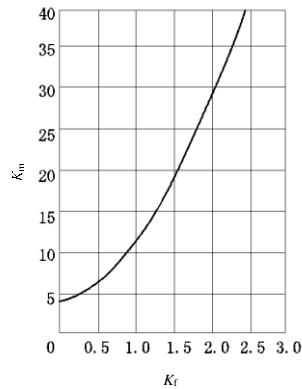


图 9.4.8 橡胶的弹性模量转换因子

9.4.9 竖向极限压应力和竖向刚度的变化率不应大于 30%。

9.4.10 橡胶隔振器的阻尼比宜取 0.07~0.10。

9.4.11 橡胶隔振器的老化、蠕变、疲劳等耐久性能，应符合表 9.4.11 的规定。

表 9.4.11 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 |

9.4.12 橡胶隔振器的各种相关性能，应符合表 9.4.12 的规定。

表 9.4.12 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 | |

9.5 调谐质量减振器

9.5.1 竖向工作的弹簧质量振子式调谐质量减振器可用于大跨度或大悬挑建筑、桥梁、设备和管道等减振（图 9.5.1）。

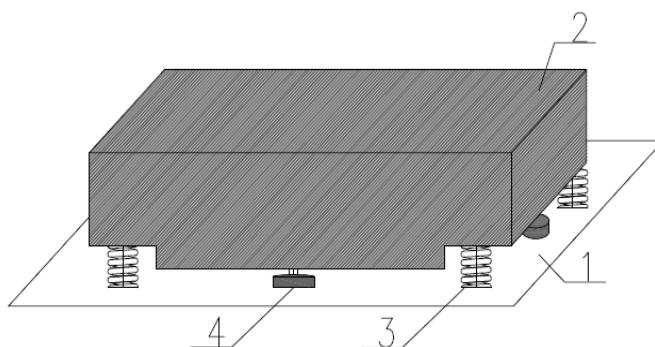


图 9.5.1 弹簧质量振子式调谐质量减振器

1- 主结构, 2- 质量块, 3- 弹簧, 4- 阻尼器

9.5.2 单摆式调谐质量减振器可用于高塔、烟囱和超高建筑等高耸结构的水平振动的控制（图 9.5.2），工作频率范围宜为 0.4Hz~3.0Hz。

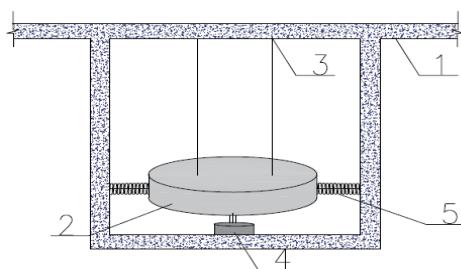


图 9.5.2 单摆式调谐质量减振器

1- 主结构, 2- 质量块, 3- 吊索, 4- 阻尼器, 5- 调频弹簧

9.5.3 调谐质量减振器宜布置在主结构所控制振型的峰值处。

9.5.4 调谐质量减振器设计，应符合下列要求：

- 1 调谐质量减振器应依据工程性能要求，并结合现场安装条件进行设计。
- 2 调谐质量减振器运动部分与周围结构间应预留安全距离，并宜设置缓冲装置或限位、锁定装置。
- 3 调谐质量减振器产品应根据所要求的参数调节范围设置相应的调节方式，并留有足够的空间和位置。

9.5.5 调谐质量减振器的调谐频率和阻尼比，应按下列公式计算：

$$f_{TMD} = \bar{f} / (1 + \mu) \quad (9.5.5-1)$$

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (9.5.5-2)$$

$$\mu = m_D / m_H \quad (9.5.5-3)$$

式中： f_{TMD} ——最佳调谐频率(Hz)；

\bar{f} ——主结构所控制振型的频率(Hz)；

ζ_{opt} ——最佳阻尼比；

μ ——调谐质量减振器的质量比；

m_D ——调谐质量(kg)；

m_H ——主结构质量(kg)。

调谐质量减振器附加质量 m_D 的选取应综合考虑减振效果、结构强度和成本等因素的限制。

9.5.6 调谐质量减振器的材料，应符合下列要求：

- 1 主要金属结构件宜采用碳素结构钢，其性能应符合现行国家标准《碳素结构钢》GB/T700 的规定，并进行防锈防火处理。
- 2 弹簧材料的选材，可参照圆柱螺旋弹簧隔振器中弹簧材料的选取原则；有防腐要求时，宜选择不锈钢弹簧钢丝或圆钢。
- 3 可采用粘滞阻尼、材料阻尼、电涡流阻尼和摩擦阻尼等。

9.5.7 除特殊规定外，调谐质量减振器在下列环境下应能正常工作：

- 1 工作温度：-20℃ 至+50℃。
- 2 最大相对湿度：99%。
- 3 环境介质中允许存在紫外线、臭氧、油雾和凝露等。

9.6 空气弹簧隔振器

9.6.1 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 隔振体系质心发生变化而支撑面不得倾斜时。

9.6.2 空气弹簧隔振器、气浮式隔振系统可用于动力机器的主动隔振，气浮式隔振系统可用于精密仪器设备的被动隔振。

9.6.3 隔振设计时，空气弹簧隔振器、空气弹簧隔振装置或气浮式隔振系统应具备下列资料：

- 1 采用空气弹簧隔振器时，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) 气密性参数，且应满足 24h 气压下降量不大于 0.02MPa 的要求；
 - 8) 不同工作气压时竖向和横向的动刚度、动刚度曲线及相关试验报告；
 - 9) 三向刚度中心的位置；
 - 10) 竖向振动时阻尼特性变化范围及相关试验报告；
 - 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、调平时间、调平精度和安装要求；
 - 2) 横向阻尼器的阻尼值及其变化范围、安装要求及相关试验报告；
 - 3) 控制柜的外形尺寸、功能及安装要求；
 - 4) 气源设备的组成、供气压力及气体洁净度等级。

3 采用气浮式隔振系统时，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、质心位置和安装要求；
- 2) 隔振性能。

9.6.4 空气弹簧隔振器的胶囊形式，可根据隔振设计的要求，按下列规定选用：

- 1 当要求横向刚度小于竖向刚度时，胶囊宜选用滑膜式或多曲囊式胶囊，但多曲囊式不宜大于 3 曲。
- 2 当要求空气弹簧竖向刚度小于横向刚度，胶囊宜选择约束膜式或单曲囊式胶囊。
- 3 当要求横向与竖向刚度相近时，胶囊宜选择自由膜式。

9.6.5 空气弹簧隔振器的气源设备配置，应符合下列要求：

- 1 采用空气弹簧隔振器时，可采用手动充气设备。
- 2 采用小型空气弹簧隔振装置和小型气浮式隔振系统时，可采用氮气瓶供气。
- 3 采用大、中型空气弹簧隔振装置或气浮式隔振系统时，可采用空气压缩设备。

9.6.6 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。

9.6.7 空气弹簧的竖向刚度，可按下列公式计算：

$$K_v = C_{kt}(p_{kt} + p_a) \frac{A_{kt}^2}{V_{kt}} + a_{kt} p_{kt} A_{kt} \quad (9.6.7-1)$$

$$A_{kt} = \pi R_n^2 \quad (9.6.7-2)$$

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（m³）；
 A_{kt} ——空气弹簧的有效面积（m²）；
 a_{kt} ——竖向形状系数（1/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 ——空气弹簧胶囊的有效半径（m）。

9.6.8 胶囊的竖向形状系数可按下列公式计算：

1 囊式空气弹簧胶囊（图 9.6.8-1），可按下列公式计算：

$$\alpha_{kt} = \frac{1}{n_q R_n} \cdot \frac{\cos\theta + \frac{\pi\theta}{180} \sin\theta}{\sin\theta - \frac{\pi\theta}{180} \cos\theta} \quad (9.6.8-1)$$

式中： n_q ——胶囊曲数；
 θ ——胶囊圆弧角度的一半（°）。

2 自由膜式空气弹簧胶囊（图 9.6.8-2），可按下列公式计算：

$$\alpha_{kt} = \frac{1}{R_n} \cdot \frac{\sin\theta \cos\theta + \frac{\pi\theta}{180} (\sin^2\theta - \cos^2\theta)}{\sin\theta \left(\sin\theta - \frac{\pi\theta}{180} \cos\theta \right)} \quad (9.6.8-2)$$

式中： φ ——胶囊圆弧（过圆心的）平分线与空气弹簧中心线的夹角（ $^{\circ}$ ）。

3 约束膜式空气弹簧胶囊（图 9.6.8-3），可按下式计算：

$$\alpha_{kt} = -\frac{1}{R_n} \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \beta_1) + \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1 + \beta_1)}{180} \right] \sin\alpha_1 \sin\beta_1}{1 + \cos(\alpha_1 + \beta_1) + \frac{1}{2} \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1 + \beta_1)}{180} \right] \sin(\alpha_1 + \beta_1)} \quad (9.6.8-3)$$

式中： α_1 ——内约束环与平分胶囊圆弧的垂直线的夹角（ $^{\circ}$ ）；

β_1 ——外约束环与平分胶囊圆弧的垂直线的夹角（ $^{\circ}$ ）。

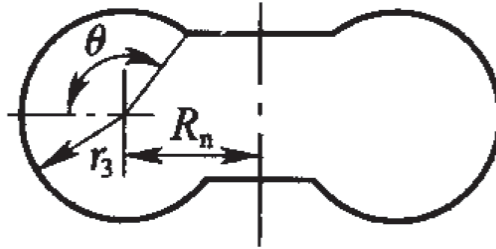


图 9.6.8-1 囊式空气弹簧胶囊

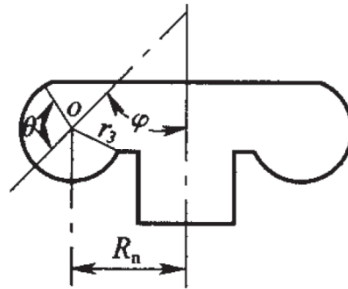


图 9.6.8-2 自由膜式空气弹簧胶囊

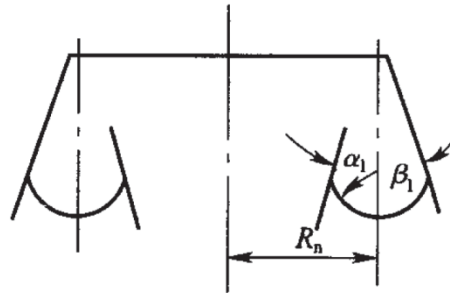


图 9.6.8-3 约束膜式空气弹簧胶囊

9.6.9 空气弹簧的横向刚度，应符合下列规定：

1 囊式空气弹簧横向刚度的确定，应符合下列规定：

1) 囊式空气弹簧的弯曲刚度，可按下列公式计算：

$$K_b = \frac{1}{2} \alpha_{nk} \pi p_{kt} R_n^3 (R_n + r_3 \cos\theta) \quad (9.6.9-1)$$

$$\alpha_{nk} = \frac{1}{R_n} \cdot \frac{\cos\theta + \frac{\pi\theta}{180} \sin\theta}{\sin\theta - \frac{\pi\theta}{180} \cos\theta} \quad (9.6.9-2)$$

式中： K_b ——囊式空气弹簧的弯曲刚度（N·m）；

α_{nk} ——竖向形状系数（1/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，可按下列公式计算：

$$K_s = \frac{45}{4} \cdot \frac{1}{r_3 \theta} \rho n_{1x} E_f (R_n + r_3 \cos \theta) \sin^2 2\psi \quad (9.6.9-3)$$

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_{1x} ——帘线的层数，宜采用偶数；

E_f ——一根帘线的断面面积和其弹性模量的乘积（N）；

ϕ ——帘线与径线间的角度（°）。

3) 囊式空气弹簧的横向刚度，可按下列公式计算：

$$K_h = \left\{ \frac{n_{1x}}{K_s} + \frac{[(n_{1x}-1)(h_2+h_3+\frac{F_{kt}}{K_s})]^2}{(2K_b+\frac{F_{kt}^2}{2K_s})-F_{kt}(n_{1x}-1)(h_2+h_3+\frac{F_{kt}}{K_s})} \right\}^{-1} \quad (9.6.9-4)$$

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）；

F_{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，可按下列公式计算：

$$K_{zk} = \alpha_{zk} F_{kt} A_{kt} + K_r \quad (9.6.9-5)$$

$$\alpha_{zk} = \frac{1}{2R_n} \cdot \frac{\sin \theta \cos \theta + \frac{\pi \theta}{180} (\sin^2 \theta - \sin^2 \varphi)}{\sin \theta (\sin \theta - \frac{\pi \theta}{180} \cos \theta)} \quad (9.6.9-6)$$

式中： K_{zk} ——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 (9.6.9-5) 计算；约束膜式空气弹簧的横向形状系数可按下列公式计算：

$$\alpha_{rk} = \frac{1}{2R_n} \cdot \frac{-\sin(\alpha_1+\beta_1) + \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1+\beta_1)}{180} \right] \cos \alpha_1 \cos \beta_1}{1 + \cos(\alpha_1+\beta_1) + \frac{1}{2} \left[\pi + \frac{\pi(\alpha_1+\beta_1)}{180} \right] \sin(\alpha_1+\beta_1)} \quad (9.6.9-7)$$

9.7 粘流体阻尼器

9.7.1 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 当粘流体在 20℃ 时的运动粘度等于或大于 20m²/s 时，可采用片型阻尼器。

9.7.2 片型阻尼器的阻尼系数确定，应符合下列规定：

1 单片型阻尼器(图 9.7.2-1)的阻尼系数，可按下列公式计算：

$$C_{zx} = 2 \frac{\mu_n \delta_s A_n^2}{L_s t^2} \quad (9.7.2-1)$$

$$C_{zy} = 2 \frac{\mu_n A_n}{d_s} \quad (9.7.2-2)$$

$$C_{zz} = 2 \frac{\mu_n A_n}{d_s} \quad (9.7.2-3)$$

式中： C_{zx} ——阻尼器沿 x 轴向振动时的阻尼系数(N s/m)；

C_{zy} ——阻尼器沿 y 轴向振动时的阻尼系数(N s/m)；

C_{zz} ——阻尼器沿 z 轴向振动时的阻尼系数(N 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•s /m²)；

A_n ——单片型阻尼器动片与粘流体接触面的单侧面积(m²)；

d_s ——单片型阻尼器动片与定片之间距离(m)。

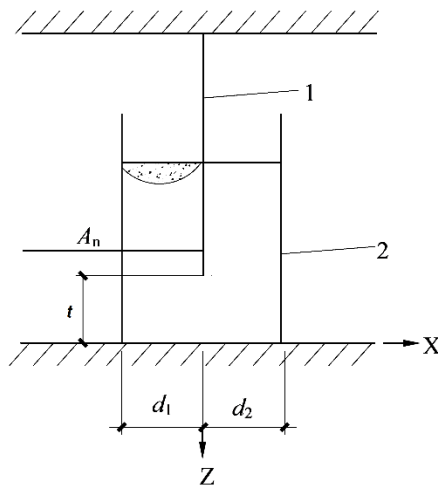


图 9.7.2-1 单片型阻尼器

1—动片；2—定片

2 多片型阻尼器（图 9.7.2-2）的阻尼系数，可按下列公式计算：

$$C_{zx} = 2 \mu_n \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{mi} A_{ni}^2}{L_{mi} t_i^3} \quad (9.7.2-4)$$

$$C_{zy} = 2 \mu_n \sum_{i=1}^n \frac{A_{ni}}{d_{mi}} \quad (9.7.2-5)$$

$$C_{zz} = 2 \mu_n \sum_{i=1}^n \frac{A_{ni}}{d_{mi}} \quad (9.7.2-6)$$

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)；
 A_{ni} ——多片型阻尼器动片与粘流体接触面的单侧面积(m²)；
 d_{mi} ——多片型阻尼器动片与定片之间的距离(m)。

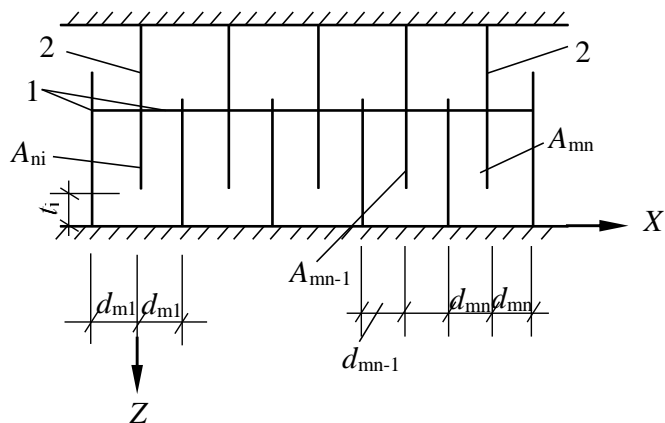


图 9.7.2-2 多片型阻尼器

1—定片；2—动片

3 多动片型阻尼器（图 9.7.2-3）的阻尼系数，可按下列公式计算：

$$C_{zx} = 2\mu_n \frac{\delta_s A_{ni}^2 \sum_{i=1}^n \beta d_{mi}}{L_{mi} t^3} \quad (9.7.2-7)$$

$$C_{zy} = 2\mu_n \frac{\sum_{i=1}^n A_{ni}}{d_{mi}} \quad (9.7.2-8)$$

$$C_{zz} = 2\mu_n \frac{\sum_{i=1}^n A_{ni}}{d_{mi}} \quad (9.7.2-9)$$

式中： β ——计算系数，可按表 9.7.2 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 9.7.2 计算系数 β 值

| 运动粘数 | β |
|-----------|---------|
| ≤ 10 | 1.5 |
| 20 | 2.0 |
| > 20 | 由试验确定 |

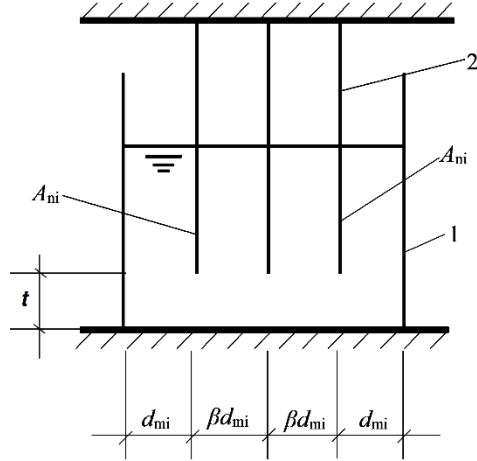


图 9.7.2-3 多动片型阻尼器

1—定片；2—动片

4 内锥不封底的圆锥片型阻尼器 (图 9.7.2-4)的阻尼系数, 可按下列公式计算:

$$C_{zx} = \frac{2\mu_n l_n^3 r_n}{d_{mi}^3} \sin^2 \alpha_2 \quad (9.7.2-10)$$

$$C_{zz} = \frac{2\pi\mu_n l_n^3 r_n}{d_{mi}^3} \cos^2 \alpha_2 \quad (9.7.2-11)$$

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

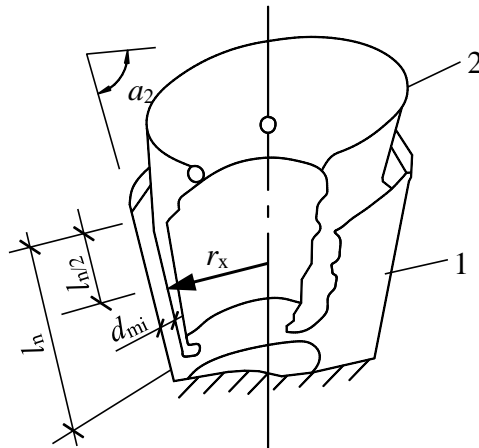


图 9.7.2-4 圆锥片型阻尼器

1—定片；2—动片

9.7.3 活塞柱形阻尼器 (图 9.7.3) 的阻尼系数, 可按下列公式计算:

$$C_{zz} = 12 \frac{\mu_n h_{hs} A_{hs}^2}{\pi d_{hs} d_h^s} \quad (9.7.3)$$

式中: d_{hs} ——活塞柱直径(m);
 h_{hs} ——活塞高度(m);

A_{hs} ——活塞底面面积(m^2);
 d_h ——活塞动片与静片之间的距离(m)。

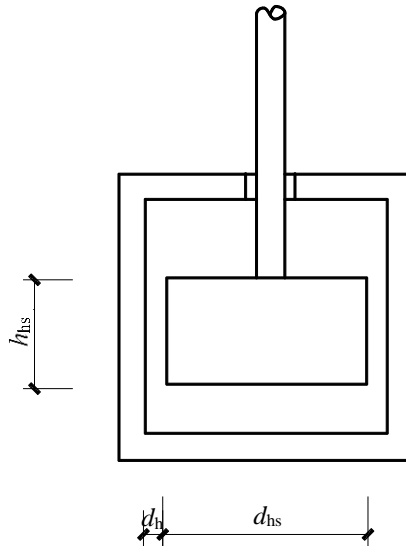


图 9.7.3 活塞柱型阻尼器

9.7.4 隔振体系的阻尼比，可按下列公式计算：

$$\zeta_x = \frac{C_{zx}}{2\sqrt{K_x m}} \quad (9.7.4-1)$$

$$\zeta_y = \frac{C_{zy}}{2\sqrt{K_y m}} \quad (9.7.4-2)$$

$$\zeta_z = \frac{C_{zz}}{2\sqrt{K_z m}} \quad (9.7.4-3)$$

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{C_{\varphi x}}{2\sqrt{K_{\varphi x} J_x}} \quad (9.7.4-4)$$

$$\zeta_{\varphi y} = \frac{C_{\varphi y}}{2\sqrt{K_{\varphi y} J_y}} \quad (9.7.4-5)$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{C_{\varphi z}}{2\sqrt{K_{\varphi z} J_z}} \quad (9.7.4-6)$$

9.7.5 粘流体材料的动力粘度，可按下列公式计算：

$$\mu_n = V_n \rho_n \quad (9.7.5)$$

式中： V_n ——粘流体的运动粘度 (m^2/s);

ρ_n ——粘流体的密度 ($N \cdot s^2/m^4$)。

9.7.6 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，宜设置在动位移较大的位置，并对称于隔振器的刚度中心布置，阻尼器两端应与基础和隔振台座可靠连接。
- 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。多片型阻尼器、多动片型阻尼器各空腔间应设置通气气孔，静片各腔室间也应设置通气孔。
- 5 有限位要求时，阻尼器的变形范围不得小于限位设计值。
- 6 当阻尼器用于管道减振时，阻尼器的变形范围应考虑工作温度变化导致的位移。
- 7 阻尼器使用寿命、防腐要求应与隔振器相当。
- 8 单、多片型或多动片型阻尼器宜设置防尘密封套。

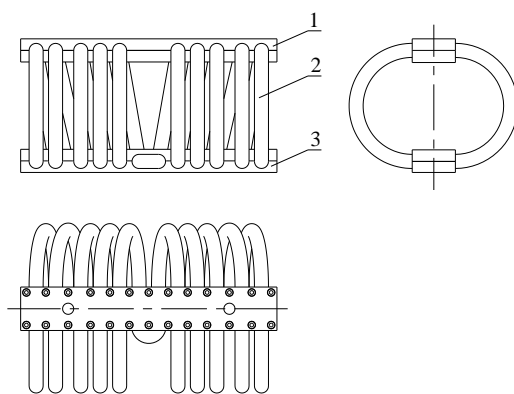
9.8 钢丝绳隔振器

9.8.1 下列情况下，可采用钢丝绳隔振器：

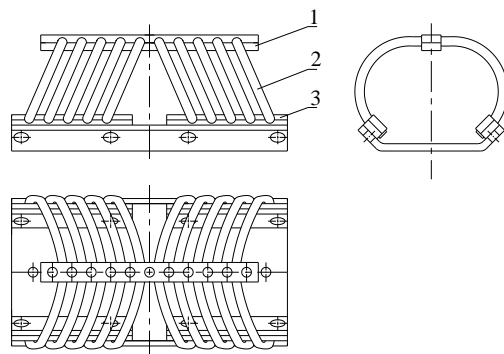
- 1 有耐油、耐海水、耐臭氧及溶剂侵蚀苛刻要求时。
- 2 高温或低温时。
- 3 冲击或振动中伴随有冲击时。
- 4 隔振器安装空间受限制时。

9.8.2 钢丝绳隔振器的选材，应根据其使用环境，满足国家现行有关标准的要求。

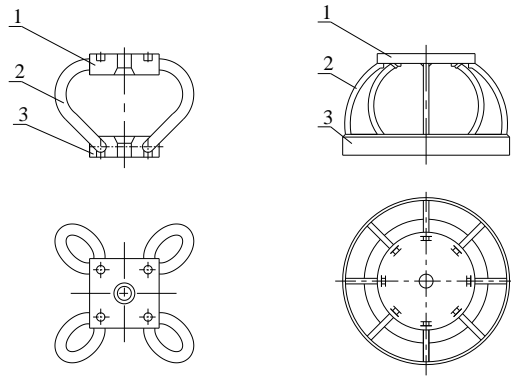
9.8.3 钢丝绳隔振器的基本结构形式，可采用螺旋形、拱形和灯笼形（图 9.8.3）。



(a) 螺旋形钢丝绳隔振器



(b) 拱形钢丝绳隔振器



(c) 灯笼形钢丝绳隔振器

图 9.8.3 钢丝绳隔振器的基本结构形式

1-上夹板；2-钢丝绳；3-下夹板

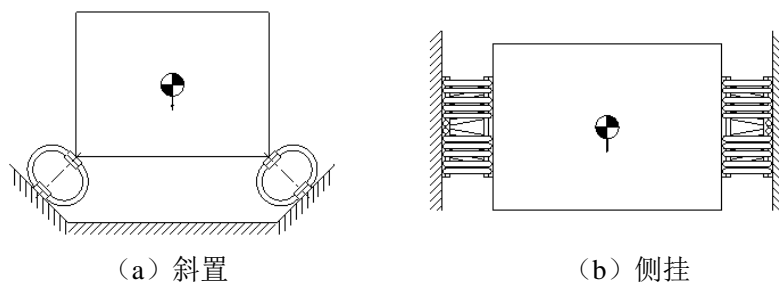
9.8.4 钢丝绳隔振器选用时，除应具备 9.1.2 条规定的性能参数外，尚应具备钢丝绳隔振器的尺寸、质量等参数。当使用于冲击或振动中伴随有冲击的环境时，还应具备钢丝绳隔振器的最大动变形参数。

9.8.5 隔振设计时，钢丝绳隔振器应选用定型产品，当定型产品不能满足设计要求时，可另行试制，其性能参数应按现行国家标准《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》GB/T 15168 的要求进行测试。

9.8.6 应根据隔振对象质量，确定钢丝绳隔振器的竖向额定荷载设计值与数量，由隔振器的竖向额定荷载选择隔振器规格型号。

9.8.7 同一隔振体系中，各方向采用的钢丝绳隔振器规格型号宜相同。

9.8.8 钢丝绳隔振器的基本安装方式除了图 3.1.3 中的规定外，也可采用斜置、侧挂等方式（图 9.8.8）。



(a) 斜置

(b) 侧挂

图 9.8.8 钢丝绳隔振器的安装方式

9.8.9 隔振体系质量中心和刚度中心宜一致，偏心量不应超过隔振器支承最大跨距的 10%。

9.8.10 钢丝绳隔振器用于冲击环境隔振设计时，冲击变形值不应大于最大动变形设计值。

9.9 电涡流阻尼器

9.9.1 隔振体系中，电涡流阻尼器的结构选型，应根据隔振对象的类型、振动速度、所需的

阻尼系数等综合因素，按下列规定选择：

- 1 稳态振动机器的主动隔振，可采用板型或管型电涡流阻尼器。
- 2 冲击式或随机振动隔振，可采用板型、管型或旋转型电涡流阻尼器。
- 3 水平振动主动隔振，可采用板型或管型电涡流阻尼器。
- 4 被动隔振，可采用板型、管型或旋转型电涡流阻尼器。

9.9.2 板型电涡流阻尼器的阻尼系数，可按下列式计算：

$$C_{xy} = \frac{1}{2} \eta \sigma B_z^2 t A \quad (9.9.2)$$

式中： C_{xy} ——阻尼器在 xy 平面内振动时的阻尼系数（ $N \cdot s/m$ ）；

η ——修正系数，根据试验测得；

σ ——导体板材料的电导率（ S/m ）；

B_z ——在导体板表面测得的磁感应强度最大竖向分量（ T ）；

t ——导体板厚度（ m ）；

A ——永磁体在导体板上的投影面积（ m^2 ）。

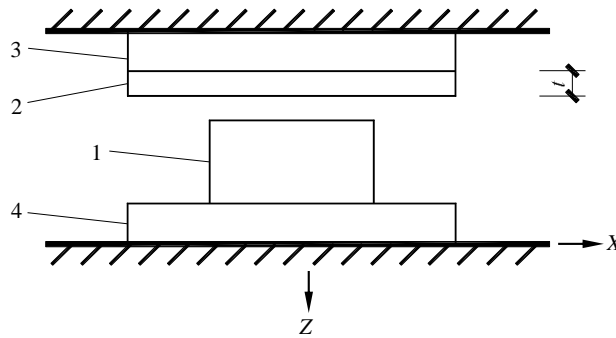


图 9.9.2 板型电涡流阻尼器

1-永磁体；2-导体板；3-导磁铁板；4-导磁铁板

9.9.3 管型电涡流阻尼器的阻尼系数，可按下列式计算：

$$C_z = \frac{1}{2} \eta \sigma B_r^2 t \pi D h \quad (9.9.3)$$

式中： C_z ——阻尼器沿 Z 轴向振动时的阻尼系数（ $N \cdot s/m$ ）；

η ——修正系数，根据试验测得；

σ ——导体管材料的电导率（ S/m ）；

B_r ——在导体管内表面测得的磁感应强度最大径向分量（ T ）；

t ——导体管厚度（ m ）；

D ——导体管的内径（ m ）；

h ——永磁体与极靴的总高度（ m ）。

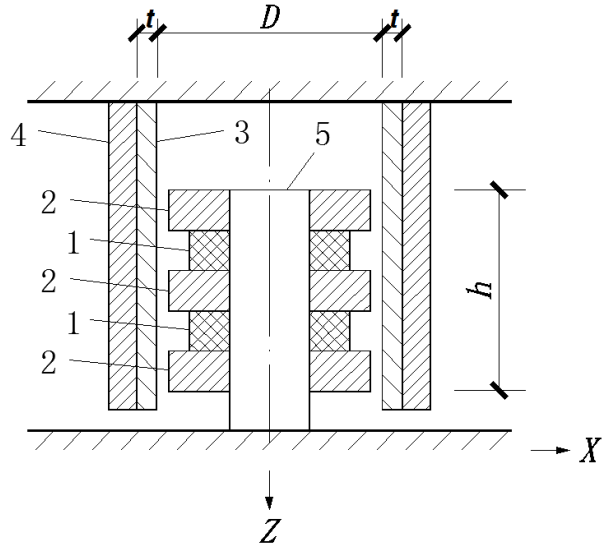


图 9.9.3 管型电涡流阻尼器

1-永磁体；2-极靴；3-导体管；4-导磁管；5-不导磁轴

9.9.4 旋转型电涡流阻尼器的阻尼系数，可按下列公式计算：

$$C_{\tau} = \frac{1}{2} \eta \sigma B_r^2 t A \quad (9.9.4-1)$$

$$C_z = \frac{1}{\eta_b} C_{\tau} \left(\frac{\pi D}{L} \right)^2 \quad (9.9.4-2)$$

式中： C_{τ} ——阻尼器旋转部分的切向阻尼系数（N s/m）；

η ——修正系数，根据试验测得；

σ ——导体管材料的电导率（S/m）；

B_r ——在导体管内表面测得的磁感应强度最大径向分量（T）；

t ——导体厚度（m）；

A ——永磁体在导体管上的投影面积（m²）；

C_z ——阻尼器沿 Z 轴向振动时的阻尼系数（N s/m）；

η_b ——滚珠丝杠的传动效率，一般取 0.85~0.95；

D ——永磁体与导体相对旋转的直径（m）；

L ——滚珠丝杠的导程（m）。

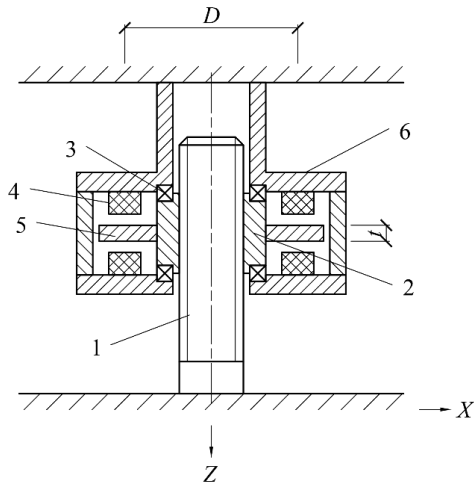


图 9.9.4 旋转型电涡流阻尼器

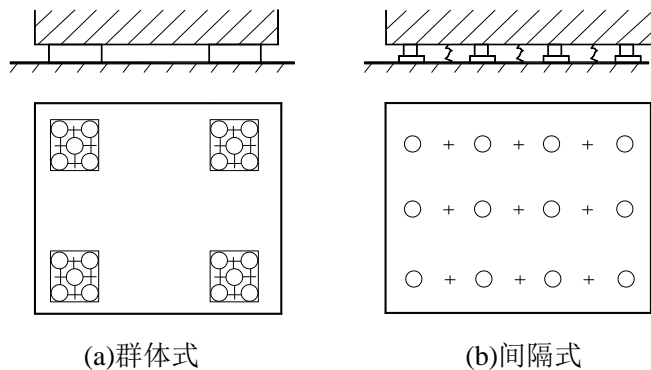
1-滚珠丝杠；2-滚珠螺母；3-轴承；4-永磁体；5-导体板；6-导磁铁板

9.9.5 电涡流阻尼器的设计，除满足 9.7.6 节 1~3 条之外，应符合下列要求：

- 1 永磁体应优化布置，以提高磁场利用率。
- 2 应有可靠的导向装置或结构保证永磁体与导体之间的空气间隙不随运动改变。
- 3 旋转型电涡流阻尼器，滚珠丝杠使用不宜超过 30 年。

9.10 组合隔振器

9.10.1 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 9.10.1）。



(a)群体式

(b)间隔式

图 9.10.1 隔振器组合形式

+- 弹簧；○-橡胶

9.10.2 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 9.10.2 a、b)，可按下列公式计算：

$$K_{Zh} = K_{ZR} + K_{ZS} \quad (9.10.2-1)$$

$$\zeta_{Zh} = \frac{\zeta_S K_{ZS} + \zeta_R K_{ZR}}{K_{ZS} + K_{ZR}} \quad (9.10.2-2)$$

2 串联组合隔振器 (图 9.10.2c), 可按下列公式计算:

$$K_{zh} = \frac{K_{zs}K_{zr}}{K_{zs}+K_{zr}} \quad (9.10.2-3)$$

$$\zeta_{zh} = \frac{\zeta_s K_{zr} + \zeta_r K_{zs}}{K_{zs}+K_{zr}} \quad (9.10.2-4)$$

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。

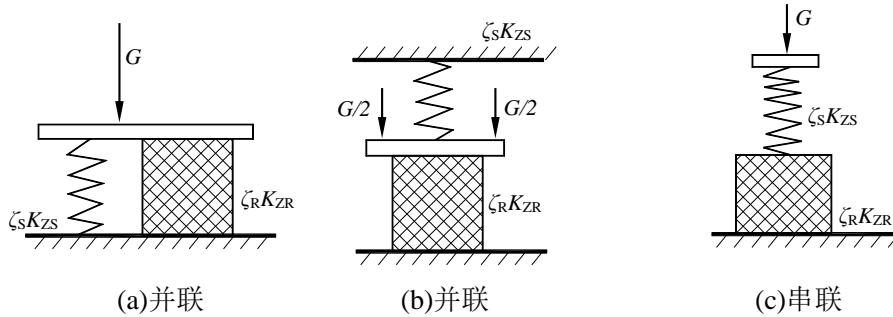


图 9.10.2 并联、串联组合隔振器示意图

9.10.3 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9.10.3), 支垫的高度可按下列公式计算:

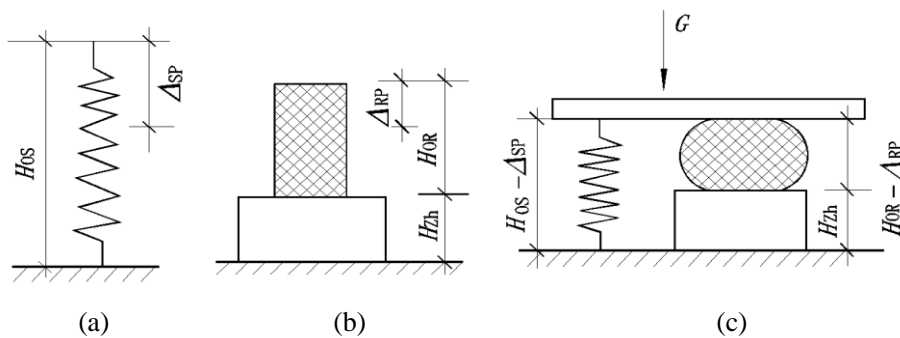


图9.10.3 并联组合隔振器原件的支垫高度示意

$$H_{zh} = H_{os} - H_{or} - \Delta_{sp} + \Delta_{rp} \quad (9.10.3-1)$$

$$\Delta_{sp} = \frac{F_s}{K_{zs}} \quad (9.10.3-2)$$

$$\Delta_{rp} = \frac{F_r}{K_{zr}} \quad (9.10.3-3)$$

$$F_S = 1.5[A]K_{ZS} \quad (9.10.3-4)$$

$$F_R = G - F_S \quad (9.10.3-5)$$

式中： H_{ZH} ——支垫的高度（m）；

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经历变形；

Δ_{RP} ——橡胶隔振器的静力变形（m）；

F_S ——圆柱螺旋弹簧隔振器承受的压力；

F_R ——橡胶隔振器承受的压力；

G ——隔振体系的总重力（N）。

附录 A 有阻尼系统脉冲作用下传递率 η

A.0.1 有阻尼系统在后峰齿形脉冲作用下传递率可按表 A.0.1 采用。

表 A.0.1 后峰齿形脉冲作用下传递率 η

| ζ 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 |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.05 | 0.1568 | 0.1452 | 0.1352 | 0.1263 | 0.1184 | 0.1115 | 0.1052 | 0.0996 | 0.0944 | 0.0898 | 0.0856 |
| 0.10 | 0.3107 | 0.2881 | 0.2681 | 0.2505 | 0.2350 | 0.2212 | 0.2087 | 0.1975 | 0.1874 | 0.1783 | 0.1698 |
| 0.15 | 0.4598 | 0.4261 | 0.3966 | 0.3708 | 0.3477 | 0.3273 | 0.3090 | 0.2924 | 0.2774 | 0.2639 | 0.2514 |
| 0.20 | 0.6012 | 0.5574 | 0.5189 | 0.4851 | 0.4551 | 0.4283 | 0.4045 | 0.3829 | 0.3633 | 0.3455 | 0.3294 |
| 0.25 | 0.7331 | 0.6796 | 0.6329 | 0.5919 | 0.5555 | 0.5229 | 0.4938 | 0.4676 | 0.4438 | 0.4223 | 0.4027 |
| 0.30 | 0.8530 | 0.7913 | 0.7373 | 0.6896 | 0.6474 | 0.6099 | 0.5761 | 0.5457 | 0.5183 | 0.4933 | 0.4705 |
| 0.35 | 0.9595 | 0.8907 | 0.8303 | 0.7771 | 0.7301 | 0.6881 | 0.6504 | 0.6165 | 0.5859 | 0.5580 | 0.5325 |
| 0.40 | 1.0512 | 0.9765 | 0.9111 | 0.8535 | 0.8024 | 0.7570 | 0.7162 | 0.6794 | 0.6461 | 0.6158 | 0.5882 |
| 0.45 | 1.1267 | 1.0477 | 0.9787 | 0.9180 | 0.8641 | 0.8160 | 0.7729 | 0.7341 | 0.6989 | 0.6669 | 0.6377 |
| 0.50 | 1.1854 | 1.1040 | 1.0328 | 0.9702 | 0.9146 | 0.8651 | 0.8206 | 0.7804 | 0.7441 | 0.7110 | 0.6807 |
| 0.55 | 1.2271 | 1.1450 | 1.0734 | 1.0103 | 0.9543 | 0.9043 | 0.8594 | 0.8189 | 0.7820 | 0.7485 | 0.7177 |
| 0.60 | 1.2516 | 1.1709 | 1.1005 | 1.0385 | 0.9834 | 0.9341 | 0.8898 | 0.8496 | 0.8131 | 0.7797 | 0.7490 |
| 0.65 | 1.2596 | 1.1825 | 1.1151 | 1.0556 | 1.0026 | 0.9552 | 0.9123 | 0.8734 | 0.8378 | 0.8052 | 0.7751 |
| 0.70 | 1.2521 | 1.1805 | 1.1179 | 1.0625 | 1.0129 | 0.9683 | 0.9279 | 0.8909 | 0.8569 | 0.8256 | 0.7965 |
| 0.75 | 1.2306 | 1.1667 | 1.1105 | 1.0605 | 1.0156 | 0.9748 | 0.9374 | 0.9030 | 0.8712 | 0.8415 | 0.8139 |
| 0.80 | 1.1971 | 1.1428 | 1.0946 | 1.0514 | 1.0120 | 0.9757 | 0.9421 | 0.9108 | 0.8814 | 0.8539 | 0.8279 |
| 0.85 | 1.1541 | 1.1111 | 1.0724 | 1.0368 | 1.0036 | 0.9725 | 0.9430 | 0.9150 | 0.8885 | 0.8632 | 0.8391 |
| 0.90 | 1.1045 | 1.0744 | 1.0460 | 1.0187 | 0.9923 | 0.9664 | 0.9413 | 0.9168 | 0.8931 | 0.8702 | 0.8481 |
| 0.95 | 1.0518 | 1.0355 | 1.0179 | 0.9991 | 0.9793 | 0.9589 | 0.9380 | 0.9170 | 0.8961 | 0.8755 | 0.8553 |
| 1.00 | 1.0000 | 0.9966 | 0.9878 | 0.9751 | 0.9597 | 0.9426 | 0.9243 | 0.9055 | 0.8864 | 0.8673 | 0.8484 |

- 注：1 t_0 为脉冲力的作用时间；
 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，传递率可采用线性插入法取值；
 4 T_{nk} 角标中的 k ，单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ；双自由度耦合振动时代表振型 1 和 2。

A.0.2 有阻尼系统在对称三角形脉冲作用下传递率可按表 A.0.2 采用。

表 A.0.2 对称三角形脉冲作用下传递率 η

| ζ 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 |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.05 | 0.1568 | 0.1453 | 0.1352 | 0.1264 | 0.1185 | 0.1115 | 0.1053 | 0.0996 | 0.0945 | 0.0899 | 0.0856 |
| 0.10 | 0.3116 | 0.2887 | 0.2688 | 0.2512 | 0.2356 | 0.2217 | 0.2092 | 0.1980 | 0.1879 | 0.1786 | 0.1702 |
| 0.15 | 0.4626 | 0.4287 | 0.3990 | 0.3729 | 0.3498 | 0.3291 | 0.3106 | 0.2940 | 0.2789 | 0.2652 | 0.2527 |
| 0.20 | 0.6079 | 0.5634 | 0.5244 | 0.4901 | 0.4597 | 0.4326 | 0.4083 | 0.3864 | 0.3666 | 0.3486 | 0.3321 |
| 0.25 | 0.7458 | 0.6912 | 0.6434 | 0.6013 | 0.5640 | 0.5307 | 0.5009 | 0.4741 | 0.4498 | 0.4277 | 0.4076 |

| | | | | | | | | | | | |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.30 | 0.8747 | 0.8106 | 0.7546 | 0.7052 | 0.6615 | 0.6225 | 0.5876 | 0.5561 | 0.5276 | 0.5017 | 0.4781 |
| 0.35 | 0.9931 | 0.9203 | 0.8567 | 0.8007 | 0.7511 | 0.7068 | 0.6672 | 0.6315 | 0.5992 | 0.5699 | 0.5431 |
| 0.40 | 1.0997 | 1.0191 | 0.9487 | 0.8867 | 0.8318 | 0.7829 | 0.7390 | 0.6995 | 0.6638 | 0.6314 | 0.6019 |
| 0.45 | 1.1934 | 1.1059 | 1.0295 | 0.9623 | 0.9028 | 0.8498 | 0.8023 | 0.7596 | 0.7209 | 0.6858 | 0.6539 |
| 0.50 | 1.2732 | 1.1800 | 1.0985 | 1.0269 | 0.9635 | 0.9071 | 0.8567 | 0.8113 | 0.7703 | 0.7331 | 0.6992 |
| 0.55 | 1.3390 | 1.2411 | 1.1558 | 1.0808 | 1.0146 | 0.9556 | 0.9029 | 0.8555 | 0.8127 | 0.7739 | 0.7386 |
| 0.60 | 1.3919 | 1.2908 | 1.2027 | 1.1254 | 1.0570 | 0.9963 | 0.9420 | 0.8931 | 0.8491 | 0.8091 | 0.7727 |
| 0.65 | 1.4337 | 1.3305 | 1.2406 | 1.1617 | 1.0921 | 1.0301 | 0.9748 | 0.9251 | 0.8802 | 0.8395 | 0.8024 |
| 0.70 | 1.4657 | 1.3614 | 1.2706 | 1.1909 | 1.1206 | 1.0581 | 1.0022 | 0.9520 | 0.9067 | 0.8656 | 0.8281 |
| 0.75 | 1.4891 | 1.3845 | 1.2936 | 1.2138 | 1.1434 | 1.0808 | 1.0249 | 0.9746 | 0.9292 | 0.8880 | 0.8504 |
| 0.80 | 1.5049 | 1.4009 | 1.3105 | 1.2312 | 1.1612 | 1.0990 | 1.0434 | 0.9933 | 0.9481 | 0.9071 | 0.8696 |
| 0.85 | 1.5140 | 1.4113 | 1.3220 | 1.2437 | 1.1746 | 1.1131 | 1.0582 | 1.0087 | 0.9640 | 0.9233 | 0.8862 |
| 0.90 | 1.5171 | 1.4164 | 1.3288 | 1.2520 | 1.1841 | 1.1238 | 1.0698 | 1.0212 | 0.9771 | 0.9371 | 0.9005 |
| 0.95 | 1.5151 | 1.4168 | 1.3313 | 1.2564 | 1.1903 | 1.1314 | 1.0786 | 1.0310 | 0.9879 | 0.9486 | 0.9127 |
| 1.00 | 1.5085 | 1.4131 | 1.3302 | 1.2576 | 1.1934 | 1.1362 | 1.0849 | 1.0386 | 0.9966 | 0.9583 | 0.9231 |

- 注：1 t_0 为脉冲力的作用时间；
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，传递率可采用线性插入法取值；
4 T_{nk} 角标中的 k ，单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ；双自由度耦合振动时代表振型 1 和 2。

A.0.3 有阻尼系统在矩形脉冲作用下传递率可按表 A.0.3 采用。

表 A.0.3 矩形脉冲作用下传递率 η

| ζ 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 |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.05 | 0.3129 | 0.2900 | 0.2699 | 0.2522 | 0.2366 | 0.2226 | 0.2101 | 0.1988 | 0.1886 | 0.1794 | 0.1710 |
| 0.10 | 0.6181 | 0.5727 | 0.5332 | 0.4982 | 0.4673 | 0.4398 | 0.4151 | 0.3928 | 0.3726 | 0.3544 | 0.3376 |
| 0.15 | 0.9080 | 0.8414 | 0.7833 | 0.7320 | 0.6866 | 0.6461 | 0.6098 | 0.5772 | 0.5476 | 0.5207 | 0.4962 |
| 0.20 | 1.1755 | 1.0895 | 1.0141 | 0.9478 | 0.8890 | 0.8367 | 0.7898 | 0.7475 | 0.7092 | 0.6745 | 0.6428 |
| 0.25 | 1.4142 | 1.3106 | 1.2200 | 1.1403 | 1.0697 | 1.0068 | 0.9505 | 0.8998 | 0.8540 | 0.8123 | 0.7743 |
| 0.30 | 1.6181 | 1.4995 | 1.3960 | 1.3051 | 1.2245 | 1.1528 | 1.0886 | 1.0309 | 0.9787 | 0.9314 | 0.8882 |
| 0.35 | 1.7820 | 1.6516 | 1.5378 | 1.4379 | 1.3497 | 1.2712 | 1.2010 | 1.1380 | 1.0812 | 1.0296 | 0.9827 |
| 0.40 | 1.9021 | 1.7630 | 1.6420 | 1.5360 | 1.4426 | 1.3597 | 1.2858 | 1.2196 | 1.1599 | 1.1059 | 1.0569 |
| 0.45 | 1.9754 | 1.8312 | 1.7063 | 1.5973 | 1.5016 | 1.4170 | 1.3419 | 1.2747 | 1.2144 | 1.1600 | 1.1106 |
| 0.50 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6206 | 1.5259 | 1.4427 | 1.3692 | 1.3037 | 1.2452 | 1.1925 | 1.1447 |
| 0.55 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2050 | 1.1609 |
| 0.60 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 0.65 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 0.70 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 0.75 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 0.80 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 0.85 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 0.90 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |

| | | | | | | | | | | | |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.95 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |
| 1.00 | 2.0000 | 1.8545 | 1.7292 | 1.6209 | 1.5266 | 1.4443 | 1.3723 | 1.3092 | 1.2538 | 1.2053 | 1.1630 |

- 注：1 t_0 为脉冲力的作用时间；
 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，传递率可采用线性插入法取值；
 4 T_{nk} 角标中的 k ，单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ；双自由度耦合振动时代表振型 1 和 2。

A.0.4 有阻尼系统在正弦半波脉冲作用下传递率可按表 A.0.4 采用。

表 A.0.4 正弦半波脉冲作用下传递率 η

| ζ 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 |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.05 | 0.1995 | 0.1849 | 0.1721 | 0.1609 | 0.1509 | 0.1420 | 0.1340 | 0.1268 | 0.1203 | 0.1144 | 0.1090 |
| 0.10 | 0.3963 | 0.3672 | 0.3418 | 0.3195 | 0.2996 | 0.2820 | 0.2661 | 0.2518 | 0.2389 | 0.2272 | 0.2165 |
| 0.15 | 0.5875 | 0.5444 | 0.5068 | 0.4736 | 0.4442 | 0.4180 | 0.3945 | 0.3734 | 0.3542 | 0.3368 | 0.3210 |
| 0.20 | 0.7705 | 0.7140 | 0.6646 | 0.6211 | 0.5826 | 0.5483 | 0.5175 | 0.4897 | 0.4646 | 0.4418 | 0.4210 |
| 0.25 | 0.9428 | 0.8737 | 0.8133 | 0.7601 | 0.7129 | 0.6709 | 0.6332 | 0.5993 | 0.5686 | 0.5407 | 0.5153 |
| 0.30 | 1.1021 | 1.0213 | 0.9507 | 0.8885 | 0.8335 | 0.7844 | 0.7404 | 0.7008 | 0.6649 | 0.6324 | 0.6027 |
| 0.35 | 1.2462 | 1.1549 | 1.0751 | 1.0048 | 0.9426 | 0.8872 | 0.8375 | 0.7928 | 0.7523 | 0.7156 | 0.6821 |
| 0.40 | 1.3734 | 1.2728 | 1.1849 | 1.1075 | 1.0390 | 0.9780 | 0.9234 | 0.8743 | 0.8298 | 0.7895 | 0.7527 |
| 0.45 | 1.4820 | 1.3734 | 1.2787 | 1.1953 | 1.1216 | 1.0560 | 0.9972 | 0.9444 | 0.8967 | 0.8534 | 0.8140 |
| 0.50 | 1.5708 | 1.4558 | 1.3555 | 1.2674 | 1.1895 | 1.1203 | 1.0584 | 1.0028 | 0.9526 | 0.9071 | 0.8657 |
| 0.55 | 1.6395 | 1.5198 | 1.4156 | 1.3242 | 1.2435 | 1.1718 | 1.1078 | 1.0504 | 0.9986 | 0.9516 | 0.9089 |
| 0.60 | 1.6904 | 1.5678 | 1.4612 | 1.3679 | 1.2855 | 1.2124 | 1.1472 | 1.0888 | 1.0360 | 0.9883 | 0.9449 |
| 0.65 | 1.7264 | 1.6024 | 1.4947 | 1.4004 | 1.3174 | 1.2438 | 1.1781 | 1.1193 | 1.0663 | 1.0183 | 0.9746 |
| 0.70 | 1.7500 | 1.6257 | 1.5179 | 1.4237 | 1.3408 | 1.2673 | 1.2018 | 1.1432 | 1.0903 | 1.0425 | 0.9990 |
| 0.75 | 1.7634 | 1.6398 | 1.5327 | 1.4392 | 1.3570 | 1.2842 | 1.2194 | 1.1614 | 1.1091 | 1.0619 | 1.0189 |
| 0.80 | 1.7683 | 1.6462 | 1.5405 | 1.4483 | 1.3673 | 1.2957 | 1.2319 | 1.1749 | 1.1236 | 1.0771 | 1.0349 |
| 0.85 | 1.7665 | 1.6464 | 1.5425 | 1.4520 | 1.3726 | 1.3025 | 1.2402 | 1.1844 | 1.1343 | 1.0889 | 1.0477 |
| 0.90 | 1.7591 | 1.6414 | 1.5398 | 1.4514 | 1.3739 | 1.3056 | 1.2449 | 1.1906 | 1.1418 | 1.0977 | 1.0576 |
| 0.95 | 1.7473 | 1.6324 | 1.5333 | 1.4472 | 1.3719 | 1.3055 | 1.2466 | 1.1940 | 1.1468 | 1.1041 | 1.0652 |
| 1.00 | 1.7320 | 1.6201 | 1.5237 | 1.4401 | 1.3671 | 1.3028 | 1.2459 | 1.1951 | 1.1495 | 1.1083 | 1.0709 |

- 注：1 t_0 为脉冲力的作用时间；
 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，传递率可采用线性插入法取值；
 4 T_{nk} 角标中的 k ，单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ；双自由度耦合振动时代表振型 1 和 2。

A.0.5 有阻尼系统在正矢脉冲作用下传递率可按表 A.0.5 采用。

表 A.0.5 正矢脉冲作用下传递率 η

| ζ 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 |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.05 | 0.1568 | 0.1453 | 0.1353 | 0.1264 | 0.1186 | 0.1116 | 0.1053 | 0.0997 | 0.0946 | 0.0899 | 0.0857 |
| 0.10 | 0.3121 | 0.2893 | 0.2692 | 0.2516 | 0.2360 | 0.2221 | 0.2096 | 0.1984 | 0.1882 | 0.1790 | 0.1705 |

| | | | | | | | | | | | |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.15 | 0.4644 | 0.4304 | 0.4006 | 0.3744 | 0.3512 | 0.3305 | 0.3119 | 0.2952 | 0.2800 | 0.2663 | 0.2537 |
| 0.20 | 0.6123 | 0.5674 | 0.5282 | 0.4936 | 0.4630 | 0.4357 | 0.4112 | 0.3891 | 0.3692 | 0.3510 | 0.3345 |
| 0.25 | 0.7542 | 0.6990 | 0.6506 | 0.6080 | 0.5703 | 0.5367 | 0.5065 | 0.4794 | 0.4548 | 0.4325 | 0.4121 |
| 0.30 | 0.8890 | 0.8239 | 0.7669 | 0.7167 | 0.6723 | 0.6326 | 0.5971 | 0.5651 | 0.5361 | 0.5098 | 0.4858 |
| 0.35 | 1.0154 | 0.9410 | 0.8759 | 0.8186 | 0.7679 | 0.7226 | 0.6820 | 0.6455 | 0.6125 | 0.5824 | 0.5551 |
| 0.40 | 1.1322 | 1.0492 | 0.9767 | 0.9128 | 0.8563 | 0.8058 | 0.7606 | 0.7199 | 0.6831 | 0.6497 | 0.6192 |
| 0.45 | 1.2385 | 1.1477 | 1.0684 | 0.9986 | 0.9367 | 0.8816 | 0.8322 | 0.7878 | 0.7476 | 0.7111 | 0.6778 |
| 0.50 | 1.3333 | 1.2356 | 1.1503 | 1.0752 | 1.0086 | 0.9494 | 0.8963 | 0.8486 | 0.8054 | 0.7662 | 0.7305 |
| 0.55 | 1.4161 | 1.3124 | 1.2218 | 1.1422 | 1.0717 | 1.0090 | 0.9528 | 0.9023 | 0.8567 | 0.8153 | 0.7776 |
| 0.60 | 1.4866 | 1.3780 | 1.2832 | 1.1999 | 1.1262 | 1.0607 | 1.0020 | 0.9493 | 0.9017 | 0.8585 | 0.8192 |
| 0.65 | 1.5454 | 1.4329 | 1.3348 | 1.2487 | 1.1726 | 1.1049 | 1.0444 | 0.9900 | 0.9409 | 0.8964 | 0.8559 |
| 0.70 | 1.5932 | 1.4780 | 1.3776 | 1.2894 | 1.2116 | 1.1424 | 1.0806 | 1.0250 | 0.9749 | 0.9294 | 0.8881 |
| 0.75 | 1.6311 | 1.5141 | 1.4122 | 1.3228 | 1.2439 | 1.1738 | 1.1111 | 1.0548 | 1.0041 | 0.9580 | 0.9161 |
| 0.80 | 1.6601 | 1.5421 | 1.4395 | 1.3495 | 1.2701 | 1.1996 | 1.1366 | 1.0800 | 1.0289 | 0.9826 | 0.9405 |
| 0.85 | 1.6810 | 1.5630 | 1.4603 | 1.3703 | 1.2910 | 1.2205 | 1.1576 | 1.1010 | 1.0500 | 1.0037 | 0.9616 |
| 0.90 | 1.6949 | 1.5775 | 1.4754 | 1.3860 | 1.3071 | 1.2371 | 1.1745 | 1.1184 | 1.0677 | 1.0217 | 0.9798 |
| 0.95 | 1.7027 | 1.5864 | 1.4854 | 1.3970 | 1.3190 | 1.2498 | 1.1880 | 1.1325 | 1.0823 | 1.0368 | 0.9953 |
| 1.00 | 1.7051 | 1.5906 | 1.4911 | 1.4041 | 1.3273 | 1.2592 | 1.1984 | 1.1437 | 1.0943 | 1.0495 | 1.0086 |

- 注：1 t_0 为脉冲力的作用时间；
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，传递率可采用线性插入法取值；
4 T_{nk} 角标中的 k ，单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ；双自由度耦合振动时代表振型 1 和 2。

中华人民共和国国家标准

隔振设计标准

GB 50463—××××

条文说明

目次

| | |
|-----------------|-----|
| 1 总则 | 77 |
| 2 术语和符号 | 78 |
| 3 基本规定 | 79 |
| 4 主动隔振 | 86 |
| 5 被动隔振 | 104 |
| 6 建筑隔振 | 108 |
| 7 屏障隔振 | 114 |
| 8 智能隔振 | 119 |
| 9 隔振器与阻尼器 | 124 |

1 总则

1.0.1 本节阐述本标准的指导思想和基本原则，根据隔振设计的特点，要求合理地选择支承结构形式、隔振系统动力参数，以及合理设置隔振器等，做到技术先进、经济合理，确保正常生产和满足环境要求，制定本标准。

1.0.2 本条明确了本标准的适用范围，主要用于对振源设备及交通振动的主动隔振和智能隔振，以及振敏设备、振敏区域及建筑的被动隔振及智能隔振。

1.0.3 考虑到与《建筑抗震设计规范》、《建筑结构风振控制技术规范》、《构筑物抗震设计规范》等国家现行标准的分工与衔接，本标准的内容不涉及隔离由地震、风振、海浪等引起的振动。

1.0.4 进行隔振设计时，除应执行本规范外，尚应符合国家现行标准的有关规定。

2 术语和符号

2.1 术 语

2.1.1~2.1.10 所列术语是按现行国家标准《机械振动与冲击名词术语》GB/T 2298、《工程结构设计基本术语标准》GB/T 50083、《工程振动术语和符号标准》GB/T 51270 的规定和本标准的专用名词编写的。

2.2 符 号

2.2.1~2.2.3 本节中采用的符号系按现行国家标准《工程结构设计通用符号标准》GB/T 50132、《工程振动术语和符号标准》GB/T 51270 的规定，并结合本标准的特点编写的。

3 基本规定

3.1 一般规定

3.1.1 本条规定了设计隔振体系时所需要的资料。

3.1.2 隔振设计时，有多种方案可供选择。实际工作中，应根据工程具体情况和经济因素，进行多方案比较，从中选出可靠、经济、合理的最优方案。

3.1.3 隔振是对振动控制对象设置减隔振装置，达到减少振动影响或振动危害的目标。隔振方式的确定是工程振动控制设计的一个重要步骤。本条规定了常用几种隔振方式供设计者选用，在隔振装置中最普遍应用的是支承式隔振方式，图（c）、（d）中悬挂式隔振器既可设置在吊杆上部，也可设置在吊杆下部；也可以不设隔振器仅用来隔离水平振动。

3.1.4 经过隔振处理后，隔振对象控制点的振动值应能满足相应的容许振动标准的要求，此振动值采用的具体指标（位移、速度、加速度及峰值、均方根值等）根据容许振动标准确定；对于主动隔振，除满足动力设备及轨道本身要求外，尚应满足国家现行标准对周边环境的振动要求。

3.1.5 精密仪器、设备及动力机器的容许振动标准是一个较复杂的问题。由于其种类繁多，工作原理、构造及制造精度各异，所以对振动的敏感程度差别很大。一个完善的隔振设计，必须在了解该设备容许振动标准及振动荷载特性的前提下才能进行，容许振动值最好是通过制造部门提供或试验确定，这更符合单项设计的具体情况。当缺少设计资料或设备厂商没有提供资料时，隔振设计可按《建筑工程容许振动标准》GB50868的规定采用。

3.1.7 部分隔振系统中，可能采用具有动力作用的装置，如智能隔振，本条规定要求隔振装置本身不应产生附加振动危害。

3.2 隔振体系及参数

3.2.2 本条规定了要缩短隔振体系的质心与扰力作用线之间的距离，目的是尽量减小由扰力引起的偏心距。同时还要求隔振器的刚度中心与隔振体系质量中心宜在同一竖直线上，这也是为了避免偏心振动。总之，隔振体系最好能设计成为单自由度振动体系。

相对隔振对象而言，隔振器刚度相对较小，通常的隔振设计将隔振体系作为单质点系统。这样的假定是合理、简便、适用的方法，工程应用广泛。该假定的前提条件是要求隔振器的刚度中心、隔振体系的质量中心，以及扰力作用的合力中心应重合在一起，这样不会产生回转运动。符合三线合一的条件，各自由度不耦合，隔振体系可以按照单自由度设计。

在实际工程中要想实现上述三线合一的难度较大。当三线偏离，且对振动体系的响应造成影响，例如引起隔振对象出现摇摆或回转运动时，可以考虑按两自由度体系设计，计入振动耦合作用。

一般而言，隔振器应在同一标高布置，但大型装备基础复杂或建筑物结构复杂，隔振器亦可布置在不同标高处。

3.2.3 为了确保设备的正常使用，对于有水平位移限制要求的设备需要设置水平限位器，在既能保证隔振效果的前提下，又避免由于水平位移过大而影响到设备的正常使用。

3.2.4 当被隔振设备的质量较大时，需要在底部设置刚性台座，尽量使其成为单质点的刚体单元。如果被隔振对象本身具有单质点刚体单元的性能，且其底部面积能设置所需的隔振器数量，则可不设置刚性台座。

3.2.5 管道与被隔对象连接时，应采用柔性接头，以避免振动沿管线的传播，同时也可防止接头处管线损坏或破裂。为了达到更好的隔振效果，柔性接头可以设置多个。

3.2.6 主动隔振中，阻尼起到重要作用；特别是在机器启动和停机过程中，通过共振区时，为了防止出现过大的振动，隔振体系必须具有足够的阻尼。在冲击作用下，如锻锤基础中，其隔振体系必须要有阻尼的作用，其目的要在一次冲击后，振动很快衰减，在下一次冲击之前，应使砧座回复到平衡位置或振动位移很小的状态，以避免锤头与砧座同相运动而使打击能量损失。为此本条给出阻尼的规定。

振动位移计算可采用下式：

$$u_v = \frac{F_v}{K_v} \eta_v \quad (v=x, y, z) \quad (1)$$

在共振时： $\eta_v = \frac{1}{2\zeta_v}$ ； F_v 为工作转速（即圆频率为 ω ）时的扰力，当圆频率为 ω_{nv} 时的扰力 $F_{nv} = F_v \left(\frac{\omega_{nv}^2}{\omega^2} \right)$ ，将 F_{nv} 代入式（1）中的 F_v ，将 $\frac{1}{2\zeta_v}$ 代入式（1）中的 η_v 即可推演得到规范规定

式（3.2.6-1），当为扰力矩时，只要将 M_v 、 $\zeta_{\varphi v}$ 、 $K_{\varphi v}$ 、 $\omega_{n\varphi v}$ 分别取代公式（3.2.6-3）中的 F_v 、 ζ_v 、 K_v 和 ω_{nv} ，即可推演得到规范规定式（3.2.6-2）。

冲击振动所产生的位移—时间曲线，由于阻尼作用，其振动波形呈衰减曲线，由冲击振动最大位移 u_p 经过时间 t 后衰减为 u_a ，其峰值比应为 $\frac{u_p}{u_a} = e^{nt}$ ，式中 n 为阻尼系数，即 $n = \zeta\omega$ ，此时上式变为：

$$\frac{u_p}{u_a} = e^{\zeta\omega t} \quad (2)$$

将式（2）的两边取自然对数即可推演得到规定式（3.2.6-3），当为冲击力矩时，将 ζ 、 $\omega_{n\varphi}$ 、 $u_{p\varphi}$ 、 $u_{a\varphi}$ 分别取代公式（3.2.6-3）中的 ζ_v 、 ω_n 、 u_p 、 u_a ，即可推演得到规定式（3.2.6-4）。

3.2.8 本条规定是对隔振设计的基本要求，为了达到较好的隔振效果，根据隔振原理，作用力的扰频与隔振体系的圆频率之比不宜低于2.5倍，通常以2.5~5倍为佳；作用力的扰频与隔振体系的圆频率之比不应小于 $\sqrt{2}$ ，否则很难发挥隔振作用。

3.2.10 本条给出了隔振体系固有频率的计算公式，其中，单自由度体系指单质点体系中各自由度不耦合的情况简称。

在各类隔振公式中，其振型的独立与耦合可分为下列三种情况：

支撑式（图3.1.3a）：当隔振体系的质量中心 C_g 与隔振器刚度中心 C_s 在同一铅垂线上，但不在同一水平轴线上时， z 与 φ_z 为单自由度体系， x 与 φ_y 相耦合， y 与 φ_x 相耦合。当隔振体系的质量中心 C_g 与隔振器刚度中心 C_s 重合于一点时（图3.1.3 b）， x 、 y 、 z 、 φ_x 、 φ_y 、 φ_z 均为单自由度体系。

悬挂式（图3.1.3c、d）：当刚性吊杆的平面位置在半径为 R 的圆周上时， x 、 y 、 z 与 φ_z 为单自由度体系，其余均受约束。

悬挂兼支承式（图3.1.3e）：隔振体系的质量中心 C_g 与隔振器刚度中心 C_s 在同一铅垂线上，当刚性吊杆与隔振器的平面位置在半径为 R 的圆周上时， z 与 φ_z 为单自由度体系， x 与 φ_y 相耦合； y 与 φ_x 相耦合，当吊杆与隔振器的平面位置不全在半径为 R 的圆周上时， z 轴向为单自由

度体系， x 与 φ_y 相耦合； y 与 φ_x 相耦合， φ_z 受约束。

对于独立振型，如图1所示，沿 x 轴向自由振动的微分方程为：

$$\begin{cases} m_x \ddot{u} + C_x \dot{u} + K_x u = 0 \\ \ddot{u} + 2n_x \dot{u} + \omega_{nx}^2 u = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中， C_x ——体系沿 x 轴向的总阻尼系数（N s/m）；

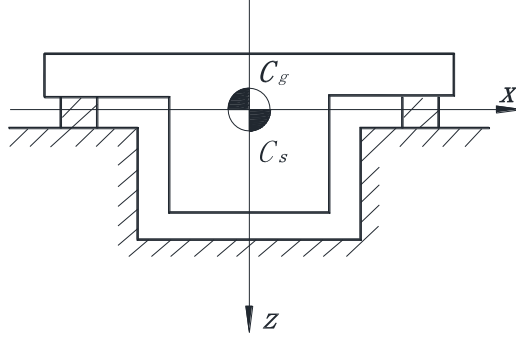


图 1

$$C = 2mn \quad (4)$$

式中， n_x ——体系沿 x 轴向总的阻尼特征系数；

K_x ——体系沿 x 轴向总的弹簧刚度（N/m）；

m_x ——隔振体系沿 x 轴向参振总质量（kg）。

设式（3）的解为：
$$u = \bar{u}e^{rt} \quad (5)$$

代入式（3）得：
$$\bar{u}(r^2 + 2n_x r + \omega_{nx}^2)e^{rt} = 0$$

由于 $e^{rt} \neq 0$ ， $\bar{u} \neq 0$ ，故：
$$(r^2 + 2n_x r + \omega_{nx}^2) = 0$$

$$r = -n_x \pm \sqrt{n_x^2 - \omega_{nx}^2} = -n_x \pm i\sqrt{\omega_{nx}^2 - n_x^2} = -n_x \pm i\omega_{nx}\sqrt{1 - \zeta_x^2} = -n_x \pm i\omega_{dx} \quad (6)$$

式中， ω_{nx} ——体系沿 x 向无阻尼固有圆频率：

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{K_x}{m_x}} \quad (7)$$

ω_{dx} ——体系沿 x 向有阻尼固有圆频率：

$$\omega_{dx} = \omega_{nx}\sqrt{1 - \zeta_x^2} \quad (8)$$

ζ_x ——体系沿 x 向的阻尼比：

$$\zeta_x = \frac{n_x}{\omega_{nx}} = \frac{C_x}{2m\omega_{nx}} \quad (9)$$

将式（6）代入式（5）得式（3）的解为：

$$\begin{aligned} u &= \bar{u}e^{rt} = \bar{u}_1 e^{(-n_x + i\omega_{dx})t} + \bar{u}_2 e^{(-n_x - i\omega_{dx})t} \\ &= e^{-n_x t} [\bar{u}_1 e^{i\omega_{dx} t} + \bar{u}_2 e^{-i\omega_{dx} t}] \\ &= e^{-n_x t} [(\bar{u}_1 + \bar{u}_2) \cos \omega_{dx} t + i(\bar{u}_1 - \bar{u}_2) \sin \omega_{dx} t] \\ &= e^{-n_x t} [B_1 \cos \omega_{dx} t + B_2 \sin \omega_{dx} t] \end{aligned} \quad (10)$$

式（10）中 $B_1 = \bar{u}_1 + \bar{u}_2$ ， $B_2 = i(\bar{u}_1 - \bar{u}_2)$ 为根据初始条件确定的待定系数。

$$\dot{u} = -n_x e^{-n_x t} [B_1 \cos \omega_{dx} t + B_2 \sin \omega_{dx} t] + e^{-n_x t} \omega_{dx} [B_1 \sin \omega_{dx} t + B_2 \cos \omega_{dx} t] \quad (11)$$

由式 (10) 和式 (11) 得:

当 $t=0$ 时, 若 $u=u_0$ 得 $B_1 = u_0$

当 $t=0$ 时, 若 $\dot{u}=\dot{u}_0$ 得 $B_2 = \frac{\dot{u}_0 + n_x u_0}{\omega_{dx}}$

代入式 (10) 则得该体系自由振动时的位移方程为:

$$u = -e^{-n_x t} \left[u_0 \cos \omega_{dx} t + \frac{\dot{u}_0 + n_x u_0}{\omega_{dx}} \sin \omega_{dx} t \right] \quad (12)$$

式 (12) 中 $\bar{u}_0 = \sqrt{u_0^2 + \left(\frac{\dot{u}_0 + n_x u_0}{\omega_{dx}} \right)^2}$; $\tan \theta_x = \frac{\dot{u}_0 + n_x u_0}{\omega_{dx} u_0}$ 。

同理, 对沿 y 、 z 轴的单自由度体系的自由振动, 可将上述有关式中的位移和标脚 x , 改为 y 、 z 即可, 对绕 φ_x 、 φ_y 、 φ_z 轴旋转的单自由度体系的自由振动, 可将位移和标脚的符号 x , 改为 φ_x 、 φ_y 、 φ_z , 另外将 m_x 分别改为 J_x 、 J_y 、 J_z 即可。

根据式 (7) ~ 式 (9) 可得:

$$\omega_{nv} = \sqrt{\frac{K_v}{m_v}}; \quad \omega_{n\varphi v} = \sqrt{\frac{K_{\varphi v}}{J_v}} \quad (v \text{ 分别为 } x, y, z) \quad (13)$$

对于双自由度耦合振动, 图 2 所示 x 轴向与绕 y 轴旋转转轴的两个自由度水平回转耦合振动体系上, 作用水平扰力 $\bar{F}_x(\tau) = \bar{F}_x g(\tau)$ 和扰力矩 $\bar{M}_y(\tau) = \bar{M}_y g(\tau)$, 其中 $g(\tau)$ 为扰力和扰力矩的时间函数。

隔振体系质心处的运动微分方程为:

$$\begin{aligned} m_x \ddot{u} + C_x (\dot{u} - h_2 \dot{\varphi}_y) + K_x (u - h_2 \varphi_y) &= F_x(\tau) = \bar{F}_x g(\tau) \\ J_y \ddot{\varphi}_y + C_{\varphi y} \dot{\varphi}_y + K_{\varphi y} \varphi_y - C_x \dot{x} h_2 - K_x u h_2 &= M_y(\tau) = \bar{F}_x h_3 + \bar{M}_y g(\tau) \end{aligned} \quad (14)$$

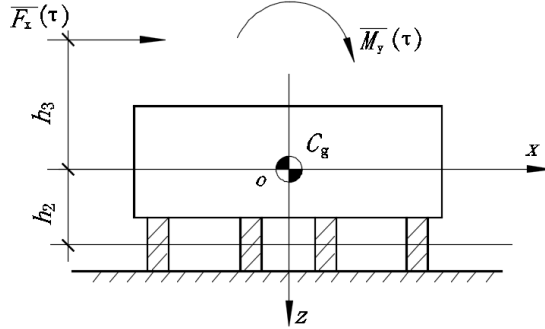


图 2

式 (14) 中有一项由自重产生 $mgh_2 \varphi_y$, 因其数量相对很小, 故忽略不计, 公式中的 h_2 即为标准正文中的 z_i 。

将上式写成矩阵形式。可简化为:

$$[M] \left\{ \ddot{\Delta} \right\} + [C] \left\{ \dot{\Delta} \right\} + [K] \left\{ \Delta \right\} = \{ g_0 \} g(\tau) \quad (15)$$

式 (15) 中 $[M] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_x \end{bmatrix}$; $[C] = \begin{bmatrix} C_x & -C_x h_2 \\ -C_x h_2 & C_{\varphi y} \end{bmatrix}$; $[K] = \begin{bmatrix} K_x & -K_x h_2 \\ -K_x h_2 & K_{\varphi y} \end{bmatrix}$;

$$\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} x \\ \psi_y \end{Bmatrix}; \{g_0\} = \begin{Bmatrix} \overline{F_x} \\ \overline{F_x}h_3 + \overline{M_y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ M_y \end{Bmatrix} \quad (16)$$

式(16)中 F_x 和 M_y 分别为作用在隔振体系质心 o 点处的沿 x 轴方向的扰力幅值和绕 y 轴旋转的扰力矩幅值。当扰力和扰力矩的时间函数不同时,则扰力所产生的振幅和扰力矩所产生的振幅,应分别计算,然后再进行叠加(或线性组合)。

此时的运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [C]\{\dot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = \{g_1\}g_1(\tau) \quad (17)$$

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [C]\{\dot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = \{g_2\}g_2(\tau) \quad (18)$$

式(17)和式(18)中 $\{g_1\} = \begin{Bmatrix} \overline{F_x} \\ \overline{F_x}h_3 \end{Bmatrix}$; $\{g_2\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \overline{M_y} \end{Bmatrix}$ 。

对于无阻尼体系, $[C]=0$; 自由振动时, $\{g\}=\{0\}$ 。

此时体系的运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = 0 \quad (19)$$

设其解为: $\{\Delta\} = \{A_k\}e^{j(\omega_{nk}t + \alpha_k)}$ 。

其中角标 k 为第 k 振型,代入式(19),则得:

$$(-\omega_{nk}^2[M]\{A_k\} + [K]\{A_k\})e^{j(\omega_{nk}t + \alpha_k)} = \{0\}$$

由于 $e^{j(\omega_{nk}t + \alpha_k)} \neq \{0\}$ 故只有:

$$[K]\{A_k\} - \omega_{nk}^2[M]\{A_k\} = \{0\} \quad (20)$$

将上式展开,经简化,并令:

$$\lambda_1^2 = \frac{K_x}{m}; \lambda_2^2 = \frac{K_{\phi x}}{J_y}; \lambda = \frac{mh_2^2}{J_y}$$

可得:

$$\begin{aligned} (\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)A_{1k} - \lambda_1^2 \cdot h_2 \cdot A_{2k} &= 0 \\ -\lambda_1^2 h_2 \cdot \frac{m}{J_y} A_{1k} + (\lambda_2^2 - \omega_{nk}^2)A_{2k} &= \{0\} \end{aligned} \quad (21)$$

若要求上式 $\{A_k\}$ 为非零解,只有其系数行列式等于零,隔振体系无阻尼的固有频率方程为:

$$\begin{aligned} (\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)(\lambda_2^2 - \omega_{nk}^2) - \lambda_1^4 \frac{mh_2^2}{J_y} &= 0 \\ \omega_{nk}^4 - (\lambda_1^2 + \lambda_2^2)\omega_{nk}^2 + \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 - \lambda_1^4 \cdot \gamma &= 0 \end{aligned}$$

求解上式,得隔振体系无阻尼固有圆频率为:

$$\omega_{n_2}^2 = \frac{1}{2}[(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) \mp \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\lambda_1^4\gamma}] \quad (22)$$

由式(21)的第一式,可求得振型 K 的幅值比为:

$$\rho_{1k} = \frac{A_{1k}}{A_{2k}} = \frac{\lambda_1^2 h_2}{(\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)} = \frac{K_x h_2}{K_x - m\omega_{nk}^2}; \quad \rho_{zk} = \frac{A_{zk}}{A_{zk}} = 1 \quad (23)$$

3.2.11 本条给出隔振器刚度的计算公式:

当 n 个隔振器并联时, 在外力 F_z 作用线通过刚度中心时, 所有隔振器的变位 u_{zi} 相同, 即 $u_{zi} = u_z$ 。如果隔振器的刚度不同, 分别为 K_{zi} , 则 n 个隔振器的受力将不同, 分别为 F_{z1} 、 F_{z2} ... F_{zi} ... F_{zN} 。故有:

$$F_z = F_{z1} + F_{z1} + \dots + F_{zN} = \sum_{i=1}^n F_{zi} = u_z K_{z1} + u_z K_{z2} + \dots + u_z K_{zN} = u_z \sum_{i=1}^n K_{zi}$$

$$\left. \begin{aligned} K_z &= \frac{F_z}{u_z} = \sum_{i=1}^n K_{zi} \\ K_x &= \sum_{i=1}^n K_{xi}; \quad K_y = \sum_{i=1}^n K_{yi} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

当外力矩 M_y 绕通过质心的 y 轴旋转时, 设转角为 φ_y , 第 i 个隔振器沿 x 轴向 z 轴向的变位分别为 $\delta_{xi} = \varphi_y z_i$, $\delta_{zi} = \varphi_y x_i$ 。隔振器所受的作用力分别为: $F_{xi} = \delta_{xi} K_{xi} = \varphi_y z_i K_{xi}$, $F_{zi} = \delta_{zi} K_{zi} = \varphi_y x_i K_{zi}$, 对质心的阻抗力矩为: $M_{yi} = F_{xi} z_i + F_{zi} x_i = \varphi_y [F_{xi} z_i^2 + K_{zi} x_i^2]$ 。所有隔振器对绕通过质心的 y 轴旋转的阻抗总力矩为:

$$\left. \begin{aligned} M_y &= \varphi_y \sum_{i=1}^n [K_{xi} z_i^2 + K_{zi} x_i^2] \\ K_{\varphi y} &= \frac{M_y}{\varphi_y} = \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2 \\ K_{\varphi x} &= \frac{M_x}{\varphi_x} = \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 \\ K_{\varphi z} &= \frac{M_z}{\varphi_z} = \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

对于按本规范中图 3.1.3c、d 排列时的悬挂式隔振装置, 当在 x 轴向或 y 轴向产生位移为 u 时的作用力为 $F = G \sin \theta$, $\delta = L \sin \theta$, 如图 3 所示, 根据刚度的定义, $K_x = K_y = \frac{F}{\delta} = \frac{G \sin \theta}{L \sin \theta} = \frac{G}{L}$, 同理可得 $K_{\varphi z} = \frac{GR^2}{L}$ 。

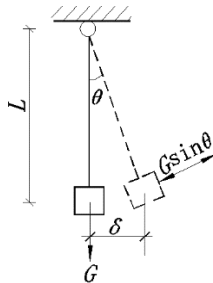


图 3

3.2.13 当弹簧隔振器布置在梁上时，弹簧压缩量宜大于支承梁挠度的 10 倍，这主要是为了避免耦合振动，在进行弹簧隔振体系动力分析时可不考虑梁的挠度。当挠度大于弹簧压缩量 1/10 时，对隔振体系固有频率的精度影响误差大约为 4.9%，应进行耦合分析。

4 主动隔振

4.1 一般规定

4.1.1 干扰力为简谐时间函数(稳态振动)时,如图 4 所示的主动隔振体系,在扰力 $F_z(t) = F_z \sin \omega t$ 作用下,其运动微分方程为:

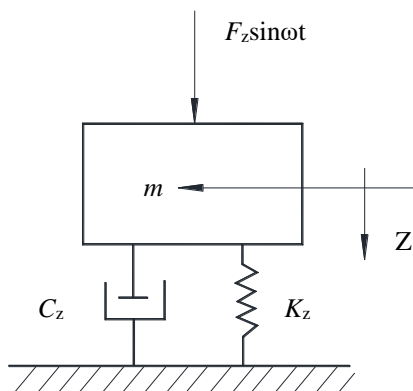


图 4

$$m \ddot{z} + C_z \dot{z} + K_z \cdot z = F_z \cdot \sin \omega t \quad (26)$$

即:

$$\ddot{z} + 2n_z \dot{z} + \omega_{nz}^2 \cdot z = \frac{F_z}{m} \cdot \sin \omega t \quad (27)$$

设其解为:

$$z = u_{z0} e^{j\omega t} \quad (\text{取虚部}) \quad (28)$$

代入式 (27) 得: $(-u_{z0} \omega^2 + j2n_z u_{z0} \omega + \omega_{nz}^2 u_{z0}) e^{j\omega t} = \frac{F_z}{m} e^{j\omega t}$

$$\begin{aligned} u_{z0} &= \frac{F_z}{m(\omega_{nz}^2 - \omega^2) + j(2n_z \omega)} \\ &= \frac{F_z}{m \sqrt{(\omega_{nz}^2 - \omega^2)^2 + (2n_z \omega)^2}} \cdot e^{j\theta_z} \end{aligned}$$

代入式 (28) 得位移方程:

$$\begin{aligned} z &= \frac{F_z}{m \cdot \omega_{nz}^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} e^{f(\omega t - \theta_z)} \\ &= u_z e^{j(\omega t - \theta_z)} = u_z \sin(\omega t - \theta_z) \end{aligned} \quad (29)$$

式 (29) 中 $u_z = \frac{F_z}{m \omega_{nz}^2} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}}$; $\tan \theta_z = \frac{2n_z \omega}{\omega_{nz}^2 - \omega^2}$; $\zeta_z = \frac{n_z}{\omega_{nz}}$; $m \omega_{nz}^2 = K_z$;

当 $\sin(\omega t - \theta_z) = 1$ 时, 振动最大, 此时振幅值为:

$$u_z = \frac{F_z}{K_z} \eta_{zmax};$$

$$\eta_{z\max} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (30)$$

同理，对沿和绕其他各轴向的振动幅值，可用通用公式表示为：

$$u_v = \frac{F_v}{K_v} \eta_{v\max}; \quad u_{\varphi v} = \frac{M_v}{K_{\varphi v}} \eta_{\varphi v\max} \quad (31)$$

$$\eta_{v\max} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}};$$

$$\eta_{\varphi v\max} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi v}}\right)^2 + \left(2\zeta_{\varphi v} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi v}}\right)^2}}$$

式 (31) 中 v 分别代表 x 、 y 、 z 。

阻尼比的计算：

并联阻尼器的阻尼系数。当 n 个阻尼器并联时 (图 5)，其阻尼系数分别为： C_{z1} 、 C_{z2} ...

C_{zn} ，在外力 F_z 作用线通过刚度中心时，设块体的运动速度为 \dot{z} ，则：

$$F_z = F_{z1} + F_{z2} + \dots + F_{zn} = \dot{z} \sum_{i=1}^n C_{zi} \quad (32)$$

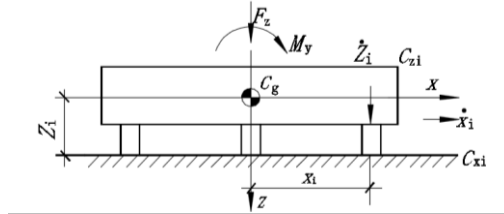


图 5

并联阻尼器的阻尼系数：

$$C_z = \frac{F_z}{\dot{z}} = \sum_{i=1}^n C_{zi} \quad (33)$$

即：

$$C_v = \frac{F_v}{v} = \sum_{i=1}^n C_{vi} \quad (34)$$

当外力矩 M_y 绕通过质心的 y 轴旋转时，设转角速度为 $\dot{\varphi}_y$ ，第 i 阻尼器上端沿 x 轴向的变位速度分别为： $\dot{u}_{xi} = \dot{\varphi}_y z_i$ ， $\dot{u}_{zi} = \dot{\varphi}_y x_{xi}$ 。阻尼器所受的阻力分别为：

$F_{xi} = \dot{u}_{xi} C_{xi} = \dot{\varphi}_y C_{xi} z_i$ ； $F_{zi} = \dot{u}_{zi} C_{zi} = \dot{\varphi}_y C_{zi} x_{xi}$ 。对质心的阻力矩为：

$$M_{yi} = F_{xi} z_i + F_{zi} x_i = \dot{\varphi} [C_{xi} z_i^2 + C_{zi} x_i^2]$$

所有阻尼器对绕通过质心的 y 轴旋转的总阻力矩为：

$$M_y = \varphi_y \sum_{i=1}^n [C_{xi} z_i^2 + C_{zi} x_i^2] \quad (35)$$

可得：

$$C_{\varphi y} = \frac{M_y}{\varphi_y} = \sum_{i=1}^n C_{xi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{zi} x_i^2 \quad (36)$$

$$C_{\varphi x} = \frac{M_x}{\varphi_x} = \sum_{i=1}^n C_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{zi} y_i^2 \quad (37)$$

$$C_{\varphi z} = \frac{M_z}{\varphi_z} = \sum_{i=1}^n C_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{yi} x_i^2 \quad (38)$$

$$\zeta_x = \frac{\sum_{i=1}^n C_{xi}}{2m\omega_{nx}}; \quad \zeta_y = \frac{\sum_{i=1}^n C_{yi}}{2m\omega_{ny}}; \quad \zeta_z = \frac{\sum_{i=1}^n C_{zi}}{2m\omega_{nz}} \quad (39)$$

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{\sum_{i=1}^n C_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{zi} y_i^2}{2J_x \cdot \omega_n \varphi_x}; \quad \zeta_{\varphi y} = \frac{\sum_{i=1}^n C_{zi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{xi} z_i^2}{2J_y \cdot \omega_n \varphi_y};$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\sum_{i=1}^n C_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{yi} x_i^2}{2J_z \cdot \omega_n \varphi_z} \quad (40)$$

当每个隔振器的特性均相同时：

$$\omega_{nv} = \sqrt{\frac{K_v}{m}} = \sqrt{\frac{n \cdot k_{vi}}{m}} = \sqrt{\frac{K_{vi}}{m_i}} \quad (v = x, y, z) \quad (41)$$

$$\zeta_v = \frac{C_v}{2m\omega_{nv}} = \frac{nC_{vi}}{2m\omega_{nv}} = \frac{C_{vi}}{2m_i\omega_{nv}} = \zeta_{vi} \quad (42)$$

$$C_{vi} = \zeta_v \cdot 2m_i\omega_{nv} = 2\zeta_v \cdot m_i \sqrt{\frac{k_{vi}}{m_i}} = 2\zeta_v \cdot \sqrt{\frac{m_i}{k_{vi}}} \cdot k_{vi} = 2\zeta_v \cdot \frac{k_{vi}}{\omega_{nv}} \quad (43)$$

$$m_i = \frac{m}{n}$$

$$2J_v \cdot \omega_{n\varphi v} = 2J_v \cdot \sqrt{\frac{k_{\varphi v}}{J_v}} = 2\sqrt{\frac{J_v}{k_{\varphi v}}} \cdot k_{\varphi v} = 2\frac{K_{\varphi v}}{\omega_{n\varphi v}} \quad (44)$$

代入式 (40) 则有：

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{\sum_{i=1}^n C z_i^2 + \sum_{i=1}^n C y_i^2}{2J_x \cdot \omega_{n\varphi v}} = \frac{\sum_{i=1}^n 2\zeta_y \frac{K_{yi}}{\omega_{ny}} z_i^2 + \sum_{i=1}^n 2\zeta_z \frac{K_{zi}}{\omega_{nz}} y_i^2}{2 \frac{K_{\varphi x}}{\omega_{n\varphi v}}}$$

$$= \frac{\zeta_y \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \zeta_z \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2}{K_{\varphi x}} \quad (45)$$

同理：

$$\zeta_{\varphi y} = \frac{\zeta_z \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \zeta_x \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2}{K_{\varphi x}} \quad (46)$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\zeta_x \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \zeta_y \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2}{K_{\varphi x}} \quad (47)$$

本规范中所有的扰力值和扰力矩值均为幅值。

4.1.2 双自由度耦合时的振动位移。

对于有阻尼的强迫振动，其微分方程为：

$$[M] \left\{ \ddot{\Delta} \right\} + [C] \left\{ \dot{\Delta} \right\} + [K] \left\{ \Delta \right\} = \{g_0\} g(\tau)$$

$$= [M] [M]^{-1} \{g_0\} g(\tau) \quad (48)$$

可设其解和将扰力项中的 $[M]^{-1}\{g_0\}$ 为振型的线性组合：

$$\left\{ \Delta \right\} = \sum_{i=1}^2 \left\{ A_k \right\} \cdot q_k(t) \quad (49)$$

$$[M]^{-1} \{g_0\} = \sum_{i=1}^2 \beta_k \cdot \left\{ A_k \right\} \quad (50)$$

根据式（50）可得：

$$\beta_k = \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{A_{2k} (m \rho_{1k}^2 + J_y)} \quad (51)$$

将式（49）和式（50）代入式（48）得：

$$\sum_{k=1}^2 \ddot{q}_k(t) [M] \left\{ A_k \right\} + \sum_{k=1}^2 \dot{q}_k(t) [C] \left\{ A_k \right\} + \sum_{k=1}^2 q_k(t) [K] \left\{ A_k \right\}$$

$$= [M] \sum_{k=1}^2 \beta_k \left\{ A_k \right\} g(\tau) \quad (52)$$

$$\sum_{k=1}^2 \left\{ \ddot{q}_k(t) + q_k(t) [M]^{-1} [C] + q_k(t) [M]^{-1} [K] - \beta_k g(\tau) \right\} \left\{ A_k \right\} = \{0\} \quad (53)$$

$$\text{由 } [K] \left\{ A_k \right\} = \omega_{nk}^2 [M] \left\{ A_k \right\}$$

$$\text{得} [M]^{-1}[K] \cdot \{A_k\} = \omega_{nk}^2 \{A_k\}$$

$$[M]^{-1}[C] \cdot \{A_k\} = \alpha [M]^{-1}[K] \cdot \{A_k\} = \alpha \omega_{nk}^2 \{A_k\} = 2n_k \{A_k\} \quad (54)$$

$$\sum_{k=1}^2 \left\{ \ddot{q}_k(t) + 2n_k \dot{q}_k(t) + \omega_{nk}^2 q_k(t) - \beta_k g(\tau) \right\} \{A_1\} = \{0\} \quad (55)$$

等式两侧均乘以 $\{A_1\}^T [M]$:

$$\sum_{k=1}^2 \left\{ \ddot{q}_k(t) + 2n_k \dot{q}_k(t) + \omega_{nk}^2 q_k(t) - \beta_k g(\tau) \right\} \{A_1\}^T [M] \{A_1\} = \{0\}$$

当 $k=1$ 时, $\{A_1\}^T [M] \{A_1\} \neq \{0\}$, 可得:

$$q_1(t) + 2n_1 \dot{q}_1(t) + \omega_{n1}^2 q_1(t) = \beta_1 g(t) \quad (56)$$

对第 k 振型:

$$q_k(\ddot{t}) + 2n_k \dot{q}_k(t) + \omega_{nk}^2 q_k(t) = \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{A_{2k}(m\rho_{1k}^2 + J_y)} g(t)$$

与式 (27) 对比, 上式与单自由度有阻尼强迫振动的运动微分方程的表达形式是一样的, 只不过其中系数包含的内容不同, 故求解的方法也相同。

当扰力时间函数为简谐时, $g(t) = \sin \omega t$, 其解为:

$$q_k(\ddot{t}) = \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{A_{2k}(m\rho_{1k}^2 + J_y)\omega_{nk}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_k)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nk}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_k \frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2}} \quad (57)$$

代入式 (49), 即求得式 (48) 的解为:

$$\begin{aligned} \{\Delta\} &= \begin{Bmatrix} x(t) \\ \varphi(t) \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^2 \begin{Bmatrix} A_{1k} \\ A_{2k} \end{Bmatrix} q_k(t) = \sum_{k=1}^2 \begin{Bmatrix} \rho_{1k} \\ 1 \end{Bmatrix} A_{2k} q_k(t) \\ &= \begin{bmatrix} \rho_{11} & \rho_{12} \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{F_x \rho_{11} + M_y}{(m\rho_{11}^2 + J_y)\omega_{n1}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_1)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n1}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \\ \frac{F_x \rho_{12} + M_y}{(m\rho_{12}^2 + J_y)\omega_{n2}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_2)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (58)$$

由于是稳态振动, 虽然在任意时间 t : $\sin(\omega t - \theta_1) = 1$ 时, $\sin(\omega t - \theta_2)$ 并不定于 1, 为安全考虑, 假设均等于 1, 此时振幅值最大, 故上式可写为:

$$\begin{aligned} x(t_{\max}) &= \mu_k = \sum_{k=1}^2 \rho_{1k} \cdot \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{(m\rho_{1k}^2 + J_y)\omega_{nk}^2} \cdot \eta_k^{\max} \\ \varphi_y(t_{\max}) &= \mu_{\varphi y} = \sum_{k=1}^2 \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{(m\rho_{1k}^2 + J_y)\omega_{nk}^2} \cdot \eta_k^{\max} \end{aligned} \quad (59)$$

式中

$$\eta_{k \cdot m \cdot a \cdot x} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nk}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_k \frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2}} \quad (60)$$

4.1.5 在隔振基础上任意点的振动幅值的计算方法，特别是扰力（扰力矩）的工作频率均不相同，均采用振动幅值绝对值之和，这是既简便又比较安全的。当扰力（扰力矩）的工作频率一致但是作用时间有相位差时，如采取时程分析时，应考虑振动效应相位差的影响；简化起见，也可采用本条第3款规定包络计算。

4.2 旋转式机器

4.2.1 我国火力发电厂、核电站中的汽轮发电机、汽动给水泵和其它旋转式机器越来越多地采用弹簧隔振基础。汽轮发电机、汽动给水泵采用弹簧隔振基础，可有利改善机器的振动情况，避免将振动传递给周围环境，并给机组轴系快速找中调平提供了方便条件，在高烈度地震区还可以显著提高其抗震性能。

适用于工业与民用建筑的压缩机、离心机、风机、电动机等比较普遍的采用隔振基础，并编制了相应的全国通用建筑标准设计图集。

本条文将旋转式机器分成二类，主要依据工程实践经验对其隔振基础的隔振方式、隔振器的选择作了一般性的规定。

本条文强调弹簧隔振器应具有三维隔振性能，同时强调对汽轮发电机、汽动给水泵等大型旋转式机器的弹簧隔振基础强调隔振器应与阻尼器一起使用，这些规定都是为了能控制各向的振动速度。

4.2.2 基于隔振基础相对于常规基础的优势，提出了旋转式机器基础采用隔振基础的适用范围，便于基础选型时参考。在汽轮发电机组基础设计中，由于设备本身、设备与基础的要求，设备厂家往往会提出设备所能承受的水平加速度限值要求。在特定条件下，普通基础不能满足此要求时，宜优先考虑采用隔振基础的设计方案。

4.2.3 本条涉及台座型式、台座结构的动力计算。

对汽轮发电机、汽动给水泵等大型旋转式机器，根据工程实践经验，通常都采用钢筋混凝土台座，同时为了满足设备布置的要求，往往需将台座设计成梁式、板式或梁板混合式。

对离心泵、离心通风机等旋转式机器，目前在工程中存在钢筋混凝土板和钢支架两种方式，所以条文按此作了规定，但强调如采用钢支架台座时，应具备足够的刚度，避免出现钢支架台座振动过大。按照工程经验，可将台座结构假定为刚体进行动力分析。

4.2.5 振动荷载应计入与驱动电机连接偏差和长期运动磨损、锈蚀的振动荷载增量，宜乘以表1增大系数。

表1 离心风机、离心泵振动荷载增大系数

| 连接方式 | 通风机、清水泵 | 鼓风机、高压风机 | 引风机、杂质泵 |
|------|---------|----------|---------|
| 直连式 | 2.0 | 3.0 | 6.0 |
| 皮带传动 | 4.0 | 6.0 | 10.0 |

4.2.6 为避免弹簧隔振台板与周边平台结构发生碰撞，两者之间的间隙应适当增大，除满足

抗震缝的要求外，且不宜小于台板在罕遇地震作用下的最大水平位移值的 1.2 倍，并不小于 200mm。

4.2.7 水泵的柔性接头宜采用带 90°弯头的产品，也可采用竖向和水平向串联各设 1 个柔性接头。

4.2.8 对于采用隔振的汽轮发电机、汽动给水泵基础，其基频较常规框架式基础明显降低，当存在低频激振源时(如与设备连接的管道振动)，会使基础在低频产生较大的振动线位移，但其振动并不影响高频设备基础，为此在实测时以振动线位移来衡量基础的振动显然是不合理的。而振动速度均方根值能很好的反映出高频振动水准，符合汽轮发电机、给水泵设备基础的振动控制特性。因此本条文特别强调在进行振动实测时应进行频谱分析，应用振动速度均方根值作为衡量振动控制的标准，这也符合“《机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的振动 第 1 部分:总则》”GB/T6075.1-2012/ISO10816-1:1995 振动控制标准。

4.3 往复式机器

4.3.1 往复式机器的隔振型式应采用支承式，并以图 3.1.3 (b) 所示降低质心的支承式为优，但只有设地下室或可设地坑时方可采用，一般仅为较大的试验台所采用。中小型机器隔振时，在满足容许振动值和构造要求的条件下，隔振台座宜简单、轻，直接支承在地面或楼面上，通常采用混凝土厚板，但也可采用铸钢或钢结构的刚性公共底座，做成无基础压缩机组或无基础柴油发电机组，成套配置后出厂。采用铸钢或钢结构的刚性公共底座作隔振台座时，因其刚度难以满足刚度假定要求，有可能因倾覆力矩的未平衡简谐分量激发隔振系统的扭振共振，这是设计时应予注意并避免的。

4.3.2 隔振台座的平面尺寸是由工艺条件确定的，质量是由容许振动值控制的。对隔振器和阻尼的选配，提出了以下要求：

1 竖向和水平向刚度接近、自身配置阻尼装置的圆柱螺旋弹簧隔振器，性能优越，寿命长，价格适当，是最适宜的。橡胶隔振器也不错，但能达到的隔振体系固有频率较高，一般为 5Hz~10Hz，只适用于机器的工作转速不低于 1000r/min 时，且寿命较短，只宜在可更换的场所采用。气浮式隔振装置构造比较复杂，价格较高，还需日常维护，仅适宜于特殊条件下采用，故不再列入规范条文。

2 阻尼比不仅为机器启动和停机时，抑制隔振体系产生共振所必须，也对调整转速和正常运转时的平稳起重要作用，根据现有隔振器的阻尼配置水平，取了一个较小的值 0.05，不仅竖向需要，水平方向同样需要。

3 四冲程发动机的扰频较多，一般影响较大的有 3~5 个，四冲程发动机的最低扰频为倾覆力矩的基频，其频率对应于工作转速的一半，故此要求最低工作转速所对应的扰频与固有频率之比不宜小于 4，以避免低谐波次倾覆力矩激发的隔振体系振动响应增大过多。

4 往复式发动机和压缩机工作时，散热比较厉害，有油、水污染，发动机还有烟气污染，在这种恶劣环境下，隔振器的刚度和阻尼性能应得到保障。用于试验台基础隔振时，更换隔振器是很麻烦的事，用户提出过免维修要求，但考虑目前多数隔振器还难以做到，规定了隔振器的使用寿命宜不低于 15 年。

4.3.3 机器自身配置隔振垫后，再做基础隔振，就形成了双层隔振体系，上下两层隔振器的刚度、质量比配置不合适时，有可能激发上层某一振型的共振，隔振设计时需要与机器制造

厂协调配合，妥善解决。

4.3.4 往复式机器的振动荷载具有多谐次、多方向特性，计算振动响应时，适用叠加原理。应首先按 4.1 节公式计算单一扰力或扰力矩作用下的振动响应，然后再按下列次序计算振动控制点的振动叠加值：

一谐水平扰力和扰力矩的振动响应值与一谐竖向扰力和扰力矩的振动响应值叠加；二谐扰力和扰力矩的振动响应值叠加；上述两项振动响应值叠加；倾覆力矩各谐次的振动响应值叠加；前述两项振动响应值叠加，得出控制点的振动响应总值。

4.3.5 此条规定了振动控制点的位置。

4.3.6 试验台需有较好的通用性，要适应多种机型的安装和试验要求，需要对试验台采取平衡措施，使无论哪种机型安装，都能满足隔振体系的质量中心与刚度中心处在同一铅垂线上的计算假定。一般情况下，测功器的位置是固定的，不同机器的质量和质心位置各不相同，这就会在旋转轴方向导致隔振体系的质量中心偏离刚度中心。在此方向上，如要求所有机型安装时都不产生偏心，有时是困难的，或给使用带来很大不便，经试算，当偏心不超过试验台该方向边长的 1.5% 时，隔振器的最大应力与最小应力之比在 1.14 左右，与平均值偏差约 7%，台面两端高差 7~10mm，与计算假定基本相符，对试验台的隔振性能和隔振器使用寿命影响不大，将其规定为最不利情况下试验台的容许偏心极限值；另一方向应按无偏心设计。

试验台是一种特殊的隔振基础，因此构造上也有特殊要求。首先，它的质量很大，设计要考虑隔振器安装时，操作方便与安全和支承结构的受力与稳定，否则易造成事故；其次，由于高温、潮湿、油多、水多，环境较恶劣等，台面经常要用水冲洗，管道软接头也要考虑这些因素的影响；再次，它要通风、散热，管道多，设计中应与工艺、暖通和水道专业密切配合。

4.4 冲击式机器

4.4.1 锻锤隔振后应满足下列基本要求：

“基础和砧座的最大竖向振动位移不应大于容许振动值”，是指隔振后基础和砧座的竖向振动位移值应小于用户提出的容许振动值或有关规范标准规定的容许值。若用户或规范规定的容许值是距锻锤一定距离处的容许值，则应根据具体地质条件和振动在地基中的传播规律，换算出锻锤基础的竖向容许振动值，通过控制基础的振动值来控制距锻锤一定距离处振动容许值。砧座的最大竖向振动位移容许值，在本规范中已有规定；国内外大量的锻锤隔振实践已经证明，砧座振幅接近 20mm 时，既不影响生产操作，也不影响打击效率，并可有效地节省投资；而在砧座下设置钢筋混凝土台座，即设有浮动的块体式基础时，砧座与块体基础一起运动，因运动部分质量增大，其竖向振动位移很容易达到小于 8mm 的要求，从而使砧座运动更为平稳。

“锻锤在下一次打击时，砧座应停止振动”和“锻锤打击后，隔振器上部质量不应与隔振器分离”，都是锻锤生产操作的实际需要。

为满足以上要求，锻锤隔振系统的阻尼比通常在 0.25~0.30 的范围内较为合理。

4.4.2 锻锤隔振后砧座最大竖向位移值的计算，采用单自由度模型是因为锻锤隔振后砧座的振幅均在 10mm 左右，而其基础的振幅均在 0.5mm 以下，二者相差一个数量级以上，计算砧座振幅时认为基础不动，误差较小。

4.4.3、4.4.4 砧座与基础的最大位移值计算公式推导如下。

标准中图 4.4.2-1 所示单自由度振动模型，锤头质量 m_0 ，以速度 v_0 冲击后，按质心碰撞理论，砧座 m_s 将获得初始速度 v_1 ：

$$v_1 = \frac{(1+e_1)m_0v_0}{(m_s+m_0)} \quad (61)$$

式 (61) 中 e_1 为无量纲的回弹系数。

按单自由度有阻尼系统振动理论，受初始速度 v_1 激励后，质量 m_s 将按图 6 所示曲线作为衰减的自由振动，即砧座的位移随时间变化的规律可由下式描述：

$$u_1 = \frac{v_1}{\omega_n} \sin \omega_n t \cdot \exp[-\zeta_z \omega_n t] \quad (62)$$

式 (62) 中， $\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}}$ ，是系统的固有频率； $\zeta_z = \frac{C_z}{2\sqrt{m_s K_1}}$ ，是隔振系统的阻尼比； C_z 是隔振器的阻尼系数。

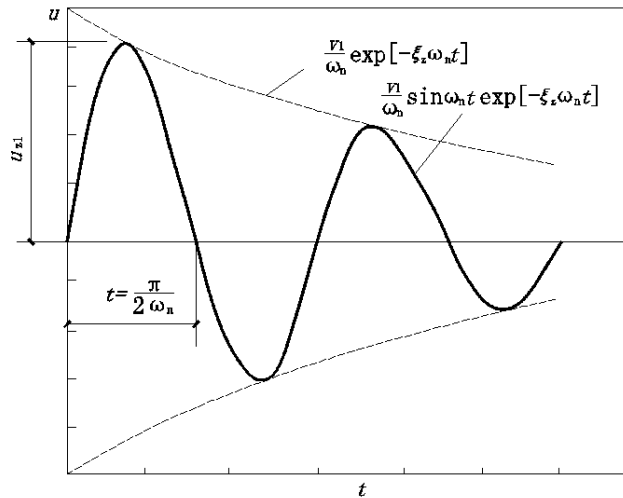


图 6 砧座位移随时间变化曲线

当砧座振动 1/4 周期时，即 $t = \frac{\pi}{2\omega_n}$ 时，其位移达到最大值 u_{z1} ，按式 (62) 计算。

$$u_{z1} = \frac{v_1}{\omega_n} \sin \frac{\pi}{2} \exp\left[-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right] = \frac{v_1}{\omega_n} \exp\left[-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right] \quad (63)$$

隔振锻锤砧座位移的最大值为：

$$u_{z1} = \frac{m_0 v_0 (1+e_1)}{(m_0+m_s)\omega_n} \exp\left[-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right] \quad (64)$$

计算隔振后基础最大竖向位移采用标准图 4.4.2-2 所示单自由度强迫振动模型, 是因为: 隔振后砧座振动频率 $\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}}$ 比基础自振频率小得多, 二者耦合的影响很小, 隔振系统对基础的激励, 可以近似看成按标准图 4.4.2-1 所示砧座单自由度振动模型计算出的砧座位移与速度引起的隔振器中弹性力与阻尼力对基础的激励, 标准图 4.4.2-2 中 $F(t)$ 为隔振器施加给基础的动载荷, 包括弹性力与阻尼力。图中所示地基刚度 K_2 为折算刚度, 是按现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 中的有关规定查出地基抗压刚度系数 C_z 乘以基础底面积计算出地基的抗压刚度 K_z 之后, 乘以修正系数 2.67 后得到的。修正系数 2.67, 实际上是综合考虑了基础侧面回填土的影响和地基土阻尼作用得到的, 因而 K_z 也反映了地基阻尼的影响。力学模型中未直接表示出阻尼, 则可以使计算大为简化。

通过隔振器作用于基础的动载荷 $F(t)$ 包括两部分: 与砧座位移成比例的弹性力 $F_1(t)$ 和与砧座速度成比例的阻尼力 $F_2(t)$ 。其中:

$$F_1(t) = K_1 u_1(t) = K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sin \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \quad (65)$$

$$\begin{aligned} F_2(t) &= C_1 \dot{u}_1(t) = 2\zeta_z m \omega_n v_1 \cos \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \\ &= 2\zeta_z \frac{K_1 v_1}{\omega_n} \cos \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \end{aligned} \quad (66)$$

弹性力与阻尼力之和:

$$\begin{aligned} F(t) &= F_1(t) + F_2(t) = \left(K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sin \omega_n t + 2\zeta_z \frac{K_1 v_1}{\omega_n} \cos \omega_n t \right) \exp[-\zeta_z \omega_n t] \\ &= K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sqrt{1 + 4\zeta_z^2} \sin(\omega_n t + \tan^{-1} 2\zeta_z) \exp(-\zeta_z \omega_n t) \end{aligned} \quad (67)$$

对式 (67) 取极值, 可得到:

$$F_{\max}(t) = K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sqrt{1 + 4\zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \zeta_z\right)\right] \quad (68)$$

因为激励力 $F(t)$ 的频率 ω_n 比基础自振频率小得多, 它所激起的基础位移接近于扰力作用下的静位移, 所以基础位移可表示为 $u_2 = \frac{F(t)}{K_2}$, 基础最大位移 u_{2z} 可表示为:

$$u_{z2} = \frac{F_{\max}(t)}{K_2} = \frac{K_1(1+e_1)m_0v_0}{K_2\omega_n(m_s+m_0)}\sqrt{1+4\zeta_z^2}\exp\left[-\zeta_z\left(\frac{\pi}{2}-\tan^{-1}\zeta_z\right)\right] \quad (69)$$

4.4.5 压力机隔振参数的计算要求说明如下：

压力机隔振参数的计算是指机械压力机隔振参数的计算。机械压力机传动系统中因设有离合器与制动器，运行时离合器结合、制动器制动以及冲压工件都会激起振动。离合器结合与制动器制动激起的振动，性质与强度相同，只是方向相反，因而可以只计算离合器结合时的振动，而不再计算制动器制动时的振动。冲压工件时激起的振动，因性质不同而需单独计算。由于压力机隔振后其基础振动远小于压机自身的振动，分析压机自身振动时近似认为基础不动；分析基础振动时则把因压机振动引起隔振器伸缩而作用于基础的动载荷看作基础振动的扰力。

离合器结合时，曲柄连杆机构突然加速的惯性力，通过轴承水平作用在机身上，激起压力机作摇摆振动，其力学模型见标准中的图 4.4.5-1。因为离合器结合过程时间很短，作用于轴承处的冲击力的大小难以计算，但结合过程中通过主轴轴承作用于机身的冲量 N 正好等于曲柄连杆机构所获得的动量，可用下式表示：

$$N = m_z r n_y \quad (70)$$

式中， N ——通过主轴由轴承 O' 作用于机身的冲量；

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

r ——曲柄半径；

n_y ——压力机主轴的额定转速。

因为压力机主轴轴承 O' 的位置较高，在此冲量作用下，压力机将产生摇摆振动。

由于设在压力机机脚处的隔振器的横向刚度通常都远大于竖向刚度，振动时压力机机脚处的横向位移趋近于零，可近似认为隔振器横向刚度为无穷大。

压力机绕质心的回转半径 R_1 ：

$$R_1 = \sqrt{\frac{J}{m_y}} \quad (71)$$

式 (71) 即标准中的公式(4.4.5-2)。

在水平扰力激励下，按标准中图 4.4.5-1 所示力学模型，压力机将绕底部中点作单自由度摆动，其微分方程为：

$$\begin{aligned} (J + h_1^2 m_y) \ddot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right)^2 C_z \dot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right) K_1 \varphi &= 0 \\ (R_1^2 + h_1^2) m_y \ddot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right)^2 C_z \dot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right)^2 K_1 \varphi &= 0 \end{aligned} \quad (72)$$

式 (72) 中第 1 项是压力机的摆动惯性力矩，第 2 项是压力机承受的来自隔振器的阻尼力力矩，第 3 项是压力机承受来自隔振器的弹性反力矩。摆动的固有频率 ω_k 为：

$$\omega_k = \sqrt{\frac{C^2 K_1}{4(R_1^2 + h_1^2)m_y}} \quad (73)$$

系统的阻尼比为 $\zeta_{z1} = \frac{C_z C}{4\sqrt{(R_1^2 + h_1^2)m_y K_1}}$ 。

利用初始条件 $t=0$ 时, 压力机获得的动量矩等于冲量矩, 可求出压力机摇摆的初角速度 $\dot{\varphi}$:

$$\dot{\varphi} = \frac{(l + h_1)N}{J + h_1^2 m_y} = \frac{(l + h_1)m_p r \omega}{(R_1^2 + h_1^2)m_y} \quad (74)$$

按此初始条件解微分方程 (72), 可以得到离合器结合后压力机摇摆振动 1/4 周期引起的顶部最大水平位移为:

$$u_{yh} = \frac{hm_z m_y (l + h_1)}{m\omega_k (R_1^2 + h_1^2)} \exp\left(-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right) \quad (75)$$

压力机工作台两侧的最大竖向位移为:

$$u_{z3} = \frac{cm_z m_y (l + h_1)}{2m_y \omega_k (R_1^2 + h_1^2)} \exp\left(-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right) \quad (76)$$

冲压工件时, 忽略掉基础的振动, 则隔振压力机的力学模型如标准中图 4.4.5-2 所示, 图中 m_t 为压力机头部的质量, m_g 为压力机工作台的质量, K_3 是压力机机身的刚度, (包括立柱刚度和拉杆刚度), K_1 是隔振器的刚度, F 是压力机工作压力。

因为冲压工艺力一般是从小到大, 然后突然消失, 而最典型的工况是冲裁: 当冲裁力达到最大值时, 工件断裂使机身突然失去载荷而引起振动。压力机最严重的振动发生在以额定压力冲裁工件时, 为使分析简化, 可以近似认为冲裁加载阶段只引起机身静变形 $u_1 = F/K_3$, 突然失荷时, 机身因弹性恢复而产生自由振动。按标准图 4.4.5-2 所示双自由度振动模型, 其自由振动微分方程为:

$$\begin{cases} m_t \ddot{u}_1 + K_3(u_1 - u_2) = 0 \\ m_g \ddot{u}_2 - K_3(u_1 - u_2) + K_1 u_2 = 0 \end{cases} \quad (77)$$

按初始条件:

$$\begin{cases} u_1(0) = -F/K_3 \\ u_2(0) = \dot{u}_2(0) = \dot{u}_1(0) = 0 \end{cases} \quad (78)$$

可得出压力机头部与工作台的位移表达式:

$$\begin{cases} u_1 = \frac{F(K_3 - m_t \omega_1^2)}{K_3(m_t - \omega_1^2)} \cos \omega_2 t - \frac{F(K_3 - \omega_2^2)}{K_3 m_t (\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cos \omega_1 t \\ u_2 = \frac{F(K_3 - \omega_1^2)(K_3 - \omega_2^2)}{K_3 m_t (\omega_1^2 - \omega_2^2)} (\cos \omega_2 t - \cos \omega_1 t) \end{cases} \quad (79)$$

式 (79) 中 ω_1 、 ω_2 为系统的一阶和二阶固有频率。

对式 (79) 的分析表明, 当刚度比 $\frac{K_3}{K_1} > 10$ 以后, 压力机头部和压力机工作台的最大位移, 就几乎与隔振器的刚度 K_1 无关, 而只是机身刚度 K_3 与质量比 m_1 / m_2 的函数, 可表示为:

$$\begin{cases} u_{1max} = \frac{2Fm_g}{K_3(m_t+m_g)} \\ u_{2max} = \frac{2Fm_t}{K_3(m_t+m_g)} \end{cases} \quad (80)$$

实际上压力机隔振器的刚度 K_1 远小于机身刚度 K_3 , 比值 K_3 / K_1 均在 50 以上, 用式(80) 计算冲压时压力机头部与工作台的最大竖向位移, 有足够的可信度。

冲压工件时基础竖向位移的计算。将隔振压力机基础的振动, 看成是通过隔振器作用于基础的动载荷激起的振动, 忽略隔振器的阻尼力, 可得到图 7 所示力学模型, 图中 F_2 是隔振器作用于基础的载荷, K_1 是隔振器的刚度, $u_2(t)$ 是压力机工作台即机座的位移, m_3 是基础质量, K_2 是基础底部地基土的抗压刚度。

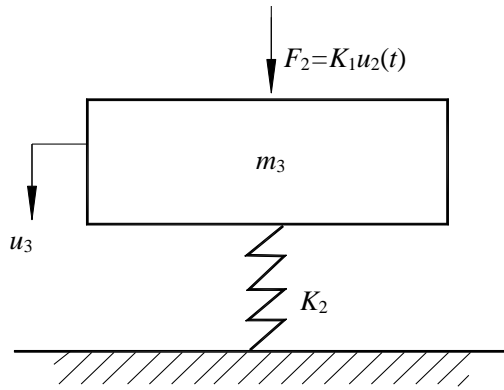


图 7 压力机基础振动时的力学模型

因为隔振器刚度 K_1 远小于地基土抗压刚度 K_2 , 隔振器的伸缩频率, 即扰力 F_2 的频率远小于基础 m_3 的自振频率, 按单自由度强迫振动理论, 此时基础的位移可近似看成扰力 F_2 作用下基础的静位移, 即:

$$u_3(t) = \frac{F_{2(t)}}{K_2} = \frac{K_1 u_2(t)}{K_2} \quad (81)$$

由于压机工作台即机座的最大位移 $u_2(t)_{max} = u_{z4}$, 所以基础的最大竖向位移 u_{z5} 可表示为:

$$u_{z5} = u_3(t)_{max} = \frac{u_2(t)_{max} \cdot K_1}{K_2} = \frac{u_{z4} K_1}{K_2} \quad (82)$$

4.4.6 设计锻锤隔振装置应注意以下几点:

当锻锤砧座质量较大, 依靠砧座质量能有效承载振动能量、控制砧座振幅时, 可以只对

砧座隔振(称砧下直接隔振),以减少隔振工程量;当砧座质量相对较小时,可在砧座下增设钢筋混凝土台座(称惯性块),或通过钢筋混凝土台座将砧座与锤身结为一体,将隔振器设在钢筋混凝土台座下部,对砧座——惯性块实行整体隔振(称有惯性块式隔振),以控制打击后的砧座振幅。

锻锤的打击中心、隔振器的刚度中心和隔振器上部质量的质心,应尽可能布置在同一铅垂线上,若对砧座与锤身实行整体式隔振,设计单臂锻锤联结砧座与锤身的钢筋混凝土台座(即惯性块)时,应使惯性块的重心置于与锤身对称的一侧,使砧座——锤身——惯性块的整体重心尽量与砧座重心即锻锤的打击中心重合。

当砧座或惯性块底面积较大,且重心与底面之间的距离较小时,可直接将隔振器置于砧座或惯性块的下部,构成支承式隔振结构;当砧座底面积较小,砧座重心的位置相对于砧座底面较高,又不采用钢筋混凝土台座(惯性块)时,可将整个砧座悬吊在隔振器下部,隔振器则布置在砧座旁与砧座重心高度相近的水平面上,构成悬吊式隔振结构,以增加砧座运行的稳定性。

锻锤隔振后,砧座将产生幅度 10mm 左右的振动位移,为防止打击后砧座侧向晃动,宜对砧座或惯性块设置导向或防偏摆的限位装置。

锻锤的砧座和惯性块结构庞大,起吊困难,通常应在安装隔振器的基础坑内留出便于工人维修和调整隔振器的空间,并预设放置千斤顶的位置。为清除锻锤工作时落入基础坑内的氧化皮和润滑油,坑内应有积液池和清除氧化皮的工作空间。

锻锤用隔振器可以是金属弹簧或橡胶弹簧。采用钢螺旋圆柱弹簧时,需配阻尼器或橡胶,以保证足够的阻尼。采用橡胶弹簧且阻尼比足够大时,可不另配阻尼器。

4.4.7 闭式多点机械压力机机身质量较大,工作台面宽,通常可将隔振器直接装在机脚处而不另设钢筋混凝土台座。

对于动力系统在机身上部、工作台面较窄的闭式单点压力机,可在机身下设置钢制台座,在台座下安装隔振器,以加大隔振器之间的距离,提高压力机的稳定性。

开式压力机工作台的中心与机身重心不在一条铅垂线上,需在机身下设置台座,在台座下再安装隔振器,以调整隔振器上部质量重心的位置,使其尽可能靠近工作台中心线,并拉开隔振器之间的距离,使隔振器刚度中心靠近工作台中心,避免压机工作时摇晃。

4.5 城市轨道交通

4.5.1 城市轨道交通分为地下线、高架线、地面线三种线路敷设方式,一般来说,地下线和地面线产生的环境振动大于高架线。当列车运行产生的环境振动和室内二次结构噪声超过相关标准的规定时,应采用相应的减振措施。

城市轨道交通系统振动通常是钢轮在钢轨上运行所产生的振动,是由于列车在轨道上移动造成的,影响振动大小和频率的因素很多,根源是轮轨相互作用。与工业振动不同,城市轨道交通系统振动属于间歇性长期振动,其振动影响范围广,运行时间长。城市轨道交通产生振动的主要机理可归纳为五类:准静态机理、参数激励机理、钢轨不连续机理、轮轨粗糙度机理和波速机理。城市轨道交通轮轨振动在 10000Hz 范围内呈宽频带特征,在振动传播过程中,高频比低频振动衰减得快,振动的频谱随距离而改变,水平向振动比竖向振动衰减得快。振动在一定频率范围内,人将以不同方式感知振动,作用于人体的振动频率范围为 1Hz~80Hz,建筑物振动引起的室内二次噪声频率范围为 16Hz~200Hz;影响建筑结构的振动频率一般为 1Hz~150Hz;室内二次结构噪声以低频为主,一般频率范围为 16Hz~250Hz,《机械振动 轨道系统产生的地面诱导结构噪声和地传振动 第 1 部分:总则》GB/T 33521.1-2017

规定室内二次结构噪声频率范围一般为 16Hz~250Hz,《城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法标准》JGJ/T 170-2009 规定室内二次结构噪声频率范围为 16Hz~200Hz。

城市轨道交通引起的振动通过轨道系统、支撑基础(隧道、高架桥和路基)、周围土体及相邻建筑物进行振动传递,在建筑物内可产生能感知的振动甚至引起人的不舒适或不能觉察到振动,但是在非常安静的房间内可能听见列车通过时的“隆隆”声。城市轨道交通引起的建筑物的振动达到一定水平时会使得建筑表面(墙、楼板或天花板)辐射的噪声,通常称为室内二次噪声或结构噪声或地传噪声,还有家具、窗户、装饰物和建筑附属设施发出的嘎嘎声。有时,振动微弱到人无法觉察,低于感知阈值,但可能导致可听的低频噪声。

城市轨道交通振动可能对沿线不可移动文物、振动敏感设备等产生振动影响,或对于噪声控制要求严格的音乐厅、电视演播室、录(播)音室、影剧院等产生二次结构噪声影响,本标准只针对城市轨道交通列车由于地传振动而引起建筑物室内的二次结构噪声,不涉及空气噪声或直达声影响。对城市轨道交通沿线不可移动文物、振动敏感设备等产生振动影响,或对于噪声控制要求严格的建筑需根据需求进行专项设计及技术论证。

振动对人正常生活、工作和学习的影响应符合现行国家标准《城市区域环境振动标准》GB 10070、现行行业标准《城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法标准》JGJ/T 170 的要求。

振动对文物保护单位、世界文化遗产、世界文化与自然遗产、世界文化景观、中国世界文化遗产预备名单、中国国家自然与文化双遗产预备名录的影响应符合现行国家标准《古建筑防工业振动技术规范》GB/T 50452 的要求;对尚未核定公布为文物保护单位的不可移动文物、优秀历史建筑、优秀近代建筑、全国重点烈士纪念建筑物文物保护单位以及历史文化街区、历史风貌保护区、旧城风貌区、历史文化名镇名村中的非当代建筑的影响应符合现行国家标准《建筑工程容许振动标准》GB 50868 的要求。

振动敏感设备主要存在于医院(核磁共振 NMR、计算机断层扫描 CT、在放大镜下工作的手术室等)、研究型大学(电子放大镜等)、科研机构、电子或光学产品生产厂、计量机构等。振动对振动敏感设备的影响应符合设备说明书,或符合现行国家标准《机械振动与冲击 装有敏感设备建筑物内的振动与冲击 第 2 部分:分级》GB/T 23717.2、《建筑工程容许振动标准》GB 50868、《电子工业防微振工程技术规范》GB 51076 的要求。

室内二次结构噪声对人正常生活、工作和学习的影响应符合现行行业标准《城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法标准》JGJ/T 170 的要求;对音乐厅、电视演播室、影剧院的影响应符合《剧场、电影院和多功能厅堂建筑声学设计规范》GB/T 50356、《剧场建筑设计规范》JGJ 57 的要求;对录(播)音室、演播室的影响应符合现行行业标准《广播电视录(播)音室、演播室声学设计规范》GY/T 5086 的要求。

4.5.2 工程概况主要包括以下内容:工程范围、地理位置及线路走向、线路平面/纵断面、线路敷设方式、主要技术标准:线路全长、轨距、道床类型、最高行车速度、线路平面最小曲线半径、线路纵断面最大纵向坡度、列车编组,隧道、高架或路基结构型式,扣件、道岔、轨道结构高度等。轨道交通模式主要包括:列车、车辆类型、编组及长度、轴重、受电方式等。

4.5.3 城市轨道交通减振可分为振源控制、传播路径控制、建筑物振动控制,优先采用振源控制。设计时应充分考虑城市轨道交通振源特性,根据预测的环境振动和室内二次结构噪声的超标量、工程实际情况、可行性、技术经济性采取相应的减振措施。

振源控制:城市轨道交通振动的根源在于轮轨相互作用,从振源着手,主要措施包括采

用重型钢轨和无缝线路、轨道隔振、阻尼钢轨、钢轨调频质量阻尼器（动力吸振器）、减振接头夹板、减轻车辆的簧下质量、优化车辆的一系悬挂系统、平面小半径曲线处采用钢轨润滑装置、轨道不平顺管理、定期进行车轮璇修或钢轨打磨等。

传播路径控制：针对振源控制不能达标或振源不能采取控制措施的情况下，使用阻隔振动传播的技术方法。常见的传播路径控制主要是在路径中设置隔振沟、隔振屏障（排桩）或波阻板等。根据障碍物设置的位置可分为主动传播控制和被动传播控制。主动传播控制为近场/积极控制，是在振源附近设置障碍物，利用接近或围绕振源的障碍物，阻隔消减或反射振源波的扩散。由于障碍物接近振源，所以主要是阻隔体波。被动传播控制为远场/消极隔振，是在靠近受振体处设置障碍物，减小振动对其影响。由于障碍物远离振源，所以主要是阻隔 Rayleigh 波（表面波）。屏障隔振设计时应注意城市轨道交通地下线以体波为主，高架线和地面线以面波为主。对于地下线还可采用超重型隧道、地面线采用桩板结构、高架线采用桥梁隔振支座、桥梁安装 TMD 等措施来提高振动衰减。

建筑物振动控制：采取前两项措施，仍不能使环境质量达标的情况下，采取建筑物防护的方法和手段，保护建筑物室内的环境质量和人体的健康。常见的建筑物振动控制措施有基础隔振、浮置式楼板和房中房隔振。通过优化建筑物的布局，可以尽量使建筑物远离振源。由于轨道交通引起的振动频率范围覆盖了常见楼板的固有频率，因此楼板共振是不可避免的，但提高楼板的固有频率，使得楼板的固有频率避开轨道交通引起环境振动谱的卓越频率，可以来减小对人体的振动影响，增大楼板的阻尼有利于楼板振动的衰减。

4.5.4 目前我国城市轨道交通轨道隔振的设计标准还不完善，很多设计还需参考铁路的设计规范，轨道隔振的一般设计应符合《地铁设计规范》GB 50157-2013 中关于轨道的设计规范，同时参考《铁路轨道设计规范》TB 10082-2017 的规定。钢轨通常作为列车牵引回流电路，轨道结构应满足绝缘要求，以减少杂流对结构及设备的腐蚀。

轨道隔振设计中应保证轨道具有快速可维修性和可更换性，城市轨道交通每天停运时间一般较短，通常在夜间 23:00~4:30，因此维修和更换必须快速。

隔振轨道的固有自振频率应避开车体的车体、转向架和轮对的固有频率，同时应避开桥梁等类似基础结构的固有频率。隔振轨道大部分是基于隔振原理的，仅仅是将振动能量转移到列车—轨道—支承结构系统中的不同单元，因此需注意在设计减振轨道时不能引发其他问题，如乘坐舒适性、轮轨磨耗等。轨道隔振一般会使列车运行安全性和乘坐舒适性下降，轨道隔振设计中应进行列车—轨道—支承结构（根据不同工况可分为隧道、桥梁或路基）耦合动力学验算，以保证轨道稳定性、钢轨强度以及列车运行安全性和平稳性。关于城市轨道交通车辆的运行平稳性和安全性，除了《地铁设计规范》GB 50157-2013 规定的车辆运行的平稳性指标应小于 2.5，车辆的脱轨系数应小于 0.8 之外，《地铁车辆通用技术条件》GB/T 7928-2003 规定车辆运行的平稳性指标应小于 2.5，车辆的脱轨系数应小于 0.8。《城市轨道交通车辆组装后的检查与试验规则》GB/T 14894-2005 规定新造车的脱轨系数应小于 0.8，新造车的轮重减载率应小于或等于 0.6，车辆运行的平稳性指标应按小于 2.5 评定。

为保证列车运行安全性和旅客乘坐舒适性，城市轨道交通不同类型隔振轨道之间、隔振轨道与非隔振轨道之间的刚度不能突变，需要通过设置过渡段实现刚度的平稳过渡；本条车辆定距为转向架中心距。

从减小城市轨道交通引起的环境振动和二次结构噪声看，不能将两种或多种减振措施叠合在一起来提高减振性能。例如高弹性扣件可以减小环境振动 5dB，浮置板轨道可以减小 15dB，那么浮置板轨道上安装高弹性扣件并不会减小 20dB，实际上两者组合的性能可能低于浮置板自身的性能；但是在为了减小浮置板的振动从而减小浮置板辐射噪声时，可以考虑

两者叠加。

4.5.5 本条给出了无砟轨道和有砟轨道隔振主要特征和主要隔振元件的位置,按照隔振元件的位置主要分为三类:轨下即扣件类,枕下即轨枕类,道床下即道床类,每一类轨道可能包含有多种型式的轨道结构型式。一般来说,扣件类、轨枕类、道床类轨道隔振的减振效果依次递增。在所有的轨道隔振措施中,钢弹簧支承浮置板和浮置式道砟槽的减振效果最好,固有频率最低,隔振元件支承的质量最重。

无砟轨道隔振措施可分为高弹性扣件(图 8a)、弹性轨枕(图 8b)、橡胶或聚氨酯等高分子材料支承浮置板(图 8c)、钢弹簧支承浮置板(图 8d)等。

有砟轨道隔振措施可分为高弹性扣件(图 9a)、弹性轨枕(图 9b)、道砟垫(图 9c)、浮置式道砟槽(图 9d)等。

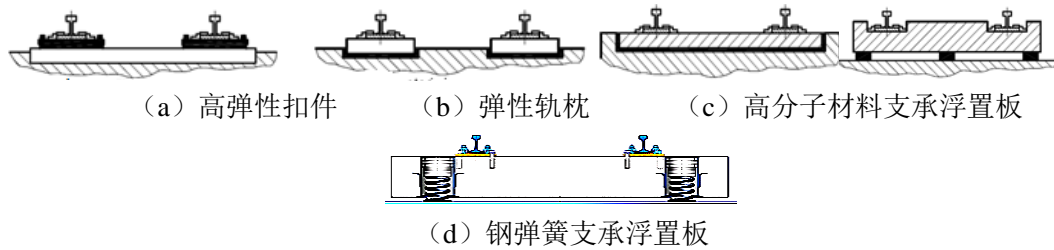


图 8 无砟轨道隔振措施

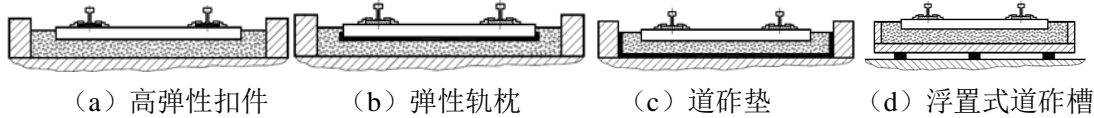


图 9 有砟轨道隔振措施

4.5.7 隔振轨枕可采用弹性短轨枕(弹性支承块)、弹性长枕、梯形轨枕(纵向轨枕)。隔振元件的刚度与扣件刚度应合理匹配,可以使隔振效果最大化。

4.5.8 浮置板轨道是质量(道床)、弹簧与阻尼系统,浮置板越厚,轨道参振质量越高,相应的减振效果较好,但参振质量受地铁限界或桥梁结构承载能力限制。钢弹簧隔振器、橡胶或聚氨酯等高分子材料隔振器涉及乘客的安全,因此对隔振器的疲劳寿命提出较高的要求,一般而言,浮置板隔振元件 300 万次疲劳试验后的刚度、阻尼性能进入稳定期。橡胶或聚氨酯等高分子材料浮置板常见的支承方式有点支承、条状支承(线支承)、面支承(整体支承、满铺)。

4.5.9 有砟轨道采用道砟垫可以增加轨道结构的弹性,减小道砟应力和路基压力,对于高于 30Hz~40Hz 的振动和噪声有良好的衰减作用。由于道砟在各方向都具有良好的弹性和可弯曲性,所以道砟垫对其下路基的平整度要求并不高。道砟垫由合成橡胶或天然橡胶制成,德国联邦铁路的技术标准 DB-TL918 071 对其性能进行了规定。规定道砟垫在列车荷载作用下的变形应小于 3mm 是为了保证列车运行稳定性(安全性)、旅客乘坐舒适性、钢轨强度。道砟垫的静动态刚度(也称为道床模量)与道床高度、轨枕类型、轨枕间距、钢轨类型、列车最高运行速度、列车轴重密切相关。在道砟下面铺设整体橡胶道砟垫,分为两种,第一种铺设在混凝土底板上,第二种铺设在压实路基上。研究表明,道砟垫基础的刚度影响减振效果,美国圣弗朗西斯科市地铁中道砟垫隔振系统的实测结果表明在混凝土底板上铺设道砟垫与普通有砟轨道相比,可减小振动 12dB,而在压实土基上铺设道砟垫减小振动 9dB。

4.5.10 轨道结构主要由钢轨、扣件及轨下基础组成。轮轨之间的振动与轨道结构各部件的质量、刚度以及阻尼密切相关,不同型式轨道结构其振动也不同,理论与实际应用效果表明:

每一种轨道隔振措施在不同频率范围、不同测试位置会有不同的减振效果。目前关于轨道结构减振效果的评价，尚无对应的标准规范。各种轨道隔振措施标称的减振效果，需注明适用的测量方法、评价量、频率范围、测点位置等与减振效果直接相关的边界条件。

减振轨道隔振效果宜通过比较有/无减振措施时下部结构（如隧道、路基或桥梁）、地面或地面建筑物的振动来评价。选取线路和车辆状态满足经常保养等级的规定，地质条件、线路平面曲线半径、钢轨类型、隧道、路基或桥梁结构等，车辆类型、车辆轴重、簧下质量、列车速度应与隔振轨道类似的非减振地段（普通道床地段）作对比，通过与无减振措施的对比得出隔振轨道的减振效果。列车作用在不同轨道时，传递到支承结构的力会发生差异，可以比较经轨道结构的力来评价隔振效果，也可以通过比较传递到基础的引起的下部结构（如隧道、桥梁或路基）的振动来评价减振效果，一般优先通过比较有/无减振措施时下部基础（如隧道、桥梁或路基）的振动来评价减振效果。对于环境影响评价中要求的减振效果，依据《城市区域环境振动标准》GB 10070-1988、《城市区域环境振动测量方法》GB 10071-1988和《环境影响评价技术导则 城市轨道交通》HJ 453-2008）的规定，应采用 1Hz~80Hz 频率范围内的铅垂方向人体全身振动计权后振动加速度级的插入损失值作为减振效果评价量。

5 被动隔振

5.1 一般规定

5.1.1 被动隔振仅考虑支承结构(或地基)作用的简谐干扰位移 $u_{ov}(t) = u_{ov} \sin \omega t$ 和简谐干扰转角 $u_{ov} \phi_v(t) = u_{ov} \phi_v \sin \omega t$ (如图 10), 而不考虑作用有脉冲干扰位移和脉冲干扰转角的情况, 这种情况对支承结构(或地基)来说是不会发生的。

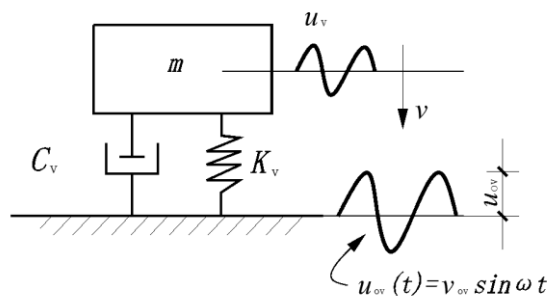


图 10

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{v}(t) + C_v [\dot{v}(t) - \dot{u}_{ov}(t)] + K_v [v(t) - u_{ov}(t)] &= 0 \\ \dot{v}(t) + 2n_v \dot{v}(t) + \omega_{nv}^2 v(t) &= 2n_v \dot{u}_{ov}(t) + \omega_{nv}^2 u_{ov}(t) \end{aligned} \right\} \quad (83)$$

式中
$$2n_v = \frac{C_v}{m}; \quad \omega_{nv}^2 = \frac{K_v}{m} \quad (84)$$

令 $u_{ov}(t) = u_{ov} \bullet \sin \omega t = u_{ov} \bullet e^{j\omega t}$ (取虚部)

则: $v(t) = v_o \bullet e^{j\omega t}$ (取虚部) (85)

代入式 (83) 则得:

$$\left. \begin{aligned} v_o &= \left[(\omega_{nv}^2 - \omega^2) + j2n_v \bullet \omega \right] e^{j\omega t} = u_{ov} (\omega_{nv}^2 + j2n_v \bullet \omega) e^{j\omega t} \\ v_o &= u_{ov} \frac{\sqrt{(\omega_{nv}^2)^2 + (2n_v \omega)^2} e^{j\delta t}}{\sqrt{(\omega_{nv}^2 - \omega^2)^2 + (2n_v \omega)^2} e^{j\theta t}} \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

式中, $\tan \delta_v = \frac{2n_v \bullet \omega}{\omega_{nv}^2}; \quad \tan \theta_v = \frac{2n_v \bullet \omega}{\omega_{nv}^2 - \omega^2}$

代入式 (85) 则得式 (83) 的解为:

$$\begin{aligned}
 v(t) &= u_{ov} \cdot \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}} \cdot \sin(\omega t + \delta_v - \theta_v) \\
 &= u_v \cdot \sin(\omega t + \delta_v - \theta_v)
 \end{aligned} \tag{87}$$

上式当 $\sin(\omega t + \delta_v - \theta_v) = 1$ 时，得最大振幅值为：

$$\left. \begin{aligned}
 u_v &= u_{ov} \cdot \eta_{v \cdot \max} \\
 u_{\psi v} &= u_{o\psi v} \cdot \eta_{\psi v \cdot \max}
 \end{aligned} \right\} \tag{88}$$

式中

$$\left. \begin{aligned}
 \eta_{v \cdot \max} &= \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_v \cdot \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_v \cdot \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}; \zeta_v = \frac{n_v}{\omega_{nv}} \\
 \eta_{\psi v \cdot \max} &= \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_{\psi v} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\psi nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{\psi nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\psi v} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\psi nv}}\right)^2}}; \zeta_{\psi v} = \frac{n_{\psi v}}{\omega_{\psi nv}}
 \end{aligned} \right\} \tag{89}$$

对于双自由度耦合振型的被动隔振系统的计算公式同样可参照上述方法和主动隔振的计算公式进行推导得到。

5.1.2 本条给出了隔振体系传递率的计算公式。不同阻尼比单自由度结构传递率，也可按图 11 得到。

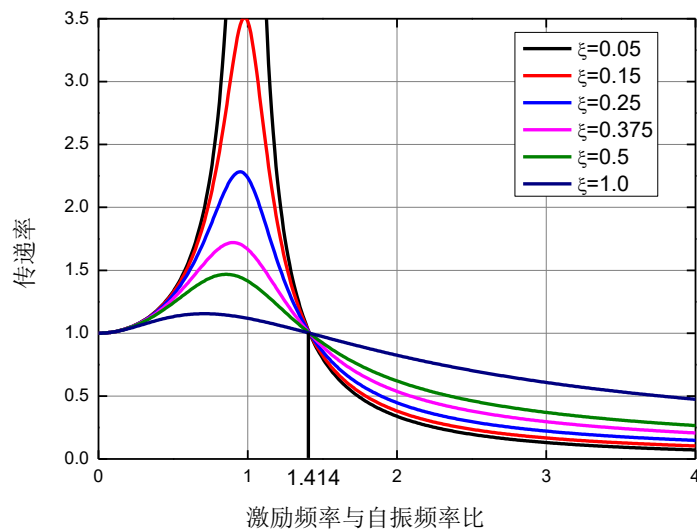


图 11 不同阻尼比单自由度结构隔振体系的传递率

5.1.3 对于大型精密设备或对微振动要求较高的精密设备，设置台座结构，增大隔振体系质量，可减少外界振源对精密设备的影响。本条列出了精密设备台座结构的一般形式。

5.1.4 对于超大型、超长型或平面尺寸异形台座隔振体系，在隔振计算时需要计算其固有频率，进行模态分析，并考虑精密设备自身和外部干扰作用下的振动响应，一般应采用有限元法进行隔振性能分析。

5.2 精密仪器及设备

5.2.1 减弱环境振动对精密设备仪器及设备的影响，应是一项综合措施，综合措施一般包括：减弱建筑物地基基础和建筑物结构振动、振源设备隔振及对精密仪器和设备隔振，对于要求较高的精密仪器及设备，往往不可能采取单一的措施就能达到目的，采取综合措施尤为重要，而对精密仪器和设备进行隔振，仅是其中一项措施。由于精密仪器和设备感受的是一个十分微量的振动，而这样微量的振动，其影响因素及传递路径都较为复杂，因此在工程设计中，对它采取的综合措施，常分阶段实施，其间还需要进行分阶段实测微振动，为下一步措施提供数据。

5.2.2 精密仪器及设备的隔振设计，除应按本条规定进行外，还有必要进行多方案比较，其中包括选择不同的隔振器、阻尼器以及不同的台座形式等，从中选择优化方案，特别对于防微振要求较高的或大型的精密仪器及设备，隔振工程的投资量较大，在满足要求的前提下，尚应节省投资，更需要进行方案比较。

5.2.3 本条列出了精密设备应设台座结构的情况及用途。对于需要将若干个分离部分连成整体以及采用直接弹性支承的精密设备，应设置台座结构，提高隔振系统的刚度。

5.2.4 对于大型及超长型台座，在隔振计算时不能将台座视为刚体，需要计算台座本身的固有频率，进行模态分析，并考虑外部干扰振动位移作用下的振动响应。

5.2.5 隔振设计中采用商品隔振器时，要求供应商提供隔振器刚度、刚度计算中心坐标值、阻尼比、承载力及安装尺寸等数据，以便于进行隔振计算。

对于配置空气弹簧隔振装置的商品隔振台座，特别如配置空气弹簧隔振装置的隔振台座，要求供应商提供隔振体系固有频率、阻尼比、隔振台座承载力及高度控制阀的灵敏度等有关数据，以便于进行振动响应计算。

5.2.6 为防止共振，台座隔振设计时，台座结构的一阶固有频率宜避开精密设备自身固有频率的 1.5 倍范围。

5.2.7 隔振体系应具有恰当的阻尼比，根据实践经验，阻尼比一般不宜小于 0.10。

5.3 精密机床

5.3.1 本条列出了机床被动隔振设计应考虑的内容。

精密机床对环境振动要求较高，不同场地的环境振动相差可达 10 倍以上，选择好的场地可以减少被动隔振的难度，以最低的成本达到事半功倍的效果。设计机床前应对候选场地进行环境振动测试，并根据测试结果优选精密机床工作场地。

隔振体系在外部干扰力作用下的振动响应的计算见 5.1 节“计算规定”，主要计算隔振体系质心处或参考点处的振动位移或速度。

上述两项振动叠加后应满足机床的容许振动值,不满足时可降低隔振体系固有频率或加大台座质量,仍不满足时应考虑其他辅助措施,如对振源采取主动隔振措施。

5.3.2 阻尼的作用是当机床受到振动干扰时,吸收振动能量,抑制系统振幅,使机床迅速恢复平稳,但阻尼太大会降低隔振效率。由于精密机床一般扰力不大,隔振系统的阻尼比取 0.10 已足够。当机床有加速度较大的回转或快速移动部件时,如精密加工中心,应适当加大阻尼比,以保证机床的稳定性,此阻尼比应大于 0.15。

5.3.3 计算机床内部干扰力产生的振动响应时,按框架式台座计算要比按大块式台座复杂得多,参见现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040。多数情况下机床和台座的刚度及质量相对于内部干扰力较大,按大块式台座计算已足够准确,亦即将台座结构视作刚体。为了既能简化计算又不失原则性,本条借鉴德国工业标准 DIN 4024,推荐了频率控制方法和相应算式,按此方法可以较快地确定台座结构的尺寸,并避免台座与内部干扰源产生共振,使满足该条件的台座可按大块式台座计算。

如果台座结构的一阶弯曲固有频率不能满足不小于机床最高干扰频率的 1.25 倍时,可加大台座结构的质量或厚度使之满足,仍不满足时,应按框架式台座计算台座的振动响应。

5.3.4 当机床采用固定基础时,机床上慢速往复运动的部件不会使机床产生可见的倾斜。但在弹性基础的情况下,移动部件如轧辊磨床的移动砂轮工作台会使机床质量重心变化而使机床稍微倾斜,这是采用弹性基础无法避免的特点,但大多数情况下并不影响机床的功能和精度。只有倾斜度过大,或某些机床对重力较敏感时,才有必要控制。采用式(5.3.4)可快速方便地计算机床的倾斜度及变化。

式(5.3.4)既适用于绝对倾斜度的计算(相对于机床为水平时的初始状态),也适用于移动质量质心任意两位置之间的相对倾斜度变化的计算。

5.3.5 当精密设备台座为大块式台座,且自身振动产生的振动响应也很小时,可不必计算其内部扰力引起的振动响应。本条借鉴德国工业标准 DIN 4024 给出的量化判断依据。

5.3.6 本条列出了应设台座结构的情况及用途。设置台座结构可增加隔振体系的质量可以减少机床内部扰力产生的振动;对于同等的移动质量,设置台座结构增加隔振体系的质量可以降低机床的倾斜度。

5.3.7 高度调节元件能方便设备安装调平,并可以在基础沉降发生后重新调平。

6 建筑隔振

6.1 一般规定

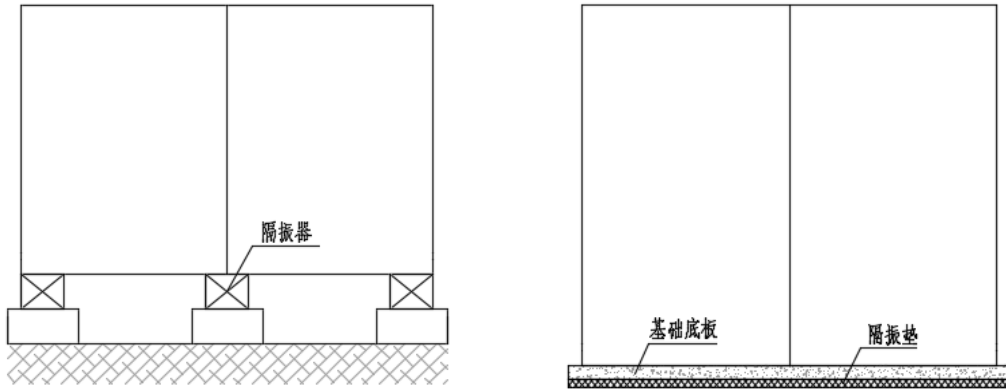
6.1.1 本章隔振设计指在建筑整体（或局部）基础、底部、上部结构与下部结构之间设置由弹性减振元件和阻尼装置等部件组成的隔振层，以减少竖向振动的传递，达到预期的减振要求。

6.1.3 建筑结构的竖向固有频率一般在 10~30Hz 之间，轨道交通的振源激励频率一般较高（60~100Hz），但经过土壤滤波之后，低频振动分量有所增加；公路交通的振源激励频率在 10~30Hz 之间。本条根据工程经验，给出两种交通振动隔振体系的固有频率控制要求。

6.1.10 本条仅适用于环境振动计算（小能量输入），建筑结构本身及隔振器仍需进行抗震计算、风振验算，并满足相关规范的规定。浮筑楼板本身受地震影响较小，可不再单独进行抗震验算。

6.2 建筑结构整体隔振

6.2.2 点支撑式主要指仅在结构墙、柱等竖向承载构件处设置隔振器，上部结构重量通过梁板等水平构件传递到墙柱，再传递给隔振器。满铺支撑式主要指将隔振垫满铺于结构基础（主要适应于筏板或梁筏基础）之下的隔振形式。

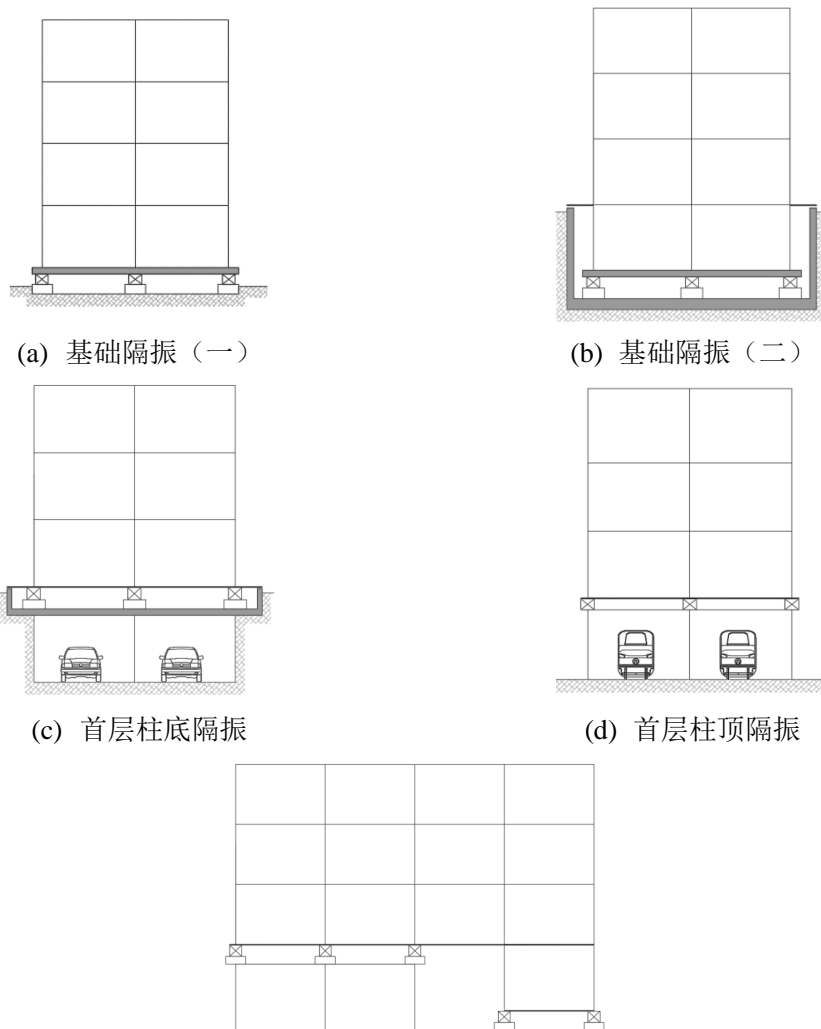


(a) 点支撑式

(b) 满铺支撑式

图 12 隔振结构支撑形式

6.2.3 隔振层根据工程情况可选择布置在适宜位置，常用位置包括如下图 13(a)(b)(c)(d)类型；也可设置在不同标高处图 13(e)，但要确保上下结构完全断开。



(a) 基础隔振（一）

(b) 基础隔振（二）

(c) 首层柱底隔振

(d) 首层柱顶隔振

(e) 隔振层位于不同标高处

图 13 隔振层位置示意图

6.2.8 隔振层构造措施可参照以下图 14~18 节点做法。

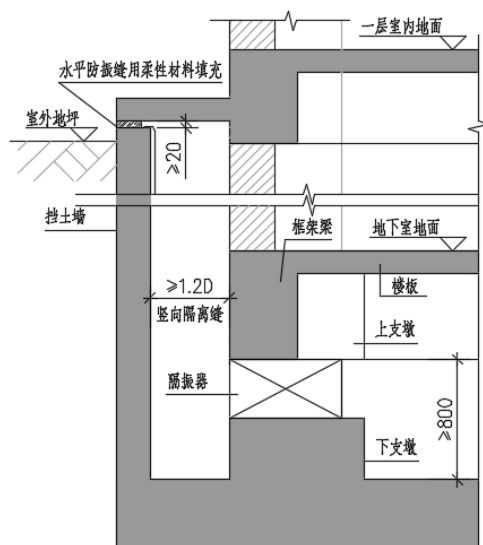
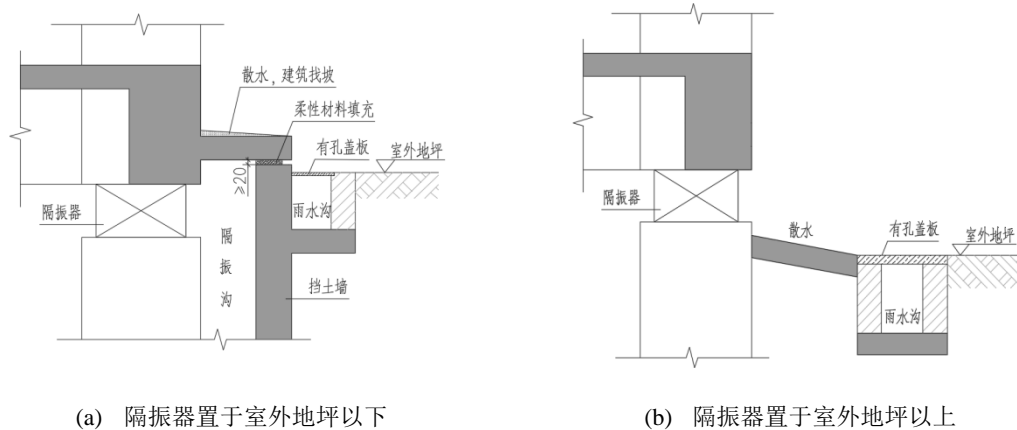


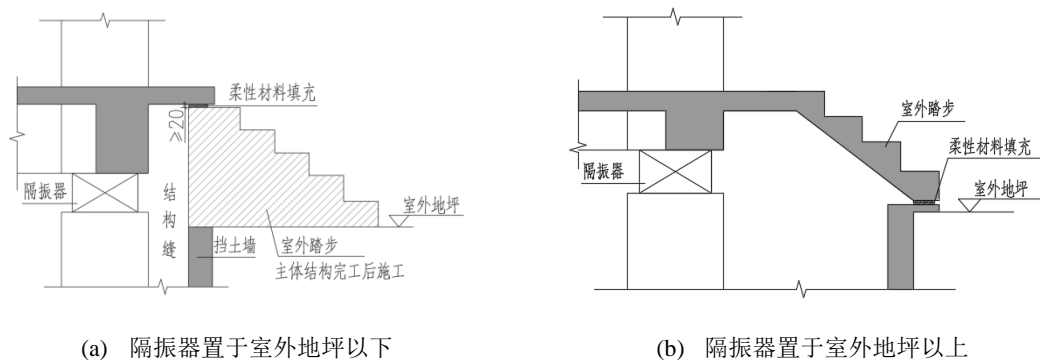
图 14 结构竖向隔离缝示意图



(a) 隔振器置于室外地坪以下

(b) 隔振器置于室外地坪以上

图 15 排水沟及散水做法



(a) 隔振器置于室外地坪以下

(b) 隔振器置于室外地坪以上

图 16 室外踏步做法

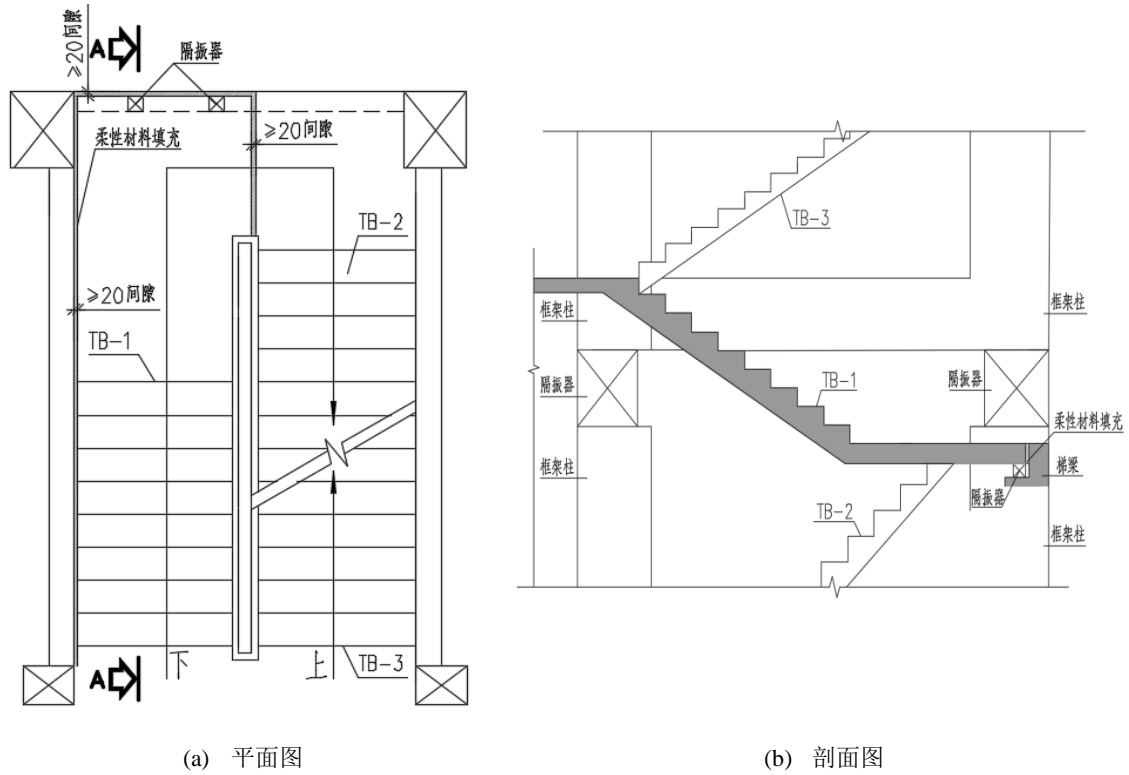


图 17 穿越隔振层楼梯做法示意图

注：穿越隔振层的梯板可在其底部或者顶部设置隔振器与下部结构断开（图中为底部）。

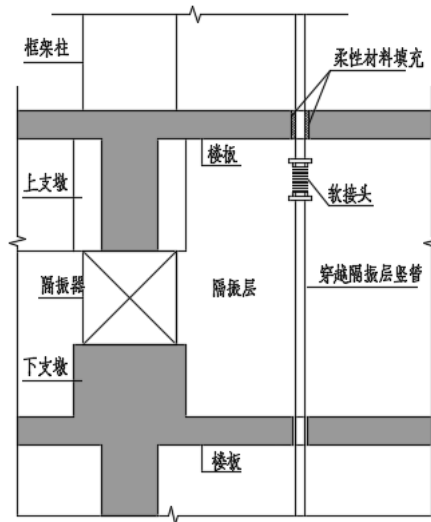


图 18 管线柔性连接示意图

6.3 房中房及浮筑板隔振

6.3.2 隔振体系具有隔声需求时，如消声室，应采取隔振措施以减少结构的固体传声。

由于目前尚无明确的消声室容许振动界定值，根据实践经验，当隔振体系振动频率小于消声室测试下限频率的 0.1 倍时，可满足消声室的使用要求，因此，消声室隔振体系计算可

仅计算振动固有频率。根据实践经验，当隔振体系阻尼比不小于 0.1 时，隔振系统能有效减弱共振频率的振动值。

为减少消声室的振动响应，消声室内动力设备应采取主动隔振措施，为了减少动力设备的振动，一般采取较厚重的台座，根据实践经验，隔振台座重量一般应大于动力设备重量的 3 倍。

6.3.3 交嵌式和内置式房中房隔振设计，如图 19 所示。

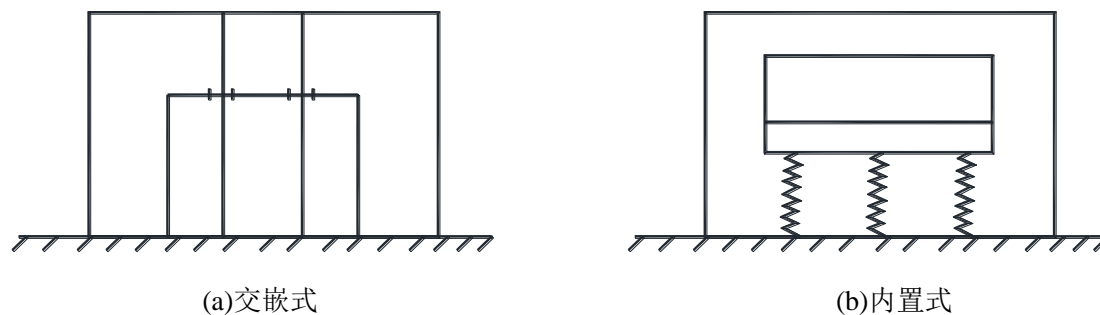
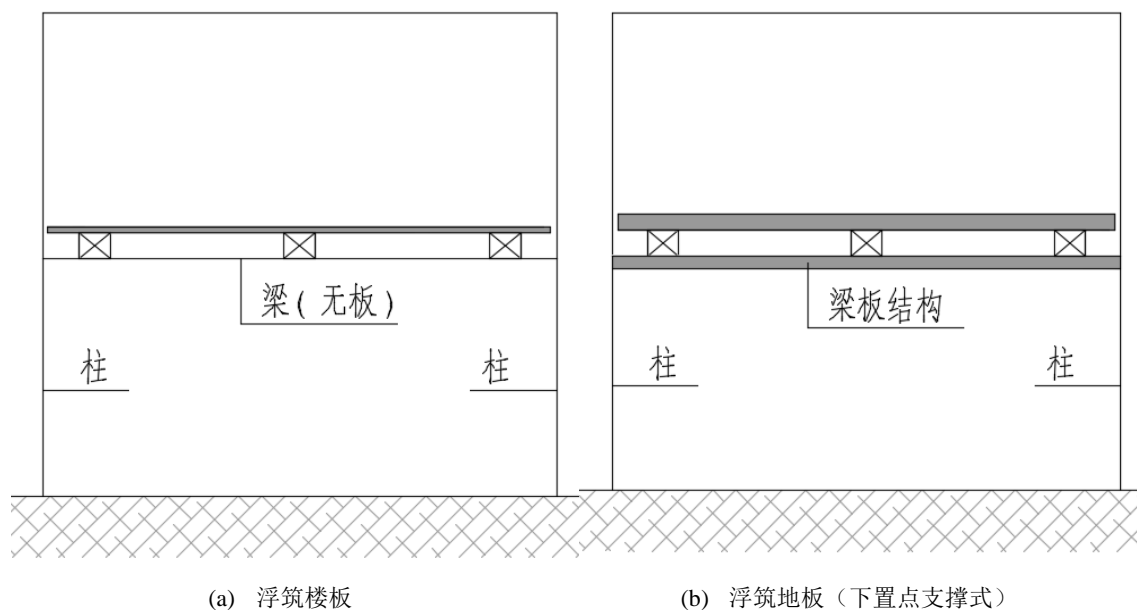
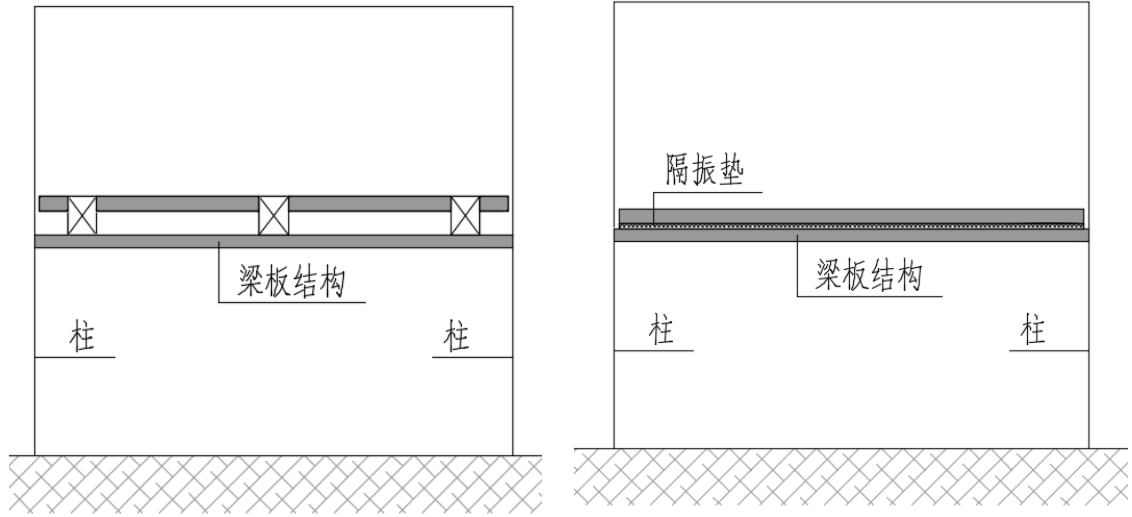


图 19 交嵌式和内置式房中房隔振设计

6.3.5 浮筑板支撑在梁上可采用图 20(a)所示方式，支撑在板上可采用图 20(b)、(c)的点支撑方式以及图 20(d)的满铺式。





(c) 浮筑楼板（内置点支撑式）

(d) 浮筑地板（满铺支撑式）

图 20 浮筑板隔振

7 屏障隔振

7.1 一般规定

7.1.2 本条列出了进行屏障主动隔振与被动隔振设计所需资料，屏障隔振的参数设计不合理会导致隔振体系失效。

7.1.3 本条给出了屏障隔振效果评估要求，每一个屏障隔振设计均需要提前进行试验，隔振效果没有达到预期目标的有必要进行隔振参数的调整或者采用其他隔振方法。

7.2 沟式屏障隔振

7.2.1 对应于动力机器基础、地基强夯施工、桩基施工、岩土爆破、地面交通等地表振源，对临近建（构）筑物的减振技术途径主要是设置沟式屏障隔振。研究表明，沟式屏障隔振的效果主要和深度有关，和沟的宽度关系不大，沟深大于1倍瑞利波波长时，隔振效果可达60%~80%。因此，对于干扰频率比较低，波长较长的情况，受隔振沟开挖深度的限制，不适宜用沟式屏障进行隔振。

7.2.2 沟式主动隔振，可用于尺寸较小且独立的振源，如动力机器基础，围绕振源设置封闭屏障，能有效减少振动波的输出。

沟式被动隔振，可用于分布范围较广或者连续的振源，例如地面交通，强夯施工等，在构筑物或精密仪器周围设置超过被保护目标宽度（一般可取1.2L）的屏障，可以有效减少振动波的输入。

7.2.3 沟式屏障隔振的效果主要和深度有关，一般来说深度越深隔振效果越好。工程应用中，沟深还应综合考虑开挖的安全性和可行性，开挖时坡面适当放坡，以保证隔振沟的稳定性。隔振沟永久性使用时，边坡设计符合现行国家标准《建筑边坡工程技术规范》GB50330相关规定；隔振沟作为临时措施时，边坡设计符合现行行业标准《建筑基坑支护技术规程》JGJ 120相关规定。

7.2.4 由于空沟屏障几乎不发生透射，所以空沟的隔振效果一般优于填充沟屏障。填充沟隔振屏障分硬性的和软性的两类。研究表明，在隔振屏障的几何尺寸（长、宽、深）合适的前提下，硬性材料的波阻抗越高或软性材料的波阻抗越低，则它的隔振效果会越显著。目前所用的硬性填充材料主要有混凝土，而软性材料包括粉煤灰、发泡塑料和水泥浆固化空气胶囊等。从节省经费角度考虑，软性材料在地基隔振应用中比硬性材料更受欢迎。

7.3 排桩式屏障隔振

7.3.1 在振源与建筑物之间设置一系列周期性分布的桩（孔）。其原理与沟式屏障类似，不同之处在于其非连续性。其工程可行性优于沟式屏障。当干扰频率较低需要设置很深的隔离屏障时，采用沟式屏障遇到施工技术和安全等方面的困难，或者对于地下轨道交通等地下振源的隔振，在这种情况下，可以考虑选用排桩式隔振屏障。岩石类场地的波阻抗和桩体材料相似，因此隔振效果不明显，不适宜使用。

7.3.2~7.3.5 影响排桩隔振效果的因素主要包括：桩直径、间距、深度、桩数或排长、排数、排间距以及桩身材料的性质。为了获得较好的隔振效果，桩长一般需达到2倍波长，而排桩每边超过隔振对象不宜少于5m。另外，当隔振桩的间距较大时，双排桩的隔振效果要明显优于单排桩；但当桩间距小到一定数值后，单排桩和双排桩隔振的效果将会变得相差无几了。因此，对一个具体工程问题来说，宜先进行技术和经济效果比较，然后再决定是用单排还是用双排桩隔振方案。

西安地铁二号线从钟楼绕行通过时，为了减少地铁长期运行对其的振动影响，在钟楼台基周围设置了一圈隔离排桩，见图21。通过后期的振动监测表明，经排桩隔振后，地表水平向振动能减少50%~70%，竖向振动能减少40%~50%。

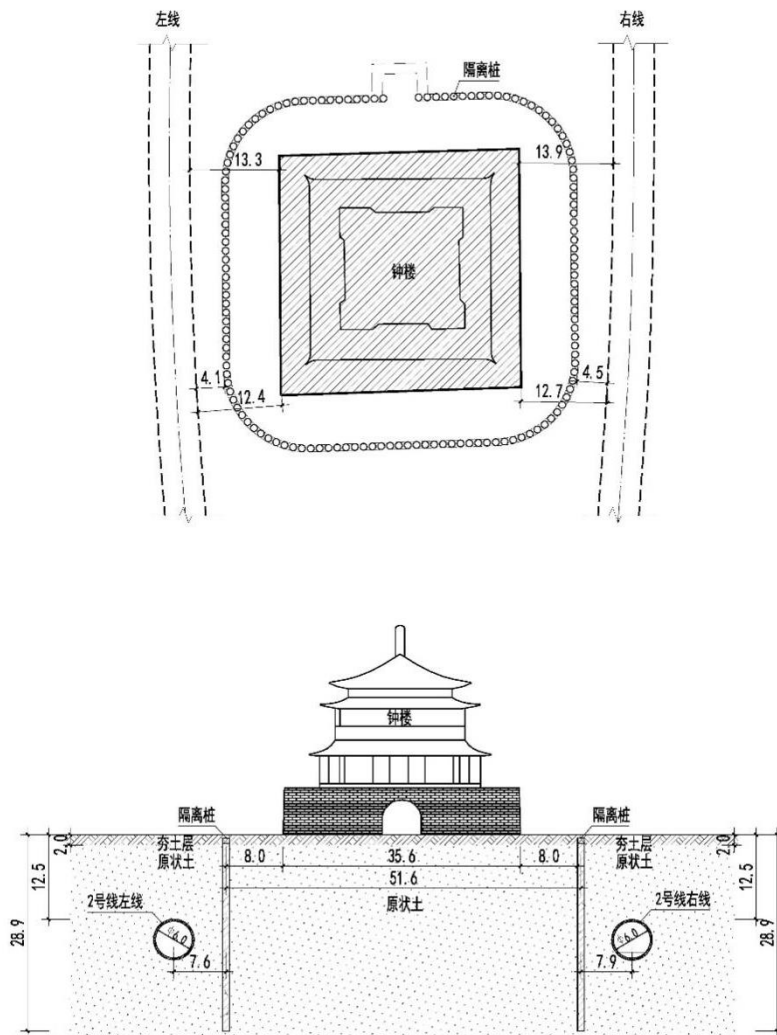


图 21 钟楼隔离排桩设置示意图

7.4 波阻板屏障隔振

7.4.1 本条给出了波阻板屏障的适用条件。

波阻板置于地面振源下方进行主动隔振主要基于下述机理，即基岩上单一土层的振动存在截止频率，当表面作用的简谐线荷载的频率低于该截止频率时，土层中没有波的传播，即辐射阻尼接近于零；仅当激振频率大于截止频率时，土层中才会出现波的传播现象；当激振频率接近截止频率时，土层发生共振。基于此原理，Chouw等（1991）和Schmid等（1992）提出了人工设置一个类似基岩的有限尺寸硬夹层进行隔振的方法，并称该硬夹层为波阻板（Wave Impedance Block，简称为WIB）。

波阻板置于土面进行被动隔振主要基于下述机理，根据Pao Y H, Mow C C, Achenbach J D. Diffraction of Elastic Waves and Dynamic Stress Concentrations[J]. Journal of Applied Mechanics, 1973, 40(4):p 213-219., 即将矩形波阻板视为圆柱体的一段，当在柱体表面作用有波前与柱轴平行的SH波偏振，与柱轴垂直的远场散射波场 $U_s(r, \theta, t)$ 为：

$$U_s(r, \theta, t) = U_0 \sqrt{\frac{2}{\pi \gamma r}} e^{i(\omega t - \gamma r)} \psi_s(\theta) \quad (90)$$

$$\psi_s(\theta) = -i \sin \gamma_0 e^{-i(\gamma - \frac{\pi}{4})} + 2 \sum_{n=1}^{+\infty} (-i)^{n+1} \sin \gamma_n e^{-i(\gamma_n - \frac{2n+1}{4}\pi)} \cos n\theta \quad (91)$$

$$\gamma = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (92)$$

式中, r ——极坐标横轴;

θ ——波入射角, 极坐标切向角;

t ——时间;

γ ——波数, $i = \sqrt{-1}$;

λ ——波长;

ω ——圆频率。

当 $r = a$, (a 为柱体半径) 且 $r_a = 1$, 即波长很长时, 只有很小一部分入射波被散射, 且所有向后方向几乎均匀地散射, 总波场与入射波场十分相似。随着频率的增加, 即波长变短时, $a \gg \lambda_s$ ($r_a = 5$, λ_s 为剪切波长), 按角度的分布变得愈来愈复杂, 向前产生很大的散射, 这时散射场与入射波干扰形成“影子区”。波长非常短时, 即 $r_a \gg 1$, 散射波的一半集中到正前方, 而另一半或多或少均匀地散布在所有其余方向, 这时在圆柱体的后面, 可得到相对未扰动区, 即隔振区。

波阻板与其他隔振方式并联后用于被动隔振主要包括两种情形: 一种是在受振保护对象(如精密仪器)基础下方一定深度处放置水平有限尺寸波阻板, 并配合其他隔振器(如阻尼弹簧)并联隔振; 另一种是波阻板置于土面, 自身作为基础板或厚地坪工作, 同时在波阻板周边布置排桩并联隔振。波阻板屏障被动隔振传递率根据容许振动值与隔振前环境振动测试数据确定。通过传递率可判断单一波阻板能否达到设计要求, 是否需要并联隔振。

国内多名工程设计人员曾成功地将波阻板与其他隔振方式并联后用于被动隔振。杨先健(1994)及白玲、李兴磊(2012)将砂垫层上钢筋混凝土波阻板与排桩屏障并联隔振的方式分别应用于某大型消声室和某大型超精密实验室的被动隔振, 比原弹簧隔振方案节省造价93%~95%并缩短了建造周期。杨先健、万叶青、杨俭等(2002)将波阻板屏障与阻尼弹簧并联, 对不良振动环境中设置高精密设备进行隔振, 节省了64%的投资并缩短了工期, 获得了较好的技术经济效益。

7.4.2 波阻板主动与被动隔振尺寸设计。

波阻板主动隔振尺寸设计。根据国内外理论及试验研究成果, 增大波阻板厚度和剪切模量是提高波阻板隔振效果的主要有效手段; 此外, 增大波阻板当量直径也是提高关键因素之一; 减小埋深(波阻板顶面至振源底部或动力基础底面距离)也是提高其隔振效果的手段之一。根据国内外理论和试验研究成果, 结合工程实际及经济因素, 用于主动隔振的波阻板尺寸宜按照公式7.4.2-1~7.4.2-3取值。对于厚度和当量直径, 当超过公式7.4.2-1、7.4.2-2所示上限值时, 隔振效果也会缓慢提高, 但不经济; 低于下限值时, 对部分地质情况, 有可能发生振动放大。对于埋深, 公式7.4.2-3所示取值范围内隔振效果最佳且较为稳定, 具体隔振效果还与其他因素有关; 当超过上限值时, 波阻板隔振随埋深增大隔振效果逐渐变差, 且存在振动放大可能。设计中, 波阻板材质影响见7.4.4第1款。

土层参数的变化对波阻板的隔振效果有显著的影响。根据《建筑抗震设计规范》GB 50011中对土的类型和剪切波速范围的划分(表2)可知, 对于相同的波阻板, 在相同的振源作用下, 土层由软弱土过渡为坚硬土的过程中, 土层剪切模量、剪切波速及剪切波长均增大, 使得对隔振效果有主要影响的波阻板无量纲剪切模量、无量纲直径和无量纲厚度都同时减小, 导致隔振效果有所下降。所以, 同样的混凝土波阻板在软弱土中的隔振效果最好, 坚硬土中

则相对较差；在保证相同的隔振效果情况下，土层剪切模量降低时，对波阻板尺寸要求也有所降低。

表 2 土的类型划分和剪切波速范围

| 土的类型 | 岩土名称和性状 | 土层剪切波速范围 (m/s) |
|--------|---|----------------------|
| 坚硬土或岩石 | 稳定岩石，密实的碎石土 | $V_s > 500$ |
| 中硬土 | 中密、稍密的碎石土，密实、中密的砾、粗、中砂， $f_{ak} > 200$ 的粘性土和粉土，坚硬黄土 | $250 < V_s \leq 500$ |
| 中软土 | 稍密的砾、粗、中砂，除松散外的细、粉砂， $f_{ak} \leq 200$ 的粘性土和粉土， $f_{ak} > 130$ 的填土，可塑黄土 | $140 < V_s \leq 250$ |
| 软弱土 | 淤泥和淤泥质土，松散的砂，新近沉积的粘性土和粉土， $f_{ak} \leq 130$ 的填土，流塑黄土 | $V_s \leq 140$ |

基于波阻板隔振原理和截止频率计算方法，公式(7.4.3-4)和(7.4.3-5)分别为地面振源竖向激振和水平激振时，由激振频率小于截止频率的前提反算波阻板临界埋深（小于号右侧）的计算方法，由公式 7.4.2-3 得到的波阻板顶面至振源底部（动力基础底部）之间距离应小于此临界埋深。

由上可知，波阻板当量直径和厚度取值时，对软弱土可分别取公式 7.4.2-1、7.4.2-2 所示取值范围中较小值，对坚硬土可取较大值；波阻板距基础底面深度取值时，对任何种类土层应优先取公式 7.4.2-3 所示范围较小值，且应满足公式(7.4.2-4)和(7.4.2-5)要求，应避免振源基础与波阻板接触。具体应结合具体工程条件和设计要求，综合考虑经济性和可行性等选取波阻板主动隔振的设计参数。

波阻板被动隔振尺寸设计。根据工程经验，置于土面上进行被动隔振的波阻板厚度越大，被动隔振效果越好。波阻板的厚度不应小于 0.125 倍剪切波波长，厚度过小，隔振效率差，也不宜大于 0.33 倍剪切波波长，若大于此值，投资增加很多，而隔振效率增加甚微。

波阻板与其他隔振方式并联被动隔振时的波阻板尺寸设计。

7.4.3 波阻板屏障的概念不限制于板，也可以是形状不规则刚性层。对于既有的动力机器等地面振源，无法通过现浇或预制方式在振源基础下方形成刚性层的，可通过注浆方式在地表振源下方形成人工刚性层，起到波阻板隔振的作用。

7.4.4 本条对波阻板设计过程中需考虑的问题进行规定。

考虑到混凝土仍是目前土木工程领域应用最广泛的建筑材料，具有剪切模量大的优点，比较适合波阻板的制作和施工。故对于新建的动力机器等地面振源，仍建议采用现浇或预制的进行波阻板施工，混凝土强度等级的选用应符合《混凝土结构设计规范》GB 50010 的规定。根据波阻板主动隔振相关理论成果，混凝土等级越高，波阻板剪切模量越大，隔振效果越好。根据《混凝土结构设计规范》GB 50010，C80 混凝土的剪切模量（ 1.583×10^4 MPa）仅为最低等级 C15 混凝土剪切模量（ 0.917×10^4 MPa）的 1.73 倍，故提高混凝土弹性模量不但不能有效提高隔振效果还会造成经济浪费。所以在实际工程中，混凝土等级的选用只以满

足波阻板吊装（预制）及正常工作时的强度要求为标准进行。通常要求混凝土强度等级不低于 C20。在波阻板材质为混凝土的情况下，应主要通过调节波阻板平面尺寸、厚度及埋深（距基础底面深度）来提高隔振效果。

根据选定的波阻板尺寸及其他具体情况确定采用预制或现浇方式建造波阻板。当采用预制波阻板时，应按照《混凝土结构设计规范》GB 50010 进行配筋、设置吊环，并进行吊装验算。当波阻板顶面距基础底面深度较小且动力基础宽度与波阻板宽度相差较大时，波阻板受力状态接近平板式筏基，应按照《建筑地基基础设计规范》GB50007 进行必要的受力、构造配筋以满足波阻板抗冲切、抗剪切及局部受压验算要求。

对于低于 10Hz 的低频振动，波长通常较大，为保证 0.5 以下传递率，波阻板的平面设计尺寸和厚度设计尺寸可能较大，为保证地基稳定性，故需要按照《建筑地基基础设计规范》GB50007 进行地基承载力和沉降验算。

避免由于波阻板的设置导致产生不均匀沉降，影响动力机器的正常生产。当波阻板下方为软弱土层时，先进行地基处理，使其能承受波阻板及动力机器和基础静力及动力荷载要求。

7.4.5 波阻板隔振效果预估相关规定。

波阻板屏障隔振属于弹性半空间土与结构相互作用问题，考虑层状土体复杂性，国内外波阻板隔振效果及相关影响因素研究成果主要通过边界元、半解析边界元、有限元及边界元与有限元耦合等数值计算方法开展研究，尚未有解析解公布，简化计算尚不成熟。在实际工程中，需根据具体工程情况，搜集振源、振源基础、地基相关参数，初步设计波阻板尺寸，再通过建立“振源-地基-波阻板”相互作用数值计算模型，计算隔振区域动力响应及隔振效果。通过调整波阻板技术参数，多次试算，结合经济控制因素，使波阻板隔振最终达到设计要求。

本款中公式 7.4.5-1 给出了两种类型隔振单元并联隔振的传递率计算方法。

8 智能隔振

8.1 一般规定

8.1.1 智能隔振设计的隔振器、阻尼器可以基于隔振对象动力反应或干扰激励进行参数调节。

8.1.3 本标准中规定的主动隔振、被动隔振不考虑外界能源的输入，不依赖其它自动控制体系，也称为无控隔振。该体系设计完毕时，其结构参数固定，阻尼和刚度等特性不可调，不能完全适应较宽的工作频带，存在一定的局限性，如：不利于低频激励下的隔振设计、隔振效果不佳往往达不到预期水平以及不具备对外界干扰变化（如振幅变化、频率变化或者激励形式的变化等）进行自适应调节的能力等等。此时就需要考虑控制能源输入的智能隔振设计，主要包括主动控制、半主动控制。现代控制方法有“比例-积分-微分（Proportion-Integral-Differential, PID）”控制，线性二次型最优控制（如线性二次型调节器控制，Linear Quadratic Regulator, LQR；线性二次型高斯控制，Linear Quadratic Gauss, LQG等），以及 H_2/H_∞ 控制等等。以上控制方法对于建立精确的计算模型（如传递函数模型或状态空间模型等）有一定要求；然而，当振动体系存在质量、刚度或者阻尼的不确定性，或者当体系存在较强的非线性时，该类方法则存在一定的局限性。为此，较多学者展开了关于智能控制方法的研究，如：模糊逻辑控制（Fuzzy Logic Control, FLC）、神经网络控制（Neural Network Control, NNC），以及模糊神经网络控制（Fuzzy Neural Network Control, FNNC）等等。

主动控制策略中，致动器出力较大，控制效果好，但也存在一些弊端，如：传感器/致动器体系设计复杂，振动数据采集和处理过程麻烦；需要消耗较大的控制能源、带来不利的经济效应；此外，主动控制体系往往不可避免地存在时滞现象，当时滞很大时可能会降低振动控制效果，甚至造成体系响应发散，等等。为此，学者们提出了一种介于无控隔振和主动控制之间的一类方法——半主动控制，该方法仅需少量的能源来维持有关电子和电器元件的正常工作，不需要外部能源直接提供控制力，从而省去了施加控制力的装置和支持主动控制工作的能源装置。目前，从国内外的研究方向来看，半主动控制主要有：半主动变刚度控制和半主动变阻尼控制。半主动变刚度控制即是根据事先设定的控制律进行计算，输出控制指令，并发送给机械装置从而最终实现对被控对象的控制。半主动变阻尼控制一般是在液压阻尼器或者粘流体阻尼器的基础上，设置可控伺服阀以构成具有控制流体流量、连续改变阻尼力、控制宽频带多种激励振动能力的阻尼器。

近年来，随着智能材料以及智能阻尼器的出现，传统的半主动控制技术得到了极大的革新和推动。电流变阻尼器（Electro-Rheological Damper, ERD）是基于电流变液（Electro-Rheological Fluid, ERF）智能材料的一种新型阻尼器，它的阻尼粘度可随外加电场强度的变化而变化；没有电场时，电流变液自由流动，而当外加电场达到一定值时，电流变液瞬间变为凝胶状态，响应在毫秒之间且可逆。在ERD发明后不久，科学家们便发现了磁流变液（Magneto-Rheological Fluid, MRF），并在此基础上发明了磁流变阻尼器（Magneto-Rheological Damper, MRD）。与ERF相比，MRF具有显著的优点：1）ERF的驱动电压很大，一般高达几千伏，而MRF只有几伏到几十伏；2）MRF的剪切强度比ERF大很多，故而MRF制成的阻尼器的体积一般比ERF小100~1000倍；3）MRF对体内杂质不敏感，且温度适应范围更宽。因此，近年来，已经有较多学者将其应用到半主动控制领域。

反馈控制是指将系统的输出信息返送到输入端，与输入信息进行比较，并利用二者的偏差进行控制的过程。反馈控制其实是用过去的情况来指导现在和将来。在控制系统中，如

果返回的信息的作用是抵消输入信息，称为负反馈，负反馈可以使系统趋于稳定；若其作用是增强输入信息，则称为正反馈，正反馈可以使信号得到加强。前馈控制系统是根据扰动或给定值的变化按补偿原理来工作的控制系统，其特点是当扰动产生后，被控变量还未变化以前，根据扰动作用的大小进行控制，以补偿扰动作用对被控变量的影响。前馈-反馈控制按扰动进行控制的前馈与按偏差进行控制的反馈相结合，以期兼收两者的优点。

8.1.4 时滞会导致控制系统性能降低，甚至导致响应发散。因此，应根据实际控制情况，设置时滞补偿。

8.1.5 主动控制的核心模块是主动控制装置，它依据传感响应，并驱动致动器出力；半主动控制的核心模块即是半主动控制装置，它依据隔振对象拟达到的振动水平或拟达到的主动控制力，计算磁流变等智能控制装置的输入电流或电压，并最终实现隔振体系参数调节或逼近主动控制力。

8.1.6 稳定性体现在控制系统对外界摄动的恢复能力，鲁棒性是控制系统在异常和危险情况下生存的关键。

8.1.7 对于高于 20Hz 的高频或者卓越频带较宽的振源，可通过设计主动或者被动隔振装置，先对该高频段进行有效滤除，并在此基础上设计智能隔振，效果更佳。

8.2 智能隔振系统计算

8.2.3 动力设备在进行智能隔振设计时，其刚度单元一般可考虑刚质弹簧隔振器或空气弹簧、橡胶等，阻尼单元可根据需要设置粘流体阻尼器等，致动器可考虑压电陶瓷产品、空气压伺服型或线性电机致动器等。

动力设备智能隔振体系的动力学方程可表示为：

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_v(t) - F_a(t)$$

式中， x ， \dot{x} 及 \ddot{x} 为动力设备位移、速度和加速度， m 为动力设备及台座质量。

可依据数学计算方法，如 Newmark 方法等进行解析计算；也可应用现代计算机软件，如 MATLAB/SIMULINK 等进行数值计算。

精密设备在进行智能隔振设计时，其刚度单元和阻尼单元也可由弹簧隔振器及粘流体阻尼器构成；当隔振对象为超精密装置或者控制水平要求非常严格时，隔振单元可由气浮型空气弹簧产品提供。精密设备智能隔振体系动力学方程也可由下式表示，但当同时考虑地面输入环境激励时，可将动力学方程表示为：

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_v(t) + C\dot{x}_g + Kx_g - F_a(t)$$

式中， x_g ， \dot{x}_g 为地面振动输入位移和速度， m 为精密设备及台座质量。

动力设备隔振系统，当设备与连接基础共同振动时，可按两级隔振体系进行计算，次级体系的振动参数可取混凝土基础的等效刚度和阻尼。精密设备隔振系统，当单级体系的减振频带等性能无法满足要求时，可采用两级或多级隔振体系。面向动力设备、振敏设备的两级智能隔振体系可由图 22、图 23 所示。

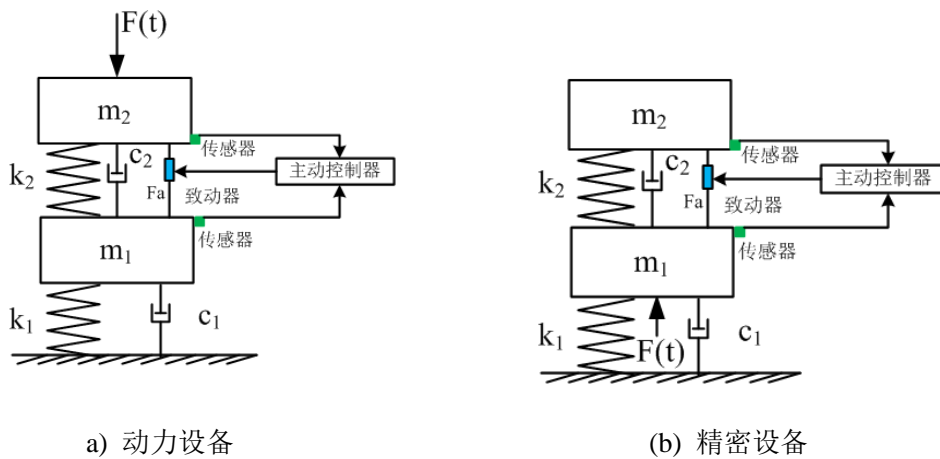


图 22 主动控制体系（两级隔振）

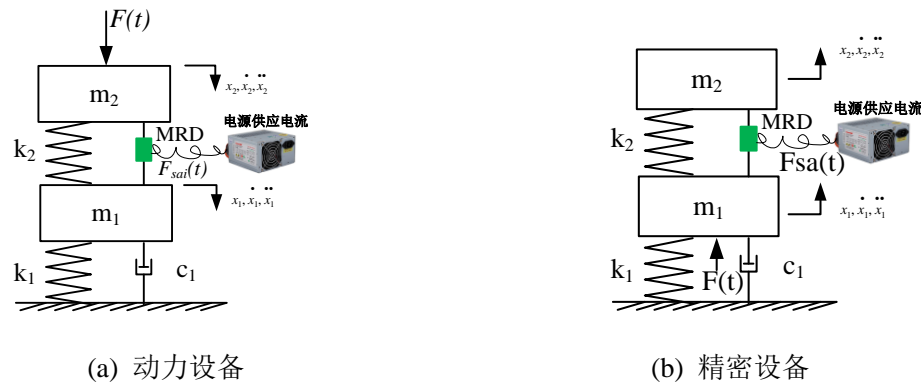


图 23 半主动控制体系（两级隔振）

8.2.5 人工智能算法包括 PSO 算法、DE 算法、LV 算法、DL 算法等。线性二次型经典最优控制算法是无条件稳定的。当采用其它的主动控制算法确定智能隔振系统的主动控制力时，应验证智能隔振体系的鲁棒性和稳定性。线性二次型最优控制的权矩阵 Q, R 可基于人工智能算法进行优化，可避免经验取值。

8.2.6 对 $e(t)$ 进行比例 P、积分 I 和微分 D 运算，并将三类运算结果相加，得到主动控制力 $F_a(t)$ 。PID 控制器中各环节的作用如下：

比例环节 P：成比例的调节控制过程中的偏差 $e(t)$ ，只要偏差产生，就会立即产生控制作用，以减小误差；

积分环节 I：主要的用途即是消除静差，以提高控制体系的无差度；积分作用的大小取决于 T_i ， T_i 越小，积分作用越强，反之则越弱；

微分环节 D：反应偏差的变化速率，用于调节误差的微分输出，当误差突变时，可以及时进行控制，并且能够在偏差信号变得很大之前，在控制系统中引入一个早期的修正信号，从而加快控制系统的动作，减少调节的时间。

以上三者，在 PID 控制过程中，通过组合各自优势，可以得到良好的控制性能，具体如图 24 所示，其中， $r(t)$ 在振动控制体系中指外界干扰力，位移、速度或者加速度等输入， $y(t)$ 指经过 PID 控制后的控制系统输出响应，可以是力，也可以是位移、速度或者加速度。

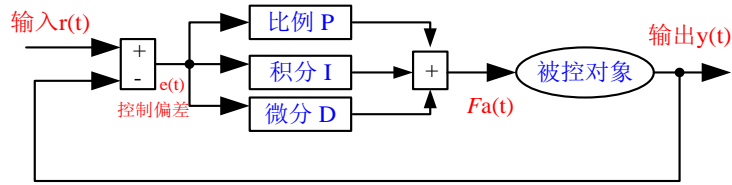


图 24 PID 主动控制

数字控制系统多是采样控制，一般依据采样时刻的偏差来计算控制量，因此，式(8.2.6-2)中的微分、积分项需要进行离散化处理。用一系列离散采样时刻 kT 代表连续时间 t ，以和式代替积分，以增量代表微分，具体如下：

$$t \approx kT (k=0,1,2,\dots) \quad (95)$$

$$\int_0^t e(t)dt \approx T \sum_{j=0}^k e(jT) = T \sum_{j=0}^k e(j) \quad (96)$$

$$\frac{de(t)}{dt} \approx \frac{e(kT) - e[(k-1)T]}{T} = \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (97)$$

简便起见，将 $e(kT)$ 简化表示成 $e(k)$ ，则可得离散的 PID 表达式如下：

$$u(k) = k_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} = k_p e(k) + k_i \sum_{j=0}^k e(j)T + k_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (98)$$

其中， k_p 为比例因子， k_i 为积分因子， k_d 为微分因子； $u(k)$ 为第 k 采样时刻控制器的输出值； $e(k)$ 为第 k 采样时刻控制系统的偏差值； $e(k-1)$ 为第 $k-1$ 采样时刻控制系统的偏差值； T 为采样周期。

8.2.7 半主动控制装置一般由智能材料制成的智能阻尼器构成，如电流变液阻尼器、磁流变液阻尼器以及电涡流阻尼器等。实用、准确、可真实反映智能阻尼器出力的数学模型是其半主动控制应用关键。在开展半主动控制设计时，宜先开展理论主动控制研究，获得最优主动控制力后，进行等效半主动控制计算，使半主动控制最大程度地逼近、实现主动控制效果。

8.3 智能隔振设计

8.3.3 压电材料具有较强的正、负压电效应，既可作为传感器又可作为驱动器。压电元件、控制系统和基体结构的有机结合有可能实现对外界激励的智能性响应，这就是目前被广泛研究的智能控制。它通过隔振体系中布置的传感器监测对象的当前状态，由控制系统根据传感器获得的信息发出指令，使驱动器按要求对隔振对象状态进行自我调节。

工程实际中，当隔振对象质量小于 1 吨时，宜采用压电型智能隔振技术；隔振对象质量大于 2 吨时，宜采用气动式智能隔振技术。

8.3.6 气浮隔振系统的三点或四点式方案可按下列图示实施：

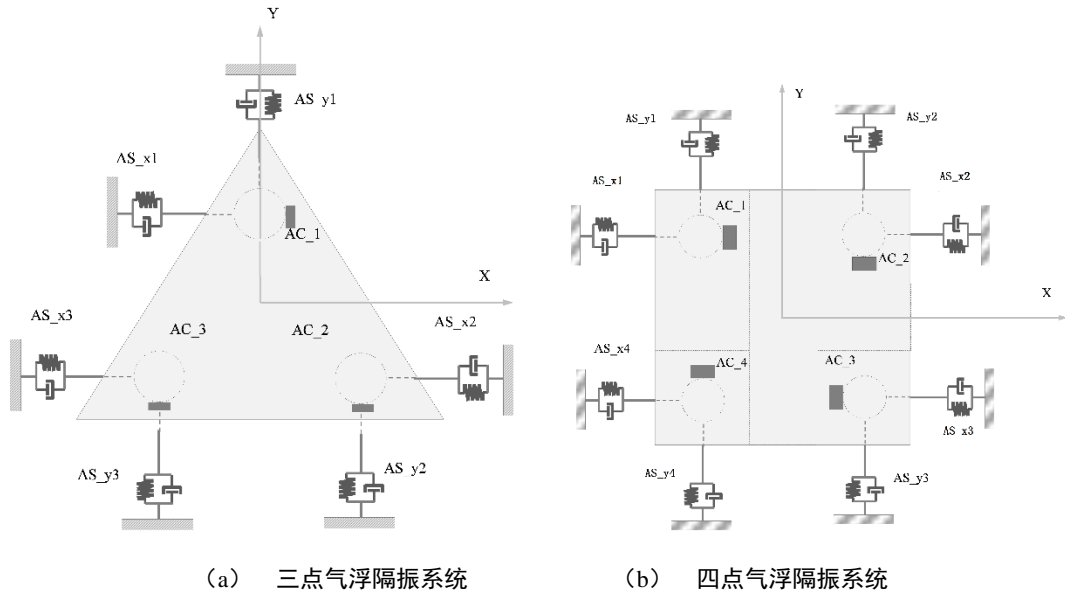


图 25 气浮隔振系统示意图

9 隔振器与阻尼器

9.1 一般规定

9.1.1 本条规定了隔振器和阻尼器的应有的基本性能要求。

9.1.2 本条规定了隔振器和阻尼器选用时所需要考虑的特性参数。

9.1.3 本条规定了隔振器和阻尼器选用时，应优先选择定型产品。

9.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

9.2.1 本条为圆柱螺旋弹簧隔振器的适用范围。

9.2.2 圆柱螺旋弹簧隔振器是一种性能稳定、使用最广泛的隔振器。由于它自身的阻尼很小，为了保证其隔振性能，就应根据隔振方向的不同配置阻尼，可以是材料阻尼，也可以是介质阻尼器。材料阻尼或介质阻尼器适宜配置于隔振器内，这样才能节约空间、便于布置和安装。配置于隔振器外的阻尼器，只有与隔振器并联，且上部和下部都分别与台座结构和支承结构固定牢靠，才能发挥作用。为了保证阻尼特性与弹簧的性能相匹配，除应符合第 9.1 节的要求外，对阻尼器的构造和材料的使用寿命也提出了相应要求，以免因阻尼器的运动体与固定体之间的间隙过小，以及材料易老化、性能欠稳定等缺陷影响隔振器的整体性能和使用寿命。

9.2.3、9.2.4 根据不同用途和使用环境选用弹簧材料，有利于充分发挥材料性能、保证产品质量。弹簧线材的机械性能相关标准有规定，应直接采用。主动隔振和被动隔振的容许剪应力较 JBJ22—91 都作了较大提高。这是由于：被动隔振为静荷载，弹簧的容许剪应力应以静荷载控制，考虑到隔振器所用弹簧要求弹性稳定、不允许塑性变形、寿命长、不便更换的特殊要求，规定被动隔振时，可按 III 类弹簧降低 129 / 6 取值，以避免超过产生塑性变形的应力极限；除冲击式机器以外的主动隔振时，由于容许振动值的控制，弹簧的最大应力与最小应力之比也接近 1.0，基本仍为静荷载起控制作用，但毕竟长期处于振动环境中，可按 II 类弹簧取值；用于冲击式机器隔振的弹簧，剪应力为疲劳控制，容许剪应力值应予降低，降低的幅度与变负荷的循环特征等因素有关，因此可按 I 类弹簧取值或进行疲劳强度验算取值。为保证弹簧的弹性、韧性和可靠性，规定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‰。

9.2.5 钢螺旋圆柱弹簧的动力参数有承载力、轴向刚度、横向刚度、一阶颤振固有频率。除横向刚度外，计算公式与国家标准《圆柱螺旋弹簧设计计算》GB / T1239.6 一致。横向刚度的计算，采用原行业标准《隔振设计规范》JBJ22—91 的公式，并与德国标准 DIN2089 的计算公式作了对比。通过计算及与试验结果的对比分析发现：弹簧横向刚度计算公式的误差比轴向刚度计算公式的要大一些，且决定横向刚度的主要因素是弹簧的高径比，压缩量的变化对横向刚度的影响较小，当横向刚度不小于轴向刚度的 45% 时，在工作荷载范围内的计算结果，与取工作荷载的中值计算所得的弹簧横向刚度相比，误差均不超过 ±5%，小于公式自身带来的计算误差和制造误差，是工程所允许的。当需要更为精确的横向刚度时，应通过试验确定。这样修改后，隔振器提出横向刚度参数就有了依据。考虑到大荷载、大直径弹簧的一阶颤振固有频率较低，且只要求避免共振，因此只要求一阶颤振固有频率应大于干扰频率的 2 倍，以利于大荷载、大直径弹簧的推广应用。

9.2.6 圆柱螺旋弹簧的轴向动刚度与静刚度基本一致，横向动刚度比静刚度稍大，计算隔振器的动刚度时，通常可以不考虑这些差别。隔振器的弹簧和阻尼器为并联装置，除自身带弹性回位元件外，阻尼器一般无静刚度，但都产生一定的动刚度，这是计算隔振器动刚度时应予考虑的，尤其带水平阻尼的隔振器，阻尼器对横向动刚度和轴向动刚度都将产生较大影响。隔振器的动刚度计算中计入阻尼器产生的动刚度，不仅可使隔振器的动刚度更准确，也有利于阻尼器的推广应用。

9.2.7 本条是隔振器的构造要求。为了保证隔振器的质量，保证弹簧的受力均匀，便于安装调平，能适应使用环境的要求，维持其正常使用寿命，作了这些规定。

9.2.8 本条是为了保证拉伸弹簧制作的隔振器，不致因弹簧的破坏而使被隔振设备跌落，造成损失和安全事故。

9.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

I 碟形弹簧隔振器

9.3.1 本条简述碟形弹簧特点及其适用范围，作为隔振元件一般应选用国家标准《碟形弹簧》GB/T 1972 中规定的定型产品，只有在有特殊要求时才自行设计。因为国家标准中规定的碟簧定型产品覆盖面比较宽，且定型产品质量稳定、性能可靠；而自行设计的专用碟簧，不仅计算复杂，而且要经历新产品研发的各种工艺问题，一般应予避免。

9.3.3 “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。”因为必要的预压变形量可防止碟形弹簧断面中点 I（见标准中的图 9.3.1）附近产生径向裂纹，以提高碟形弹簧的疲劳寿命；而且也可防止在冲击激励或较大变荷载激励下，碟簧上部质量跳离碟形弹簧。

9.3.4 碟形弹簧受压后截面内 I、II、III各点的应力计算公式是参照国家标准《碟形弹簧》GB/T 1972 得出的简化计算公式，可用于计算出与任何变形量对应的 σ_I 、 σ_{II} 、 σ_{III} 值；为避免规范过于繁琐，规范中只写出了适用于无支承面碟形弹簧的形式。

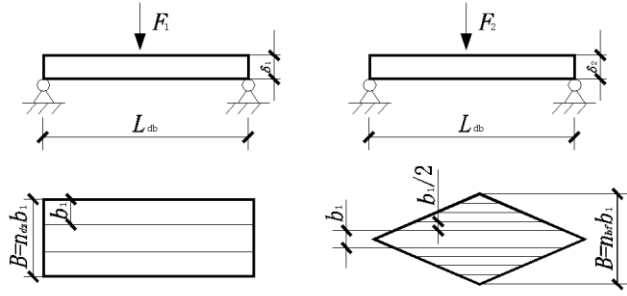
对于承受静荷载或小于 10^4 次变荷载碟形弹簧，只需校核点 I 处的应力，是因为点 I 是碟形弹簧中最大压应力位置。而对于承受较高次数变荷载的碟形弹簧，因 II、III两点是出现疲劳裂纹可能性最大的地方，本标准中采用国家标准《碟形弹簧》GB/T 1972 中推荐的办法校核其强度，取疲劳容许应力为 $9 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。

9.3.5 本条给出无支承面单片碟形弹簧的载荷 P 与变形量 δ 之间的关系。有支承面碟形弹簧因支承条件改变，刚度有所提高，所以实际承载能力与刚度都比无支承面式的碟形弹簧高 10%左右。

II 迭板弹簧隔振器

9.3.8 本条对迭板弹簧特性、结构型式和使用范围作了扼要说明。

9.3.9 规范中图 9.3.8(a)所示弓形迭板弹簧若开展在平面上，并分别将其主板部分与副板部分拼接在一起，就会得到图 26(a)所示的等截面梁和近似得到图 26(b)所示变截面梁。



(a)与主片对应的等截面梁 (b)与副片对应的变截面梁

图 26 迭板弹簧展开后的等效梁

根据材料力学的分析，图 27(a)所示两端自由支承的矩形等截面板簧的变形 u 与载荷 F_1 之间的关系为：

$$u = \frac{F_1 L_{db}^3}{48EI_0} = \frac{F_1 L_{db}^3}{4En_{dz}b_1\delta_1^3} \quad (99)$$

$$K_1 = \frac{F_1}{f} = \frac{4En_{dz}b_1\delta_1^3}{L_{db}^3} \quad (100)$$

图 27(b)所示两端自由支承矩形断面变截面梁变形 u 与载荷 F_2 之间的关系为：

$$u = \frac{F_2 L_{db}^3}{32En_{df}I_0} = \frac{3F_2 L_{db}^3}{8En_{df}b_1\delta_1^3} \quad (101)$$

$$K_2 = \frac{F_2}{f} = \frac{8En_{df}b_1\delta_1}{3L_{db}^3} \quad (102)$$

式中， δ_1 ——板厚；

b_1 ——板宽；

n_{dz} ——主板数；

n_{df} ——副板数；

E ——弹性模量；

I_0 ——截面惯性矩， $I_0 = \frac{b_1\delta_1^3}{12}$ 。

迭板弹簧的刚度 K_{db} 是主板刚度 K_1 与副板刚度 K_2 之和：

$$K_{db} = K_1 + K_2 = \frac{4En_{dz}b_1\delta_1^3}{L_{db}^3} + \frac{8En_{df}b_1\delta_1}{3L_{db}^3} = \frac{E\left(4n_{dz} + \frac{8}{3}n_{df}\right)b_1\delta_1^3}{L_{db}^3} \quad (103)$$

考虑迭板弹簧中部长度为 b_2 的簧箍使一部分板簧长度弹性失效, 将式(99)中的跨度 L_{db}

改为 $\left(L_{db} - \frac{b_2}{3}\right)$, 可得:

$$K_{db} = \frac{Eb_1\delta_1^3\left(4n_{dz} + \frac{8}{3}n_{df}\right)}{\left(L_{db} - \frac{b_2}{3}\right)^3} = \frac{Eb_1\delta_1^3(3n_{dz} + 2n_{df})}{6\left(\frac{L_{db}}{2} - \frac{b_2}{6}\right)^3} \quad (104)$$

椭圆形迭板弹簧由两个弓形弹簧对合组成, 在相同载荷作用下其变形量较弓形弹簧增加一倍, 因而其刚度是弓形弹簧的一半。

9.3.10 迭板弹簧因承受变载荷需进行疲劳强度验算。迭板弹簧中的危险应力出现在中间断面, 用于计算疲劳强度的对应于板簧所承受的最大载荷 F_{max} 与最小载荷 F_{min} 的危险点最大最小应力分别为:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{\frac{F_{max}}{2} \cdot \frac{L_{db}}{2}}{\frac{1}{6}(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} = \frac{3F_{max}L_{db}}{2(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} \quad (105)$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min}}{W} = \frac{\frac{F_{min}}{2} \cdot \frac{L_{db}}{2}}{\frac{1}{6}(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} = \frac{3F_{min}L_{db}}{2(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} \quad (106)$$

式(105)和式(106)中 M_{max} 、 M_{min} 分别为板簧中间断面所承受的最大与最小弯矩, W 是中间断面的抗弯截面系数。

9.3.11 迭板弹簧的板间摩擦力加载时阻碍变形发展, 使迭板弹簧刚度增大, 卸载时阻碍弹性恢复, 使迭板刚度下降, 在一个工作循环中形成滞回曲线。

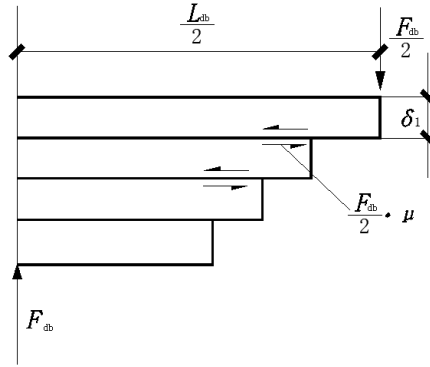


图 27 板间摩擦力

设板间摩擦系数为 μ ，则在载荷 F_{db} 作用下板间摩擦力为 $\frac{F_{db}}{2}\mu$ ，如图 27 所示，除上下两层外，中间各片板簧承受的摩擦阻力矩为 $\frac{F_{db}}{2}\mu\delta_1$ ，上下两层因为只有单面摩擦，承受的摩擦阻力矩为 $\frac{1}{2}\cdot\frac{F_{db}}{2}\mu$ ，因而整个迭板弹簧承受的摩擦阻力矩为：

$$M_{\mu} = (n_{dz} + n_{df} - 2)\frac{F_{db}}{2}\mu\delta_1 + 2\frac{F_{db}}{2}\mu\frac{\delta_1}{2} = (n_{dz} + n_{df} - 2)\frac{F_{db}}{2}\mu\delta_1 \quad (107)$$

式中， μ ——板间摩擦系数。

为克服板间摩擦所形成的摩擦阻力矩，需增加外力 ΔF 形成与之相平衡的外力矩，即满足：

$$M_{\mu} = \frac{\Delta F}{2} \cdot \frac{1}{2} = (n_{dz} + n_{df} - 1)\frac{F_{db}}{2}\mu\delta_1 \quad (108)$$

由此得到迭板弹簧的当量摩擦系数：

$$\varphi = \frac{\Delta F}{F_{db}} = 2(n_{dz} + n_{df} - 1)\mu\delta_1/L_{db} \quad (109)$$

利用迭板弹簧的板间摩擦，可以耗散振动系统的能量，发挥阻滞作用。通过调节板簧片数、板厚和跨度来调节当量摩擦系数 φ ，可以获得希望的阻尼值。

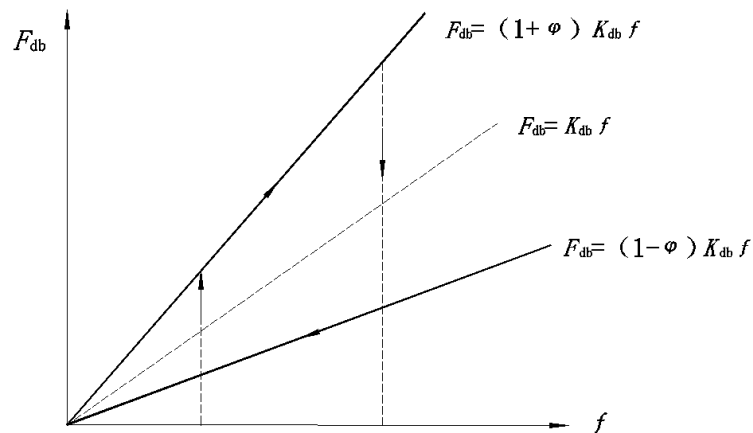


图 28 F - f 关系曲线

9.3.12 迭板弹簧的当量摩擦系数 φ 是以库仑摩擦系数的形式出现的，在载荷 F_{db} 作用下其相应的摩擦力 $F_d = F_{db}\varphi$ 。如图 29(a)所示作简谐运动有库仑阻尼的单自由度振动系统，所耗散的功为摩擦力与位移之积，一个周期中耗散的功为：

$$\Delta\mu = \int_0^T F_d du = \int_0^T F_{db}\varphi du = 4\int_0^{\frac{\pi}{2}} F_{db}\varphi A \cos\omega t dt = 4F_{db}\varphi A \quad (110)$$

式中， A ——振幅；
 ω ——振动频率；
 u ——位移。

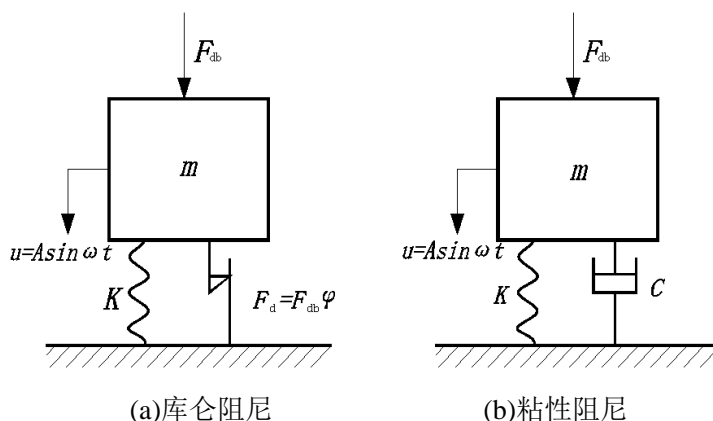


图 29 库仑阻尼的当量粘性阻尼系数

以同样振幅 A 、同样频率 ω 作单自由度简谐振动的粘性阻尼系统如图 29(b)所示，则其一周期中所耗散的能量为：

$$\Delta U = \int_0^T u du = \int_0^T C A \cos\omega t \cdot \omega \cos\omega t dt = \pi A^2 C \omega \quad (111)$$

式中， C ——系统的粘性阻尼系数。
 按照一个周期中耗散能量相等的原则，令式 (106) 与式 (107) 相等，可以得到与迭板弹簧当量摩擦系数 φ 对应的当量粘性阻尼系数 C_φ ：

$$4F_{db}\varphi A = \pi A^2 C_\varphi \omega$$

$$C_\varphi = \frac{4\varphi F_{db}}{\pi\omega A} \quad (112)$$

9.4 橡胶隔振器

9.4.1 本条给出橡胶隔振器所用橡胶材料选择应考虑的原则。

9.4.2 橡胶隔振器选型的规定是根据长期使用和试验经验总结基础上提出来的，隔振器选型主要考虑了动力荷载、机器转速和安装空间等因素。

9.4.3 橡胶的容许应力的确定，是根据大量试验结果得出极限应力，考虑一定的安全系数后得出的。容许应变为容许应力除以弹性模量。

9.4.5 在设计或选用橡胶隔振器时，要考虑到尽可能避免使橡胶长期在受拉状态下工作，橡胶的变形应按厚度控制在许可的百分比范围内。本条给出压缩型橡胶隔振器设计的步骤，隔振器的横向尺寸不宜过大，不宜超过有效高度的 1.5 倍，隔振器的总高度略大于有效高度。

9.4.6 剪切型橡胶隔振器可分为一般剪切型和衬套结构剪切型，一般剪切型隔振器的静刚度可按静力学方法计算，衬套结构剪切型隔振器的静刚度则应考虑不同结构形式，通过理论分析得出。

9.4.7 压缩剪切型橡胶隔振器的静刚度是由剪切刚度和压缩刚度两部分组成，表现弹性模量是针对某一种橡胶隔振器，在压缩变形状态下的弹性模量。

9.5 调谐质量减振器

调谐质量减振器也称之为调谐质量阻尼器或动力吸振器。调谐质量减振器既可以是有阻尼的，也可以为无阻尼的；既可以利用质量块平移运动的惯性力减振，也可以利用质量块旋转运动的惯性力矩减振。本标准只涉及质量块平移运动的有阻尼调谐质量减振器。

9.5.1 调谐质量减振器的结构型式可分为弹簧质量振子式和单摆式。弹簧质量振子式调谐质量减振器，既可竖向工作，也可水平工作，但大多数为竖向工作。

9.5.5 主结构质量 m_H 是指主结构所控制振型的等效质量。下面参照 Christian Petersen, *Dynamik der Baukonstruktionen*. Vieweg Verlagsgesellschaft, 2000, 以高耸结构为例来说明其计算方法。

$$m_H = \int_0^h \rho(x) \cdot \eta^2(x) dx \quad (113)$$

式中： m_H ——主结构质量(kg)；

h ——结构高度(m)；

$\rho(x)$ ——结构沿高度的质量分布(kg/m)；

$\eta(x)$ ——所控制振型的振型向量，应按调谐质量减振器安装点的振幅为 1 进行标准化。

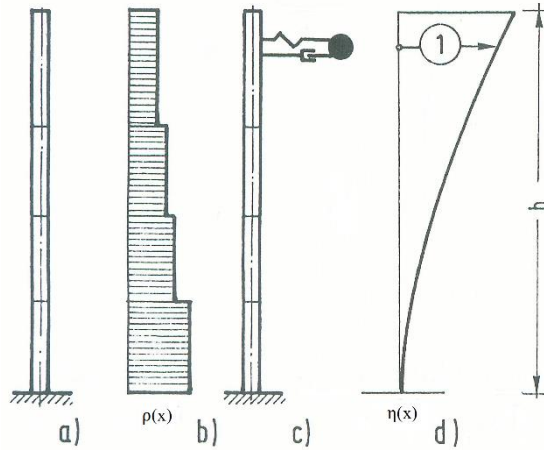


图 30 主结构等效质量的计算

对于等截面悬臂梁，各阶模态的等效质量均为总质量的 1/4。对等截面简支梁，第一阶弯曲模态的等效质量为总质量的 1/2。

9.6 空气弹簧隔振器

9.6.1 与其他隔振材料或隔振器相比，空气弹簧隔振器具有刚度低、能随着质心变动追踪的特点，隔振效果良好，已成为精密仪器及设备隔振的主要隔振元件。

9.6.3 本条给出隔振设计时，要求空气弹簧隔振器制造商提供的资料。其中空气弹簧气密性参数为当充气气压达 0.5MPa 后保压（即不充、不排），经 24h 后气压下降值不大于 0.02MPa 时，认为气密性是良好的。高度控制阀的灵敏度由 2 个指标衡量，即：被隔振体由倾斜到调平的时间，一般不大于 10s；被隔振体调平的精度一般不大于 0.1mm/m。控制柜是具有对空气弹簧隔振装置的运行实施人机界面的自动控制功能的一种控制系统，其主要功能包括：1) 对空气弹簧隔振装置实施基本操作，如气压设定、稳压快速充气、自动转换、排气、故障紧急处理等；2) 自动监测，如对空气弹簧内压、台座高度、台座面水平度、倾斜度等自动监测；3) 实时监测隔振系统的微振动状态（振动位移、振动速度、振动加速度等），并作数据分析；4) 所有上述数据均可用可视化界面表示；5) 实施数据远程传送。控制柜的安装要求包括进出口管道位置、供电要求等。

9.6.4 在容积不变的条件下，空气弹簧的刚度因胶囊结构形式不同而变化，常用的胶囊结构有 4 种，即自由膜式，约束膜式，囊式及滑膜式。其中自由膜式及约束膜式最为常用；多曲囊式大于 3 曲时，有横向刚度过小而产生横向不稳定现象，不宜使用；滑膜式不常使用。

9.6.5 对于空气弹簧隔振装置和气浮式隔振系统，其气源配置应根据使用状况不同来选择，例如，大中型气浮式隔振系统应由专用气源供气，一般为空压设备，而小型空气弹簧隔振装置可使用瓶装惰性气体，如氮气、氦气等，严禁使用氢气、氧气等可燃、易燃气体作为气源。

9.6.6 由于空气弹簧隔振器的高度控制阀在调整台座高度时需将空气弹簧内的部分压缩空气（或惰性气体）排出，排入室内，当这类隔振装置位于厂房的洁净室内时，要求从高度控制阀排出的压缩气体的洁净度不低于洁净室内空气的洁净度，如低于该等级，则排出压缩气体将对洁净室产生污染。洁净厂房空气洁净等级的规定可参照现行国家标准《洁净厂房设计规范》GB 50073。

9.6.7~9.6.9 条文中提供了囊式、自由膜式及约束膜式空气弹簧竖向、横向刚度的计算公式，由于影响空气弹簧刚度的不确定因素较多，胶囊的膜刚度须经试验确定。因此，空气弹簧刚度的计算宜用试验数据来加以验证。

9.7 粘流体阻尼器

9.7.1 隔振体系中阻尼器结构选型系按隔振对象的振动性能、振动幅值(线位移、速度)的控制值，选用相应适合型式的阻尼器，例如冲击式设备振动较大，采用活塞柱型、多片型阻尼器较好。水平振动主动隔振，则宜采用锥片型或多片型。其余可按具体情况选型，如 9.7.2 条阻尼剂的运动(或动力)粘度与阻尼器型式的匹配等。

试验显示粘流体材料在 20°C 时的运动粘度等于或大于 $20\text{m}^2/\text{s}$ 时，采用活塞型阻尼器，其运动稳定性较差，而片型阻尼器稳定性较好。

9.7.2 最简单的片型粘流体阻尼器如图 31，系由两个内夹粘流体阻尼剂平行钢片组成，其面积为 A ，在其平面内的速度分别与 $v_1 - v_2 = v$ 成正比，为：

$$F = C \frac{dz}{dt} = \frac{\mu_n A_n}{d_s} v \quad (114)$$

$$C = \frac{\mu_n A_n}{d_s} \quad (115)$$

式中， C ——阻尼系数(N s/m)；

z ——隔振体系竖向线位移(m)；

t ——时间(s)；

A_n ——钢片单侧面积(m^2)；

μ_n ——粘流体材料动力粘度(N s/ m^2)。

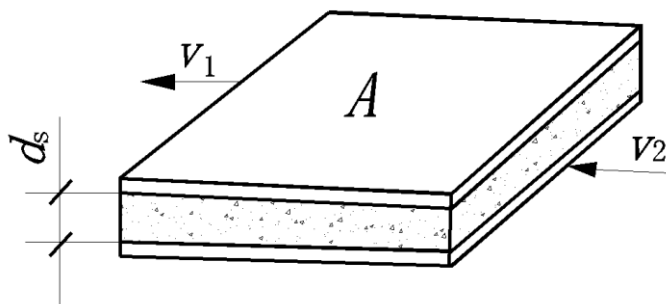


图 31 作相对运动钢片之间粘流体剪切阻尼模型

由图 9.7.2-1 动片与粘流体接触面为两侧面积，故其阻尼系数为：

$$C_{zz} = C_{zy} = 2 \frac{\mu_n A_n}{d_s} \quad (116)$$

另由流体力学中的 Stoke's 定律，一面积为 A_n 的物体在粘流体中作侧向(x 向)运动时，其阻尼系数为：

$$C_{2x} = \frac{6\mu_n \delta_s A_n^2}{3t^3 L_s} = 2\mu_n \frac{\delta_s A_n^2}{L_s t^3} \quad (117)$$

多片型阻尼器，图 9.7.2-1 叠加。

多动片型阻尼器，图 9.7.2-3，当动片之间的距离 βd_{mi} ，满足规范要求时，其 C_{zy} 式(9.7.2-8)、 C_{zz} 式(9.7.2-9)、 C_{zx} 式(9.7.2-7)，在阻尼器中相当于增加了设计所需的动片。

内锥不封底的锥片型阻尼器， C_{zz} 式(9.7.2-11)、 C_{zx} 式(9.7.2-10)原理与式(9.7.2-1)及式(9.7.2-2)相同，只是圆锥壳片的面积与角度有变化。

9.7.3 活塞柱型阻尼器，由式(9.7.2-2)相同原理活塞型阻尼器阻尼系数为：

$$C_{2x} = 6 \frac{\mu_n h_{ns} A_{ns}^2}{\pi R d_n^3} = 12 \frac{\mu_n h_{ns} A_{ns}^2}{\pi d_{ns} d_n^3} \quad (118)$$

9.7.4 隔振体系的阻尼比。

式(9.7.4-1)~式(9.7.4-9)中阻尼系数 C_v 系为常数，设置阻尼器的隔振体系中的阻尼比，还应由该体系中的质量 m 与刚度 K_v ，相互作用形成，为：

$$\zeta_v = \frac{C_v}{C_c} \quad (119)$$

$$C_c = 2m\omega_{nv}$$

故
$$\zeta_v = \frac{C_v}{2\sqrt{K_v m}} \quad (v=x, y, z) \quad (120)$$

同理：

$$\zeta_{\phi v} = \frac{C_{\phi v}}{2\sqrt{K_{\phi v} J_v}} \quad (121)$$

9.8 钢丝绳隔振器

9.8.1 钢丝绳隔振器结构紧凑，安装方便，具有耐油、耐海水、耐臭氧及溶剂侵蚀的特性，能在-100~370℃温度范围内正常工作。与其他隔振器相比，钢丝绳隔振器的固有频率低、阻尼大、动变形量大，因此对瞬态冲击引起的振动能够迅速抑制。并且钢丝绳隔振器的渐软刚度特性，使得设备在正常工作时隔振器的变形小，而遇突发冲击时可以产生大变形，保证设备的正常工作。

9.8.2 钢丝绳隔振器的使用环境通常比较恶劣，基本都会要求使用不锈钢钢丝绳和不锈钢夹板。但是不同的使用环境会对钢丝绳隔振器的选材提出新的不同要求，为了确保钢丝绳隔振

器的力学性能和耐久性满足需要，应根据使用环境来选材。

9.8.3 钢丝绳隔振器由钢丝绳穿绕在上下两块夹板之间组成，结构形式根据钢丝绳的穿绕方式、装夹方式和外形的不同而不同。目前已有的形式非常多，但是技术相对成熟、产品规格丰富的钢丝绳隔振器结构形式主要有螺旋形、拱形和灯笼形。同时，即使对于同一种结构形式，外形也会稍有差异。

9.8.4 即使对于同一种钢丝绳隔振器的结构形式，或者即使钢丝绳隔振器的力学性能相近，但是其尺寸、质量也可能相差非常大。为了满足安装要求，有必要提供钢丝绳隔振器的尺寸、质量参数。当受到冲击时，钢丝绳隔振器的动变形比较大，为了满足使用环境的要求，还必须提供钢丝绳隔振器的最大动变形参数。

9.8.5 由于钢丝绳隔振器是利用钢丝绳股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移实现隔振功能，同时在大变形运动过程中钢丝绳股与股、丝与丝之间还会出现松弛、脱离现象，因此其特性非常复杂。钢丝绳的材料、规格、捻制方式、股数、绳径、预应力大小，以及隔振器的穿绕方式、圈数、装夹形式、预变形量等等，都会对钢丝绳隔振器的刚度、阻尼等力学性能产生影响。所以，虽然钢丝绳隔振器产品已经比较成熟，应用比较广泛，但是与其他隔振器相比，钢丝绳隔振器目前仍然没有统一的、成熟的设计方法。

目前可见报道的设计方法有基于简化近似的设计方法和基于微分几何的设计方法。简化近似设计方法将多股钢丝绳假设为单根钢丝，将钢丝绳隔振器简化为由多个一定角度圆弧的单根钢丝组合而成，根据圆弧受力状态，导出整个钢丝绳隔振器的力学模型。该设计方法虽然比较简单，但是忽略了钢丝绳股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移、松弛、脱离等本质现象，不能反映钢丝绳隔振器的根本特征，因此与实际情况存在较大误差，不适合作为钢丝绳隔振器结构设计方法进行推广应用。

微分几何设计方法以单圈钢丝绳绳圈为对象，基于空间坐标转换理论导出钢丝绳中每根丝的中心线曲线，并构建单圈钢丝绳绳圈的三维空间数学建模，然后通过数值仿真分析方法建立起钢丝绳隔振器的刚度和阻尼与绳圈直径、绳圈个数、绳圈倾斜角度、钢丝绳直径、股数、捻角、钢丝半径等结构参数之间的关系，从而进行隔振器的结构设计。与简化近似设计方法相比，该设计方法能够考虑钢丝绳股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移、松弛、脱离等本质现象，基本能够反映钢丝绳隔振器的根本特征。但是该设计方法非常复杂，必须借助计算机仿真软件进行建模，并且针对不同结构形式的钢丝绳隔振器需要建立不同的模型，通用性较差，同样不适合作为钢丝绳隔振器结构设计方法进行推广应用。

因此，目前通常做法是通过试制—测试—改进的方法对钢丝绳隔振器进行逐步完善，直至达到满足隔振设计要求的性能参数为止。钢丝绳隔振器产品出厂前都必须依据现行国家标准《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》（GB/T 15168）的要求，对性能参数进行试验测评标定，将性能参数甚至是测试曲线与产品一起提供给用户，作为用户选型的依据。

9.8.6 由于满足承载隔振对象质量要求的隔振器额定荷载与数量的组合方式会有多种，可选的钢丝绳隔振器型号规格也会有多种，因此选型时还要考虑安装空间、造价等因素的影响，进行优化设计。

9.8.7 本条要求的主要目的是有利于隔振体系的设计计算和隔振器的布置安装。

9.8.8 与其他隔振器相比，由于钢丝绳隔振器可以拉、压、剪多向受力，达到三维隔振的效

果，因此其安装方式非常多，可以根据安装空间进行多种选择。

9.8.9 与其他隔振器相比，由于钢丝绳隔振器可以承受一定的拉力，因此对隔振体系质量中心和刚度中心的一致性要求相对宽松。

9.9 电涡流阻尼器

9.9.1 对于其他情况，电涡流阻尼器的选取主要考虑不同型号间阻尼系数、疲劳寿命、启动摩擦力、安装方式的差异。在阻尼器体积相近的情况下，对于阻尼系数，旋转型>板型≈管型；对于疲劳寿命，板型>管型>旋转型；对于启动摩擦力，板型<管型<旋转型，其中板型电涡流阻尼器可以做到无摩擦设计。

9.9.2~9.9.4 板型电涡流阻尼器是利用永磁体与导体板之间的相对平面运动产生阻尼力。管型电涡流阻尼器是利用永磁体和极靴构成的组合与导体管之间的相对轴向运动产生阻尼力。旋转型电涡流阻尼器是利用螺旋传动机构，将永磁体和导体板的旋转运动及阻尼力矩，转化为轴向运动及轴向力。

电涡流阻尼器的阻尼系数由于和布置方式、选用材料有关，无法给出精确又简单的公式，故在式中加入了修正系数 η 。根据经验 η 一般在 1.0 上下，变化范围在 0~2 之间。在做电涡流阻尼器的设计时，可先按 $\eta=1.0$ 做参数设计，然后通过通用有限元软件计算较精确的阻尼系数，最后通过试验验证并微调。

滚珠丝杠副的传动效率 η_b 与其循环方式、螺旋升角等有关，具体可由滚珠丝杠副产品参数来确定，一般在 0.85~0.95 之间。

9.10 组合隔振器

9.10.1 本条规定了组合隔振器的适用条件。

9.10.2 本条规定了组合隔振器刚度和阻尼比的计算方法：

并联组合隔振器（图9.10.2a、b）。按每个弹性元件承受的荷载 F_i 与其刚度成正比，且竖向位移相等，则：

$$F = F_S + F_R = \Delta_{SP} K_{ZS} + \Delta_{RP} K_{ZR}$$

当： $F = \Delta_Z K_{Zh}$

$$\text{即：} \quad K_{Zh} = K_{ZR} + K_{ZS} \quad (122)$$

按复阻尼理论，将非弹性力以复刚度代入 $(1+i\zeta_S) K_{ZS} + (i\zeta_R) K_{ZR} = (1+i\zeta_Z) K_{Zh}$

化简后： $\zeta_S K_{ZS} + \zeta_R K_{ZR} = \zeta_Z K_{Zh}$

$$\text{即：} \quad \zeta_Z = \frac{\zeta_S K_{ZS} + \zeta_R K_{ZR}}{K_{ZS} + K_{ZR}} \quad (123)$$

串联组合隔振器（图 9.10.2c）。按每个弹性元件承受的传递力相等，总变形为各元件弹性变形之和：

$$\Delta_Z = \Delta_{SP} + \Delta_{RP}$$

$$\text{即：} \quad \frac{F}{K_{Zh}} = \frac{F}{K_{ZS}} + \frac{F}{K_{ZR}}$$

化简后:

$$K_{Zh} = \frac{K_{ZS} \cdot K_{ZR}}{K_{ZS} + K_{ZR}} \quad (124)$$

以复刚度代入上式:

$$K_{Zh}(1+i\zeta_z) = \frac{K_{ZS}(1+i\zeta_s) \cdot K_{ZR}(1+i\zeta_r)}{K_{ZS}(1+i\zeta_s) + K_{ZR}(1+i\zeta_r)} = \frac{K_{ZS} \cdot K_{ZR} (1+i\zeta_s) \cdot (1+i\zeta_r)}{(K_{ZS} + K_{ZR}) + i(K_{ZS}\zeta_s + K_{ZR}\zeta_r)} = \frac{A}{B}$$

其中:

$$A = K_{ZS} \cdot K_{ZR} [K_{ZS}(1+i\zeta_s^2) + K_{ZR}(1+i\zeta_r^2) + i[K_{ZS}\zeta_r(1+i\zeta_s^2) + K_{ZR}\zeta_s(1+i\zeta_r^2)]]$$

$$B = K_{ZS}^2(1+i\zeta_s^2) + K_{ZR}^2(1+i\zeta_r^2) + 2K_{ZS} \cdot K_{ZR} (1+i\zeta_s\zeta_r)$$

因: $\zeta_s, \zeta_r \ll 1$

故: $1+i\zeta_s^2 = 1+i\zeta_r^2 = 1+\zeta_s\zeta_r \approx 1$ 。

化简后:

$$K_{Zh}(1+i\zeta_z) = \frac{K_{ZS} \cdot K_{ZR} [K_{ZS} + K_{ZR} + i(K_{ZS}\zeta_r + K_{ZR}\zeta_s)]}{K_{ZS} + K_{ZR}}$$

实部与虚部相等:

$$\zeta_{Zh} = \frac{\zeta_s K_{ZR} + \zeta_r K_{ZS}}{K_{ZR} + K_{ZS}} \quad (125)$$

9.10.3 本条规定了隔振器下设置支垫时的计算方法:

公式(9.10.3-1)中系数1.5,系考虑弹性元件动力疲劳影响西施。

图9.10.3c中,令弹簧元件与橡胶元件加支垫h后,其高度相等。

$$H_{OS} - \Delta_{SP} = H_{Zh} + H_{OR} - \Delta_{RP} \quad (126)$$

故:

$$H_{Zh} = H_{OS} - \Delta_{SP} - H_{OR} + \Delta_{RP}。$$