

中华人民共和国国家标准

隔振设计规范

Code for design of vibration isolation

GB 50463 - 2008

主编部门：中国机械工业联合会

批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部

施行日期：2 0 0 9 年 6 月 1 日

中国计划出版社

2009 北 京

中华人民共和国国家标准

隔振设计规范

GB 50463-2008

☆

中国机械工业联合会 主编

中国计划出版社出版

(地址:北京市西城区木樨地北里甲11号国宏大厦C座4层)

(邮政编码:100038 电话:63906433 63906381)

新华书店北京发行所发行

世界知识印刷厂印刷

850×1168毫米 1/32 4.375印张 112千字

2009年5月第1版 2009年5月第1次印刷

印数1—10100册

☆

统一书号:1580177·174

定价:22.00元

中华人民共和国住房和城乡建设部公告

第 169 号

住房和城乡建设部关于发布国家标准 《隔振设计规范》的公告

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

本规范由我部标准定额研究所组织中国计划出版社出版发行。

中华人民共和国住房和城乡建设部
二〇〇八年十一月二十七日

前 言

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

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

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

本规范以黑体字标志的条文为强制性条文，必须严格执行。

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

本规范主编单位、参编单位和主要起草人：

主 编 单 位：中国中元国际工程公司

参 编 单 位：中国机械工业集团公司

北方设计研究院

中国电子工程设计研究院

中国汽车工业工程公司
南昌大学
国电华北电力设计院
中联西北工程设计研究院
北京市劳动保护研究所
合肥工业大学
隔而固青岛振动控制有限公司
中国联合工程公司
湖南大学
中工国际工程股份有限公司
北京振冲安和隔振技术有限公司
中国铁道科学研究院
江南大学

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

目 次

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

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

1 总 则

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

1.0.2 本规范适用于下列情况的隔振设计:

1 对生产、工作及建筑物的周围环境产生有害振动影响的动力机器的主动隔振。

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

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

1.0.4 隔振设计除应执行本规范外,尚应符合国家现行的有关标准的规定。

2 术语、符号

2.1 术语

- 2.1.1 主动隔振 active vibro-isolation
为减小动力机器产生的振动,而对其采取的隔振措施。
- 2.1.2 被动隔振 passive vibro-isolation
为减小振动敏感的仪器、仪表或机器受外界的振动影响,而对其采取的隔振措施。
- 2.1.3 隔振体系 vibration isolating system
由隔振对象、台座结构、隔振器和阻尼器组成的体系。
- 2.1.4 隔振对象 vibration isolated object
需要采取隔振措施的机器、仪器或仪表等。
- 2.1.5 容许振动值 allowable vibration value
所要求的点或面处的最大振动限值。
- 2.1.6 传递率 transmissibility
对于主动隔振为隔振体系在扰力作用下的输出振动线位移与静位移之比;
对于被动隔振为隔振体系的输出振动线位移与受外界干扰的振动线位移之比;
对于地面屏障式隔振为屏障设置后地面振动线位移与屏障设置前地面振动线位移之比。
- 2.1.7 隔振器 isolator
具有衰减振动功能的支承元件。
- 2.1.8 阻尼器 damper
用能量损耗的方法减小振动幅值的装置。

2.2 符 号

2.2.1 作用和作用效应

P_{ox} ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力值；

P_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值；

P_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值；

M_{ox} ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的扰力矩值；

M_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的扰力矩值；

M_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的扰力矩值；

A ——干扰振动线位移；

A_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动线位移；

A_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动线位移；

A_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动线位移；

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

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

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

A_{ox} ——支承结构或基础处产生的沿 x 轴向的干扰振动线位移；

A_{oy} ——支承结构或基础处产生的沿 y 轴向的干扰振动线位移；

A_{oz} ——支承结构或基础处产生的沿 z 轴向的干扰振动线位移；

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

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

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

2.2.2 计算指标

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

2.2.3 几何参数

z ——隔振器刚度中心或吊杆下端至隔振体系质量中心的

竖向距离；

J_x ——隔振体系绕 x 轴旋转的转动惯量；

J_y ——隔振体系绕 y 轴旋转的转动惯量；

J_z ——隔振体系绕 z 轴旋转的转动惯量。

3 基本规定

3.1 设计条件和隔振方式

3.1.1 隔振设计应具备下列资料:

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

3.1.2 隔振方式的选用,宜符合下列规定:

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

的刚性吊杆上端或下端,可用于同时隔离竖向和水平振动。

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

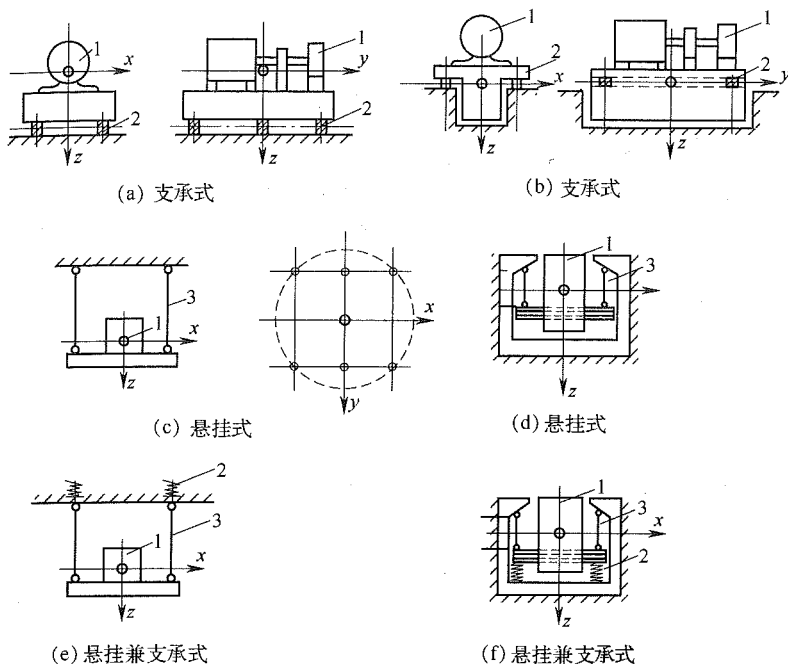


图 3.1.2 隔振方式

1—隔振对象;2—隔振器;3—刚性吊杆

3.2 设计原则

3.2.1 隔振设计应符合下列要求:

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

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

- 3.2.3 隔振体系的固有圆频率,不宜大于干扰圆频率的 0.4 倍。
- 3.2.4 弹簧隔振器布置在梁上时,弹簧的压缩量不宜小于支承梁挠度的 10 倍;当不能满足要求时,应计入梁与隔振体系的耦合作用。
- 3.2.5 隔振对象经隔振后的最大振动值,不应大于容许振动值。
- 3.2.6 隔振对象的容许振动值,宜由试验确定或由制造部门提供,亦可按本规范第 4 章的规定采用。
- 3.2.7 隔振器和阻尼器的布置,应符合下列要求:
- 1 隔振器的刚度中心与隔振体系的质量中心宜在同一铅垂线上,隔振体系宜为单自由度体系;当不能满足要求时,应计入耦合作用,但不宜超过 2 个自由度体系。
 - 2 应减小隔振体系的质量中心与扰力作用线之间的距离。
 - 3 隔振器宜布置在同一水平内。
 - 4 应留有隔振器的安装和维修所需要的空间。
- 3.2.8 隔振对象与管道等宜采用柔性连接。
- 3.2.9 当水平位移有限制要求时,宜设置水平限位装置,并应与隔振对象和台座结构完全脱离。

4 容许振动值

4.1 精密仪器及设备的容许振动值

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

表 4.1.1 光刻设备的容许振动值

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

注:频域在 4~8Hz 频段内,可按线性插入法取值。

4.1.2 精密仪器与设备在时域范围内的容许振动值,可按表 4.1.2 采用。

表 4.1.2 精密仪器与设备的容许振动值

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

续表 4.1.2

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

续表 4.1.2

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

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

4.2 动力机器基础的容许振动值

4.2.1 汽轮发电机组和电机基础的容许振动值，可按表 4.2.1 采用：

表 4.2.1 汽轮发电机组和电机基础的容许振动值

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

4.2.2 破碎机基础顶面的水平向容许振动值，可按表 4.2.2 采用：

表 4.2.2 破碎机基础顶面水平向的容许振动值

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

注： n 为机器转速。

4.2.3 锻锤基础的容许振动值，应符合下列规定：

1 当块体基础下设有隔振装置时，块体基础竖向容许振动线位移宜取 8mm。

2 当砧座下设有隔振装置时，砧座竖向容许振动线位移宜取 20mm。

4.2.4 压力机基础的容许振动值,宜符合下列规定:

1 压力机基础控制点的容许振动值,可按表 4.2.4 采用:

表 4.2.4 压力机基础控制点的容许振动值

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

注: f_n 为基组固有频率。

2 压力机基组的固有频率,可按下列公式计算:

1) 确定水平容许振动线位移时:

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

2) 确定竖向容许振动线位移时:

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

式中 ω_{n1} ——无阻尼第一振型固有频率(Hz);

ω_{n2} ——无阻尼第二振型固有频率(Hz)。

4.2.5 发动机等动力机器基础的容许振动值,可按表 4.2.5 采用:

表 4.2.5 发动机等动力机器基础的容许振动值

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

5 隔振参数及固有频率

5.1 隔振参数

5.1.1 隔振的基本参数,应包括下列内容:

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

5.1.2 隔振体系的传递率,宜符合下列规定:

1 被动隔振的传递率,宜符合下列公式的要求:

1) 当容许振动值为容许振动线位移时:

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

2) 当容许振动值为容许振动速度时:

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

式中 η —— 隔振体系的传递率;

$[A]$ —— 容许振动线位移(m);

$[V]$ —— 容许振动速度(m/s);

A —— 干扰振动线位移(m);

ω —— 干扰圆频率(rad/s)。

2 主动隔振的传递率,可取不大于 0.1。

5.1.3 隔振体系的固有圆频率,可按下列式计算:

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

式中 ω_n ——隔振体系的固有圆频率(rad/s)。

5.1.4 主动隔振时,台座结构的质量,宜符合下式的要求:

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

式中 m_1 ——隔振对象的质量(kg);

m_2 ——台座结构的质量(kg);

P_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值(N)。

5.1.5 隔振器的总刚度,可按下列公式计算:

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

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

式中 K ——隔振器的总刚度(N/m);

m ——隔振对象与台座结构的总质量(kg)。

5.1.6 隔振器的数量,可按下列公式计算:

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

式中 n ——隔振器的数量;

K_i ——所选用的单个隔振器的刚度(N/m)。

5.1.7 单个隔振器的承载力,宜符合下列式的要求:

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

式中 g ——重力加速度;

P_i ——单个隔振器的承载力(N)。

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

5.1.9 主动隔振体系阻尼比的确定,宜符合下列规定:

1 脉冲振动的阻尼比,可按下列公式计算:

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

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

式中 ζ ——隔振器沿 x, y, z 轴向振动时的阻尼比;

ζ_{φ} ——隔振器绕 x, y, z 轴旋转振动时的阻尼比;

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

A_p ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动线位移(m);

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

A_a ——受脉冲扰力作用产生的经时间 t 后衰减的线位移值(m);

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

t ——振动衰减时间(s)。

2 其他振动的阻尼比,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

K ——隔振器沿 x, y, z 轴向的总刚度(N/m);

K_{φ} ——隔振器绕 x, y, z 轴旋转的总刚度(N·m);

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

5.2 隔振体系的固有频率

5.2.1 隔振体系固有圆频率的确定,宜符合下列规定:

1 单自由度体系时的固有圆频率,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

式中 ω_{nx} ——隔振体系沿 x 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 ω_{ny} ——隔振体系沿 y 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 ω_{nz} ——隔振体系沿 z 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\varphi x}$ ——隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\varphi y}$ ——隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\varphi z}$ ——隔振体系绕 z 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 K_x ——隔振器沿 x 轴向的总刚度(N/m);
 K_y ——隔振器沿 y 轴向的总刚度(N/m);
 K_z ——隔振器沿 z 轴向的总刚度(N/m);
 $K_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转的总刚度(N·m);
 $K_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转的总刚度(N·m);
 $K_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转的总刚度(N·m);
 J_x ——隔振体系绕 x 轴旋转的转动惯量(kg·m²);

J_y ——隔振体系绕 y 轴旋转的转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}$);

J_z ——隔振体系绕 z 轴旋转的转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}$)。

2 双自由度耦合振动时的固有圆频率,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

5.2.2 隔振器刚度的确定,宜符合下列规定:

1 对于支承式,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

式中 K_{xi} ——第 i 个隔振器沿 x 轴向的刚度(N/m);

K_{yi} ——第 i 个隔振器沿 y 轴向的刚度(N/m);

K_{zi} ——第 i 个隔振器沿 z 轴向的刚度(N/m);

x_i ——第 i 个隔振器的 x 轴坐标值(m);

y_i ——第 i 个隔振器的 y 轴坐标值(m);

z_i ——第 i 个隔振器的 z 轴坐标值(m)。

2 对于悬挂式和悬挂兼支承式,可按下列公式计算:

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

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

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

式中 L ——刚性吊杆的长度(m);

R ——刚性吊杆按圆形排列时,圆的半径(m)。

5.2.3 计算系数的确定,宜符合下列规定:

1 支承式隔振,计算系数 λ_1 、 λ_2 可按下列公式计算:

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

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

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

2) 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时:

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

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

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

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

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

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

式中 z ——隔振器刚度中心或吊杆下端至隔振体系质量中心的
竖向距离(m)。

2) 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时:

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

3 计算系数 γ , 可按下列公式计算:

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

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

2) 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时:

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

6 主动隔振

6.1 计算规定

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

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

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

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

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

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

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

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

(N);

P_{oy} ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值 (N);

P_{oz} ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值 (N);

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

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

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

η_x ——单自由度隔振体系沿 x 轴向的传递率;

η_y ——单自由度隔振体系沿 y 轴向的传递率;

η_z ——单自由度隔振体系沿 z 轴向的传递率。

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

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

2 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

η_1 ——双自由度隔振体系第一振型的传递率;

η_2 ——双自由度隔振体系第二振型的传递率。

6.1.3 隔振体系传递率的确定,宜符合下列规定:

1 扰力、扰力矩为简谐函数时,传递率可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

表 6.1.3 脉冲作用时的传递率

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

注：1 t_0 为作用时间；

2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期；

3 当 t_0/T_{nk} 为表中中间值时，传递率可采用插入法取值；

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

6.1.4 双自由度隔振体系第一、第二振型的阻尼比的确定，应符合下列规定：

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时，应符合下列规定：

- 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的绕 x 轴向旋转振动时的阻尼比二者较大值。

6.1.5 任意点处振动线位移的确定,宜符合下列规定:

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

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

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

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

式中 A_{xL} ——隔振体系任意点处沿 x 轴向的振动线位移(m);
 A_{yL} ——隔振体系任意点处沿 y 轴向的振动线位移(m);
 A_{zL} ——隔振体系任意点处沿 z 轴向的振动线位移(m);
 x_L ——任意点的 x 轴坐标值(m);
 y_L ——任意点的 y 轴坐标值(m);
 z_L ——任意点的 z 轴坐标值(m)。

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

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

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

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

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

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

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

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

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

6.2 旋转式机器

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

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

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

3 圆柱螺旋弹簧隔振器应具有三维隔振功能。

4 在汽轮发电机、汽动给水泵的隔振体系中,隔振器应与阻尼器一起使用。

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

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

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

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

1 工作转速大于3000r/min高转速机组的扰力,可按下列公式计算:

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

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

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

式中 P_{zi} ——作用在隔振体系第*i*点沿竖向的机器扰力(N);
 P_{xi} ——作用在隔振体系第*i*点沿横向的机器扰力(N);
 P_{yi} ——作用在隔振体系第*i*点沿纵向的机器扰力(N);
 W_{gi} ——作用在隔振体系第*i*点的机器转子重力荷载(N);
n——机器的工作转速(r/min)。

2 汽轮发电机组的扰力,可按表6.2.4-1确定:

表 6.2.4-1 汽轮发电机组的扰力

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

3 电机的扰力,可按表6.2.4-2确定:

表 6.2.4-2 电机的扰力

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

4 其他旋转式机器的扰力,可按下列式计算:

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

式中 P ——作用在隔振体系质量中心处沿竖向或横向的机器扰力(N);

m_x ——机器旋转部件的总质量(kg);

e ——机器旋转部件的当量偏心距(m),可按表 6.2.4-3 确定:

表 6.2.4-3 机器旋转部件的当量偏心距

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

注:1 机器处在腐蚀性环境时,偏心距宜取上限值;

2 n 为工作转速。

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

6.3 曲柄连杆式机器

6.3.1 曲柄连杆式机器隔振方式的选用,应符合下列规定:

1 试验台和大、中型机器,宜采用图 3.1.2b。

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

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

求；隔振器的选用，应符合下列要求：

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

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

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

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

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

1) 计算值应乘以综合影响系数，综合影响系数可取1.1~1.35；

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

2 发动机的扰力值，应计入扭转反作用力矩。

3 扰力作用点可取曲轴中心。

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

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

1) 隔振体系质量中心至刚度中心的距离，大于隔振器至主轴中心线的水平距离；

2) 管道连接未全采用柔性接头。

2 竖向和水平向二谐扰力和扰力矩所产生的振动值,可按同相位相加。

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

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

6.3.6 试验台的隔振设计,应符合下列要求:

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

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

3 试验台应根据安装工具和操作要求,预留安装隔振器的操作空间。

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

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

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

6.4 冲击式机器

6.4.1 锻锤基础的隔振设计,应符合下列要求:

1 基础和砧座的最大竖向振动位移不应大于容许振动值。

- 2 锻锤在下次打击时,砧座应停止振动。
- 3 锻锤打击后,隔振器上部质量不应与隔振器分离。

6.4.2 锻锤隔振后振动分析模型的采用,应符合下列规定:

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

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

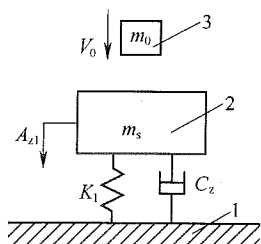


图 6.4.2-1 有阻尼单自由度振动模型

1—基础;2—砧座;3—锤头

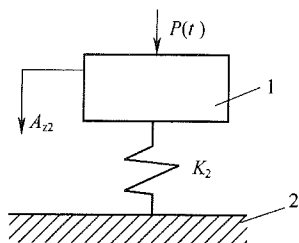


图 6.4.2-2 无阻尼单自由度振动模型

1—基础;2—地基

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

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

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

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

- 式中 A_{z1} ——砧座最大竖向振动位移(m)；
 m_0 ——锻锤落下部分质量(kg)；
 m_s ——隔振器上部的总质量(kg)；
 V_0 ——落下部分的最大冲击速度(m/s)；
 e_1 ——回弹系数，模锻锤取 0.5，自由锻锤取 0.25，锻打有色金属时取 0；
 K_1 ——隔振器的竖向刚度(N/m)；
 ζ_z ——隔振体系的阻尼比；
 C_z ——隔振器的竖向阻尼系数(N·s/m)。

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

$$A_{z2} = \frac{K_1(1+e_1)m_0V_0}{K_2(m_0+m_s)\omega_n} \sqrt{1+4\zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z\left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1}2\zeta_z\right)\right] \quad (6.4.4-1)$$

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

- 式中 A_{z2} ——基础最大竖向振动位移(m)；
 K_2 ——基础底部的折算刚度(N/m)；
 K_z ——基础底部地基土的抗压刚度(N/m)，应符合现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 的有关规定。

6.4.5 压力机隔振参数的确定，应符合下列规定：

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

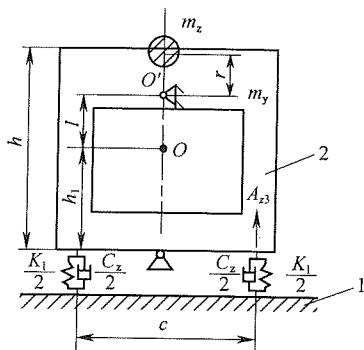


图 6.4.5-1 压力机启动时的力学模型

1—基础;2—压力机机身

$$A_{23} = \frac{cm_z r n_y (l + h_1)}{2m_y \omega_k (R_1^2 + h_1^2)} \exp\left(-\zeta_{z1} \frac{\pi}{2}\right) \quad (6.4.5-1)$$

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

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

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

- 式中 A_{23} ——压力机工作台两侧的最大竖向振动位移(m);
 m_y ——压力机质量(kg);
 m_z ——主轴偏心质量与连杆折合质量之和(kg),连杆折合质量可取连杆质量的 1/3;
 r ——曲柄半径(m);
 h ——压力机顶部至隔振器的距离(m);
 h_1 ——压力机质心 O 至隔振器的距离(m);
 l ——主轴轴承 O' 至压力机质心 O 的距离(m);
 c ——隔振器之间的距离(m);
 R_1 ——压力机绕质心轴的回转半径(m);

J ——压力机绕质心轴的质量惯性矩($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；
 n_y ——压力机主轴的额定转速(rad/s)；
 ω_k ——压力机作摇摆振动的固有圆频率(rad/s)；
 ζ_{z1} ——隔振体系的摆动阻尼比。

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

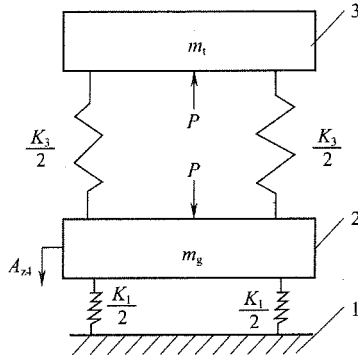


图 6.4.5-2 压力机冲压工件时的力学模型

1—基础;2—压力机工作台;3—压力机头部

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

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

式中 A_{z3} ——压力机工作台的最大竖向振动位移(m);

P ——压力机额定工作压力(N);

m_t ——压力机头部的质量(kg);

m_g ——压力机工作台的质量(kg);

K_3 ——压力机立柱及拉杆的刚度(N/m);

E_1 ——压力机立柱的弹性模量(N/m^2);

E_2 ——压力机拉杆的弹性模量(N/m^2);

F_1 ——压力机立柱的平均截面积(m^2);

F_2 ——压力机拉杆的平均截面积(m^2);

L_1 ——压力机立柱的工作长度(m);

L_2 ——压力机拉杆的工作长度(m)。

3 压力机冲压工件时,其基础的竖向位移可按下式计算:

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

式中 A_{z5} ——冲压工件时压力机基础的竖向位移(m)。

6.4.6 锻锤的隔振设计,应符合下列要求:

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

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

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

4 砧座或钢筋混凝土台座,宜设置导向或防偏摆的限位装置。

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

6 锻锤隔振系统的阻尼比,不应小于 0.25。

6.4.7 压力机的隔振设计,应符合下列要求:

1 闭式多点压力机,宜将隔振器直接安装在压力机底部。

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

3 压力机隔振系统的竖向阻尼比,宜取 0.10~0.15。

7 被动隔振

7.1 计算规定

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

1 当隔振体系为单自由度时,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

2 当隔振体系为双自由度耦合振动时,可按下列公式计算:

1) 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时:

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

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

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

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

2) 当 $y-\varphi_z$ 耦合振动时:

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

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

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

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

7.1.2 隔振体系的传递率,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

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

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

7.2 精密仪器及设备

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

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

7.2.2 精密仪器及设备的隔振计算，应包括下列内容：

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

计算。

3 隔振体系受精密设备内部振动源影响的振动计算。

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

7.2.3 隔振体系各向的阻尼比,不宜小于 0.10。

7.2.4 大型及超长型台座隔振计算时,宜计入台座的弹性影响。

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

7.3 精密机床

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

1 隔振体系固有频率的计算。

2 隔振体系在外部干扰作用下的振动响应的计算。

3 当机床本身有内部较大扰力时,应验算机床因内部扰力产生的振动响应。

4 本条第 2 款和第 3 款计算结果的叠加值,不应大于机床的振动容许值。

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

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

式中 q ——机床的倾斜度;

m_j ——机床慢速往复运动部件的质量(kg);

l_v ——移动部分质心相对于初始状态的移动距离(m);

K_{gi} ——各支承点的竖向刚度(N/m);

x_{gi} ——各支承点距刚度中心的坐标(m)。

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

率,可按下列式计算:

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

式中 f_{b1} ——台座结构的一阶弯曲固有频率(Hz);
 E ——台座材料的弹性模量(N/m²);
 I ——台座结构的截面惯性矩(m⁴);
 l_1 ——台座结构的长度(m)。

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

- 1 当内部扰力仅有不平衡质量产生的扰力,且最大转动质量小于机床和台座总质量的 1/100 时。
- 2 当内部最大扰力小于机床和台座总重量的 1/1000 时。

7.3.5 下列情况的机床,应设置台座结构:

- 1 机床采用直接弹性支承,不能满足机床的刚度要求时。
- 2 机床由若干个分离部分组成,需将各部分连成整体时。
- 3 机床的内部扰力产生的振动值大于机床的振动容许值,需增加机床的刚度和配重时。
- 4 机床有慢速往复运动部件使机床产生过大倾斜,需增加配重时。

7.3.6 台座结构可采用钢筋混凝土台座、钢板台座或钢架台座。

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

7.3.8 精密机床隔振采用的隔振器,应设有高度调节元件。

8 隔振器与阻尼器

8.1 一般规定

8.1.1 隔振器和阻尼器,应符合下列要求:

- 1 应具有较好的耐久性,性能应稳定。
- 2 隔振器应弹性好、刚度低、承载力大,阻尼应适当。
- 3 阻尼材料应动刚度小、不易老化,粘流体材料的阻尼系数变化应较小。
- 4 当使用环境有腐蚀性介质时,隔振器和阻尼器与腐蚀性介质的接触面应具有耐腐蚀能力。

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

8.1.2 隔振器和阻尼器的选用,应具备下列参数:

- 1 用于竖向隔振时,应具有承载力、竖向刚度、竖向阻尼比或阻尼系数等性能参数。
- 2 用于竖向和水平向隔振时,应具有承载力、竖向和水平向刚度、阻尼比或阻尼系数等性能参数。
- 3 当动刚度和静刚度不一致时,应具有动静刚度比或动、静刚度性能参数。
- 4 当产品性能随温度、湿度等变化时,应具有随温度或湿度等变化的特性参数。

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

8.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

8.2.1 圆柱螺旋弹簧隔振器的选用,应符合下列规定:

1 动力设备的主动隔振和精密仪器及设备的被动隔振,可采用支承式隔振器。

2 动力管道的主动隔振和精密仪器的悬挂隔振,可采用悬挂式隔振器。

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

8.2.3 圆柱螺旋弹簧的选材,应符合下列规定:

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

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

3 有防腐要求时,宜选择不锈钢弹簧钢丝或圆钢。

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

1 用于被动隔振时,可按弹簧材料Ⅲ类载荷的 88%取值。

2 用于除冲击式机器外的主动隔振时,可按弹簧材料Ⅱ类载荷取值。

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

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

8.2.5 圆柱螺旋弹簧的动力参数的确定,应符合下列规定:

1 圆柱螺旋弹簧的承载力和轴向刚度,应按下列公式计算:

$$P_j = \frac{\pi d_1^2 [\tau]}{8kc_1} \quad (8.2.5-1)$$

$$K_{xj} = \frac{Gd_1}{8n_1c_1^3} \quad (8.2.5-2)$$

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

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

- 式中 P_j ——圆柱螺旋弹簧的承载力(N);
 K_{xj} ——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:

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

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

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

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

- 式中 K_{xj} ——圆柱螺旋弹簧的横向刚度(N/m);
 P_g ——圆柱螺旋弹簧的工作荷载(N);
 ξ_p ——圆柱螺旋弹簧的工作荷载与临界荷载之比;
 H_p ——圆柱螺旋弹簧在工作荷载作用下的有效高度(m);
 H_o ——圆柱螺旋弹簧的自由高度(m);
 Δ_1 ——圆柱螺旋弹簧在工作荷载作用下的变形量(m)。

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

于1时应取1, 并应设置导向杆或调整弹簧参数。

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

1) 压缩弹簧:

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

2) 拉伸弹簧:

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

8.2.6 圆柱螺旋弹簧隔振器的性能参数的确定, 应符合下列规定:

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

2 圆柱螺旋弹簧隔振器的竖向动刚度, 应按下式验算:

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

式中 K_{zi} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的竖向动刚度(N/m);

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

3 圆柱螺旋弹簧隔振器的横向动刚度, 可按下式计算:

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

式中 K_{xi} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的横向动刚度(N/m);

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

4 圆柱螺旋弹簧隔振器的变形量和工作高度, 应按下列公式计算:

$$\Delta = \frac{P_i - P_0}{K_{zs}} \quad (8.2.6-3)$$

$$H_1 = H_c - \Delta \quad (8.2.6-4)$$

式中 Δ ——圆柱螺旋弹簧隔振器的变形量(m),压缩取正值,拉伸取负值;

P_1 ——圆柱螺旋弹簧隔振器的工作荷载(N);

P_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)。

8.2.7 圆柱螺旋弹簧隔振器的弹簧配置和组装,应符合下列要求:

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

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

式中 d_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧的线径(m);

d_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧的线径(m);

c_1 ——弹簧组外圈螺旋弹簧的中径与线径的比值;

c_2 ——弹簧组内圈螺旋弹簧的中径与线径的比值;

n_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧的有效圈数;

n_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧的有效圈数;

k_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧的曲度系数;

k_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧的曲度系数;

G_1 ——弹簧组外圈圆柱螺旋弹簧线材的剪切模量(N/m²);

G_2 ——弹簧组内圈圆柱螺旋弹簧线材的剪切模量(N/m²);

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

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

2 压缩圆柱螺旋弹簧的两端应磨平并紧,在容许荷载作用

下,圆柱螺旋弹簧的节间间隙不宜小于弹簧线径的 10% 和最大变形量的 2%。

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

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

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

6 圆柱螺旋弹簧隔振器的金属零部件应做防锈、防腐等表面处理。

8.2.8 拉伸式圆柱螺旋弹簧隔振器,应设置过载保护装置。

8.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

I 碟形弹簧隔振器

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

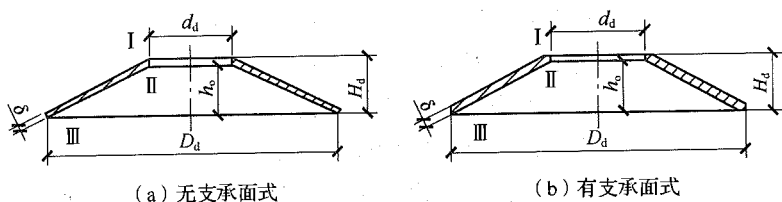


图 8.3.1 碟形弹簧

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

1 当承受静荷载或循环次数小于 10^4 的动荷载,碟形弹簧变

形量不大于加载前碟片内锥高度的 0.75 倍时,图 8.3.1 中 I 点的容许应力可取 $2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 。

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

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

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

$$\sigma_{\text{I}} = \alpha_{\text{I}} \frac{h_0 \delta}{D_d^2} \quad (8.3.4-1)$$

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

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

式中 h_0 ——加载前碟片内锥高度(m);

δ ——碟片厚度(m);

D_d ——碟片外径(m);

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

$\alpha_{\text{I}}、\alpha_{\text{II}}、\alpha_{\text{III}}$ ——计算系数,可按表 8.3.4 采用。

表 8.3.4 计算系数 $\alpha_{\text{I}}、\alpha_{\text{II}}、\alpha_{\text{III}}$ 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

续表 8.3.4

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

注:1 Δ_2 为单个碟片的变形量(m);

2 d_d 为碟片内径(m)。

8.3.5 单片碟形弹簧的承载力和竖向刚度的确定,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:

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

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

式中 P_{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 8.3.5-1 和表 8.3.5-2 采用。

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

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

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

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

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

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

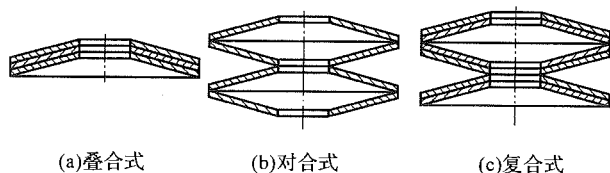
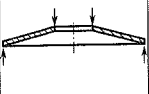
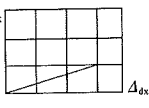
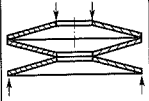
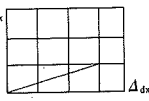
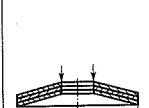
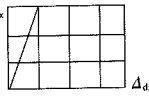
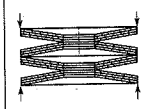
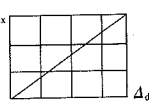


图 8.3.6 组合碟形弹簧

表 8.3.6 碟形弹簧各种组合方式的特性线和计算公式

组合方式	特性线	载荷与变形计算	自由高度 H_{dx}
弹簧 		$P_{dx} = p$ $\Delta_{dx} = \Delta_2$	$H_{dx} = H_d$
对合式组合 		$P_{dx} = p$ $\Delta_{dx} = n_1 \Delta_2$	$H_{dx} = n_1 H_d$
叠合式组合 		$P_{dx} = n_1 \mu p$ $\Delta_{dx} = \Delta_2$	$H_{dx} = H_d + (n_1 - 1) \delta$
复合式组合 		$P_{dx} = n_1 \mu p$ $\Delta_{dx} = i \Delta_2$	$H_{dx} = i [H_d + (n_1 - 1) \delta]$

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

2 p 为单个碟片承受的荷载；

3 n_1 为弹簧的片数；

4 i 为叠合弹簧的组数；

5 H_d 为碟片高度；

6 H_{dx} 为碟形弹簧的自由高度。

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

II 迭板弹簧隔振器

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

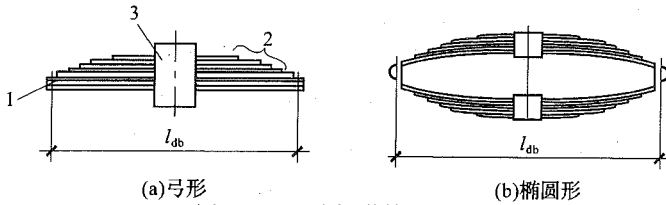


图 8.3.8 迭板弹簧隔振器

1—主板；2—副板；3—簧箍

8.3.9 迭板弹簧的刚度的确定,宜符合下列规定:

1 弓形迭板弹簧的刚度,可按式计算:

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

式中 K_{db} ——迭板弹簧的刚度(N/m);

E ——材料的弹性模量(N/m²);

b_1 ——板簧的宽度(m);

δ_1 ——每片板簧的厚度(m);

l_{db} ——板簧的弦长(m);

b_2 ——簧箍的长度(m);

n_{dz} ——迭板弹簧主板片数;

n_{df} ——迭板弹簧副板片数。

2 椭圆形迭板弹簧的刚度,可取相同尺寸弓形迭板弹簧刚度的一半。

8.3.10 迭板弹簧应进行疲劳验算,最大和最小应力可按下列公式计算:

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

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

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);

P_{\max} ——迭板弹簧所承受的最大荷载(N);

P_{\min} ——迭板弹簧所承受的最小荷载(N)。

8.3.11 迭板弹簧的刚度的确定,宜符合下列规定:

1 加荷载时,迭板弹簧的刚度可按下列公式计算:

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

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

式中 K_{db1} ——加荷载时迭板弹簧的刚度(N/m);

φ ——当量摩擦系数;

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

2 卸荷载时,迭板弹簧的刚度可按下式计算:

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

式中 K_{db2} ——卸荷载时迭板弹簧的刚度(N/m)。

8.3.12 迭板弹簧的当量粘性阻尼系数,可按下式计算:

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

式中 C_{φ} ——迭板弹簧的当量粘性阻尼系数(N·s/m);

P_{db} ——迭板弹簧振动时所承受的压力(N);

A ——振动线位移(m)。

8.4 橡胶隔振器

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

8.4.2 橡胶隔振器的选型,应符合下列规定:

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

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

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

8.4.3 橡胶隔振器的容许应力与容许应变,可按表 8.4.3 采用:

表 8.4.3 橡胶隔振器的容许应力与容许应变

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

注:表中数值是橡胶的肖氏硬度在 40H_s 以上的指标。

8.4.4 压缩型橡胶隔振器的设计,应符合下列规定:

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

2 压缩型橡胶隔振器的截面面积,可按下式计算:

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

式中 S_{ys} ——橡胶隔振器的截面面积(m²);

P_{ys} ——橡胶隔振器承受的荷载(N);

$[\sigma]$ ——橡胶隔振器的容许应力(N/m²)。

3 压缩型橡胶隔振器的有效高度,可按下式计算:

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

式中 H_{yso} ——橡胶隔振器的有效高度(m);

K_{ys} ——橡胶隔振器的刚度(N/m);

E_d ——橡胶的动态弹性模量(N/m²),可按图 8.4.4 确定。

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

5 隔振器的总高度,可按下式计算:

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

式中 H_{ys} ——压缩型橡胶隔振器的总高度(m);

B ——压缩型橡胶隔振器的横向尺寸(m)。

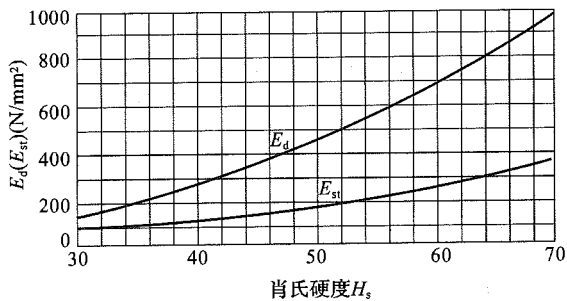


图 8.4.4 橡胶硬度与动、静弹性模量的关系曲线

8.4.5 剪切型橡胶隔振器的静刚度,可按下列规定确定:

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

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

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

式中 K_{st} ——隔振器的静刚度(N/m);

δ_2 ——橡胶厚度(m);

H_{jq} ——橡胶剪切面的高度(m);

b_j ——橡胶剪切面的宽度(m);

G_j ——橡胶的剪切模量(N/m²)。

H_s ——橡胶的肖氏硬度。

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

1) 衬套高度不变的隔振器(图 8.4.5-2a):

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

2) 衬套高度随半径线性改变的隔振器(图 8.4.5-2b):

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

3) 切应力与半径无关的隔振器(图 8.4.5-2c):

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

- 式中 H_{ct1} ——剪切型橡胶隔振器衬套高度(m);
 H_{ct2} ——剪切型橡胶隔振器衬套高度(m);
 H_{ct3} ——剪切型橡胶隔振器衬套高度(m);
 r_1 ——圆柱型衬套结构中心轴线至内层衬套外壁的距离(m);
 r_2 ——圆柱型衬套结构中心轴线至外层衬套外壁的距离(m)。

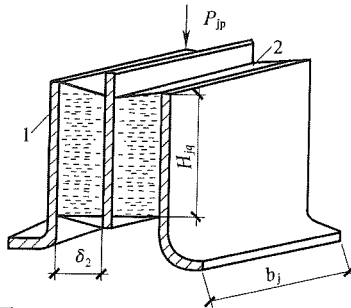
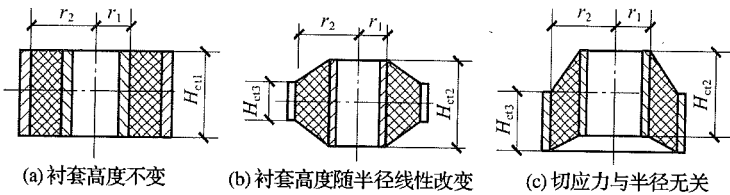


图 8.4.5-1 一般剪切型橡胶隔振器

1—钢板;2—橡胶



(a) 衬套高度不变

(b) 衬套高度随半径线性改变

(c) 切应力与半径无关

图 8.4.5-2 衬套结构的剪切型橡胶隔振器

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

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

$$E_a = G_j K_m$$

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

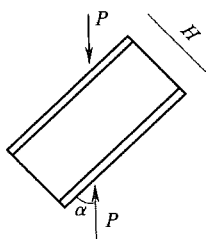


图 8.4.6 压缩—剪切型橡胶隔振器

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

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

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

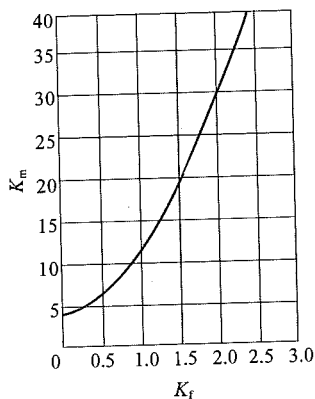


图 8.4.7 橡胶的弹性模量转换因子

8.4.8 竖向极限压应力和竖向刚度的变化率不应大于 30%。

8.4.9 橡胶隔振器的阻尼比宜取 0.07~0.10。

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

表 8.4.10 橡胶隔振器的老化、蠕变、疲劳的性能要求

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

8.4.11 橡胶隔振器的各种相关性能,应符合表 8.4.11 的规定:

表 8.4.11 橡胶隔振器的各种相关性能的要求

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

8.5 空气弹簧隔振器

8.5.1 下列情况,可采用空气弹簧隔振器:

- 1 隔振体系的固有频率不大于 3Hz 时。
- 2 隔振体系的阻尼比为 0.1~0.3 时。
- 3 使用温度为 $-20\sim 70^{\circ}\text{C}$ 时。

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

8.5.3 空气弹簧隔振器的选择,应符合下列要求:

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

8.5.4 空气弹簧的胶囊形式,可根据隔振设计的要求,按下列规定选择:

1 当要求横向刚度小于竖向刚度时,胶囊宜选择滚膜式或多曲囊式,但多曲囊式不宜大于 3 曲。

2 当要求竖向刚度小于横向刚度时,胶囊宜选择约束膜式或单曲囊式。

3 当要求横向与竖向刚度相近时,胶囊宜选择自由膜式。

8.5.5 隔振设计时,空气弹簧隔振器应具备下列资料:

1 采用空气弹簧时,应具备下列资料:

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

9) x, y, z 轴向刚度中心的位置;

10) 竖向的阻尼及其变化范围;

11) 使用的环境条件。

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

1) 高度控制阀的灵敏度;

2) 横向阻尼器的阻尼及其变化范围;

3) 气源设备的供气压力及气体洁净度等级。

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

1) 台座承载力及容许配置的被隔振设备的质量、质心位置和安装要求;

2) 隔振性能。

8.5.6 空气弹簧隔振器的气源设备配置,应符合下列要求:

1 采用空气弹簧时,可采用人力充气设备。

2 采用小型空气弹簧隔振装置和小型空气弹簧隔振台座时,可采用氮气瓶供气。

3 采用大、中型空气弹簧隔振装置或大、中型空气弹簧隔振台座时,可采用空气压缩设备。

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

8.5.8 空气弹簧的竖向刚度,可按下列公式计算:

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

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

式中 K_v ——空气弹簧的竖向刚度(N/m);

p_{kt} ——空气弹簧的内压力(N/m²);

p_a ——大气压力,可取 1.0×10^5 N/m²;

V_{kt} ——空气弹簧的容积,可取空气弹簧胶囊容积与附加气

室容积之和(m^3);

S_{kt} ——空气弹簧的有效面积(m^2);

α_{kt} ——竖向形状系数($1/m$);

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)。

8.5.9 竖向形状系数,可按下列公式计算:

1 囊式空气弹簧胶囊(图 8.5.9-1),可按下式计算:

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

式中 n_q ——胶囊曲数;

θ ——胶囊圆弧角度的一半($^\circ$)。

2 自由膜式空气弹簧胶囊(图 8.5.9-2),可按下式计算:

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

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 8.5.9-3),可按下式计算:

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

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

β_1 ——外约束环与平分胶囊胶圆弧的垂直线的夹角($^\circ$)。

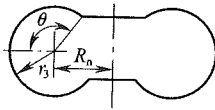


图 8.5.9-1 囊式空气弹簧胶囊

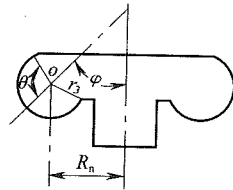


图 8.5.9-2 自由膜式空气弹簧胶囊

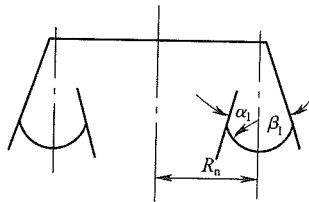


图 8.5.9-3 约束膜式空气弹簧胶囊

8.5.10 空气弹簧的横向刚度的确定,宜符合下列规定:

1 囊式空气弹簧横向刚度的确定,宜符合下列规定:

1) 囊式空气弹簧的弯曲刚度,可按下列公式计算:

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

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

式中 K_b ——囊式空气弹簧的弯曲刚度(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:

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

式中 K_s ——囊式空气弹簧的剪切刚度(N/m);

ρ ——帘线密度(1/m);

n_{lx} ——帘线的层数,宜取偶数;

E_f ——一根帘线的断面面积和其弹性模量的乘积(N);

ψ ——帘线与径线间的角度($^\circ$)。

3) 囊式空气弹簧的横向刚度,可按下列公式计算:

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

式中 K_h ——囊式空气弹簧的横向刚度(N/m);

h_2 ——一曲胶囊的高度(m);

h_3 ——中间腰环的高度(m);

P_{kt} ——空气弹簧承受的竖向荷载(N)。

2 自由膜式空气弹簧的横向刚度,可按下列公式计算:

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

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

式中 K_{zk} ——自由膜式空气弹簧的横向刚度(N/m);

α_{zk} ——横向形状系数(1/m);

K_r ——胶囊的横向膜刚度(N/m),应由试验确定。

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

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

8.5.11 空气弹簧的下列参数,宜由试验验证:

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

8.6 粘流体阻尼器

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

1 旋转式及曲柄连杆式稳态振动机器的主动隔振,可采用单、多片型或多动片型阻尼器,亦可选用活塞柱型阻尼器。

2 冲击式或随机振动隔振,可采用活塞柱型或多片型阻尼器。

3 水平振动主动隔振,可采用锥片型或多片型阻尼器。

4 被动隔振,可采用锥片型或片型阻尼器。

5 当粘流体 20°C 且运动粘度等于或大于 20m²/s 时,可采用片型阻尼器。

8.6.2 片型阻尼器的阻尼系数的确定,应符合下列规定:

1 单片型阻尼器(图 8.6.2-1)的阻尼系数,可按下列公式计算:

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

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

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

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

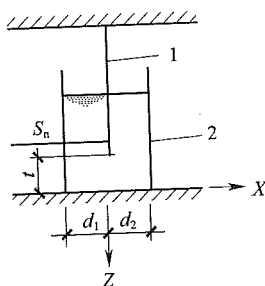


图 8. 6. 2-1 单片型阻尼器

1—动片；2—定片

2 多片型阻尼器(图 8. 6. 2-2)的阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{zx} = 2\mu_n \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{mi} S_{ni}^2}{L_{mi} t_i^3} \quad (8. 6. 2-4)$$

$$C_{zy} = 2\mu_n \sum_{i=1}^n \frac{S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8. 6. 2-5)$$

$$C_{zz} = 2\mu_n \sum_{i=1}^n \frac{S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8. 6. 2-6)$$

式中 t_i ——多片型阻尼器动片在粘流体中的侧面与定片三面的间隙(m);

δ_{mi} ——多片型阻尼器动片的厚度(m);

L_{mi} ——多片型阻尼器动片在粘流体中的三边边长(m);

S_{ni} ——多片型阻尼器动片与粘流体接触面的单侧面积(m^2);

d_{mi} ——多片型阻尼器动片与定片之间的距离(m)。

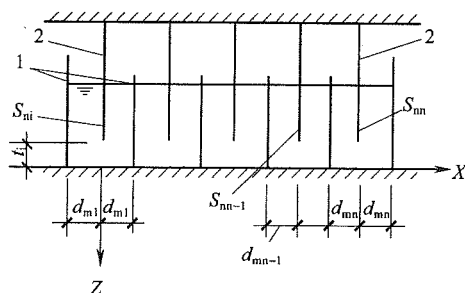


图 8. 6. 2-2 多片型阻尼器

1—定片;2—动片

3 多动片型阻尼器(图 8. 6. 2-3)的阻尼系数,可按下列公式计算:

$$C_{zx} = 2\mu_n \frac{\delta_s S_{ni}^2 \sum_{i=1}^n \beta d_{mi}}{L_{mi} t^3} \quad (8. 6. 2-7)$$

$$C_{zy} = 2\mu_n \frac{\sum_{i=1}^n S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8. 6. 2-8)$$

$$C_{zz} = 2\mu_n \frac{\sum_{i=1}^n S_{ni}}{d_{mi}} \quad (8. 6. 2-9)$$

式中 β ——计算系数,可按表 8. 6. 2 采用;

L_{mi} ——多动片型阻尼器动片在粘流体中的三边边长(m)。

表 8.6.2 计算系数 β 值

运动粘度	β
≤ 10	1.5
20	2.0
> 20	由试验确定

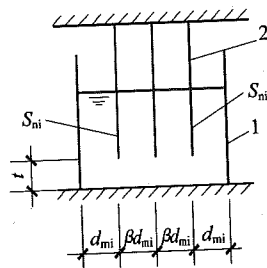


图 8.6.2-3 多动片型阻尼器

1—定片;2—动片

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

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

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

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

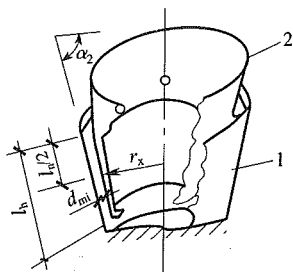


图 8.6.2-4 圆锥片型阻尼器

1—定片;2—动片

8.6.3 活塞柱型阻尼器(图 8.6.3)的阻尼系数,可按下列式计算:

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

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

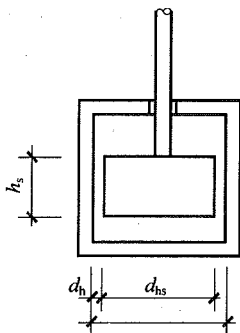


图 8.6.3 活塞柱型阻尼器

8.6.4 隔振体系的阻尼比,可按下列公式计算:

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

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

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

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

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

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

8.6.5 粘流体材料的动力粘度,可按下列式计算:

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

式中 V_n ——粘流体的运动粘度(m^2/s);

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

8.6.6 阻尼器的设计,应符合下列要求:

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

2 阻尼器应沿隔振器刚度中心对称设置,其位置应靠近竖向或水平向刚度最大处。

3 独立设置的阻尼器,阻尼器底部应与隔振台座可靠连接。

4 片型阻尼器,可设计成矩形,也可设计成以定片为内、外圆圈的圆柱形。

8.7 组合隔振器

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

的组合隔振器。

隔振器的组合形式,可采用群体式或间隔式(图 8.7.1)。

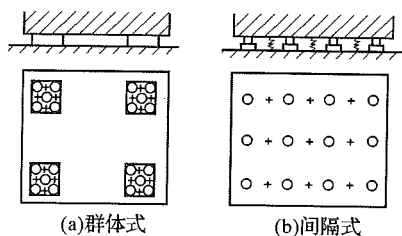


图 8.7.1 隔振器组合形式

— 弹簧; ○ — 橡胶

8.7.2 组合隔振器的刚度和阻尼比,可按下列公式计算:

1 并联组合隔振器(图 8.7.2a、b),可按下列公式计算:

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

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

2 串联组合隔振器(图 8.7.2c),可按下列公式计算:

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

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

式中 K_{zh} —— 组合隔振器竖向总刚度(N/m);

ζ_{zh} —— 组合隔振器阻尼比;

K_{ZS} —— 圆柱螺旋弹簧隔振器的刚度(N/m);

K_{ZR} —— 橡胶隔振器的刚度(N/m);

ζ_S —— 圆柱螺旋弹簧的阻尼比;

ζ_R —— 橡胶的阻尼比。

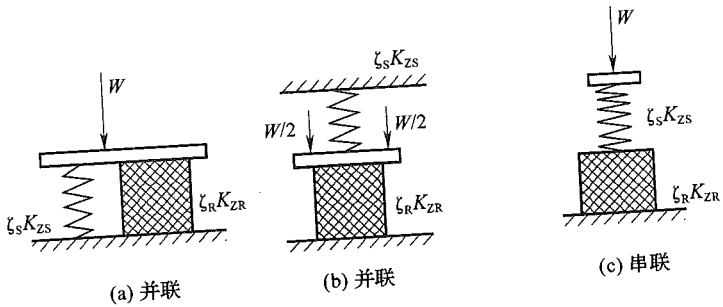


图 8.7.2 并联、串联组合隔振器示意

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

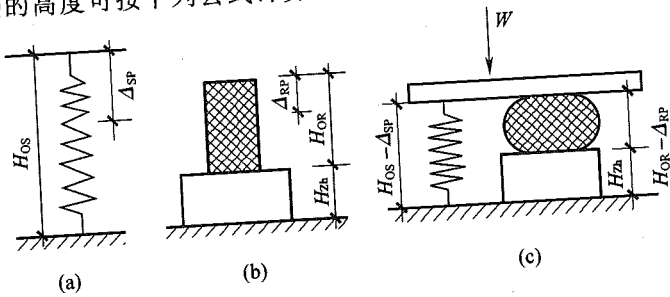


图 8.7.3 并联组合隔振器原件的支垫高度示意

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

$$\Delta_{SP} = \frac{P_s}{K_{zs}} \quad (8.7.3-2)$$

$$\Delta_{RP} = \frac{P_r}{K_{zr}} \quad (8.7.3-3)$$

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

$$P_r = W - P_s \quad (8.7.3-5)$$

式中 H_{zh} ——支垫的高度；
 H_{OS} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的自由高度(m)；
 H_{OR} ——橡胶隔振器的自由高度(m)；

Δ_{SP} ——圆柱螺旋弹簧隔振器的静力变形；

Δ_{RP} ——橡胶隔振器的静力变形(m)；

P_S ——圆柱螺旋弹簧隔振器承受的压力；

P_R ——橡胶隔振器承受的压力；

W ——隔振体系的总重力(N)。

附录 A 地面屏障式隔振

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

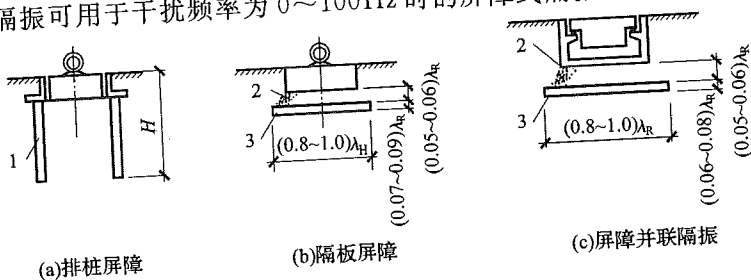


图 A.0.1 屏障隔振方式

1—排桩或排孔;2—粗砂砾石填实;3—混凝土隔板

A.0.2 排桩屏障的隔振设计,应符合下列要求:

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

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

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

A.0.3 当符合下列公式之一时,屏障可采用隔板:

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

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

- 式中 f_z ——竖向振动频率(Hz);
 f_x ——水平向振动频率(Hz);
 V_s ——粗砂砾石填实层的剪切波速(m/s);
 h_g ——隔振屏障顶面至基础底面的土层厚度(m);
 λ_R ——地基土面波波长(m);
 μ_b ——粗砂砾石填实层的泊松比。

A.0.4 当采用屏障并联隔振时,隔振体系的计算可不计入隔板的振动耦合。

A.0.5 排桩及隔板材料,可采用强度等级不低于 C20 的钢筋混凝土。

A.0.6 地面屏障式隔振的传递率,可采用 0.5~0.6。

本规范用词说明

1 为便于在执行本规范条文时区别对待,对要求严格程度不同的用词说明如下:

1)表示很严格,非这样做不可的用词:

正面词采用“必须”,反面词采用“严禁”。

2)表示严格,在正常情况下均应这样做的用词:

正面词采用“应”,反面词采用“不应”或“不得”。

3)表示允许稍有选择,在条件许可时首先应这样做的用词:

正面词采用“宜”,反面词采用“不宜”;

表示有选择,在一定条件下可以这样做的用词,采用“可”。

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

中华人民共和国国家标准

隔振设计规范

GB 50463 - 2008

条文说明

目 次

1	总 则	(79)
2	术语、符号	(80)
2.1	术语	(80)
2.2	符号	(80)
3	基本规定	(81)
3.1	设计条件和隔振方式	(81)
3.2	设计原则	(81)
4	容许振动值	(83)
4.1	精密仪器及设备的容许振动值	(83)
4.2	动力机器基础的容许振动值	(84)
5	隔振参数及固有频率	(85)
5.1	隔振参数	(85)
5.2	隔振体系的固有频率	(86)
6	主动隔振	(93)
6.1	计算规定	(93)
6.2	旋转式机器	(99)
6.3	曲柄连杆式机器	(101)
6.4	冲击式机器	(105)
7	被动隔振	(114)
7.1	计算规定	(114)
7.2	精密仪器及设备	(115)
7.3	精密机床	(116)
8	隔振器与阻尼器	(119)
8.1	一般规定	(119)

8.2	圆柱螺旋弹簧隔振器	(119)
8.3	碟形弹簧与迭板弹簧隔振器	(121)
8.4	橡胶隔振器	(126)
8.5	空气弹簧隔振器	(127)
8.6	粘流体阻尼器	(129)
8.7	组合隔振器	(131)

1 总 则

1.0.1 本条阐明了本规范的指导思想,根据隔振的特点,要求合理地选择有关动力参数、支承结构形式和隔振器等。在隔振设计中,有关动力参数如频率、刚度等,若取值不当,可能会造成浪费,甚至会产生相反的效果,因此,合理地选择有关动力参数和隔振方案有其重要意义。

1.0.2 明确了本规范的适用范围。

1.0.3 设计隔振体系时,除应按本规范执行外,尚应符合国家现行的有关标准和规范的规定。

2 术语、符号

2.1 术 语

2.1.1~2.1.8 所列术语均是按现行国家标准《机械振动与冲击名词术语》的规定和本规范的专用名词编写的。

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《建筑设计通用符号、计量单位和基本术语》的规定,并结合本规范的特点编写的。

3 基本规定

3.1 设计条件和隔振方式

3.1.1 本条规定了设计隔振体系时所需要的资料。

3.1.2 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。隔振沟的隔振效果并不明显,也无法估算,只能作为隔离冲击振动或频率较高振动的附加措施,隔振沟不宜用于隔离频率小于 30Hz 的地面振动。

3.2 设计原则

3.2.1 隔振体系设计时,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,从中选择出经济合理的最优方案。

3.2.2 若被隔振设备的质量较大时,一般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量刚体单元的性能,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。

3.2.3 本条规定是对隔振设计的基本要求,否则就难以达到较好的隔振效果。

3.2.4 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学分析时可不考虑梁的挠度。

3.2.5 本条规定了隔振对象经隔振后,其振动幅值应满足要求。

3.2.6 仪器、设备及动力机器的容许振动值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

备容许振动值及振源的前提下才能进行,容许振动值最好是通过试验确定或制造部门提供,这更符合单项设计的具体情况。规范第4章所提出的容许振动值,是在收集和整理国内外有关资料的基础上,并对一些重要设备进行了实测和分析而确定的。当无试验条件时,可按第4章规定采用。

3.2.7 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。

3.2.8 管道与被隔对象连接时,宜采用柔性接头,以避免接头损坏或破裂。

4 容许振动值

4.1 精密仪器及设备的容许振动值

4.1.1、4.1.2 本节规定的容许振动值,是指保证精密仪器与设备在正常工作或生产条件下,其台座结构或设备基础的容许振动值。

振动对精密仪器的影响表现为:

1 影响仪器的正常运行,过大的振动会直接损害仪器,使之无法应用。

2 影响对仪器仪表刻度阅读的准确性和阅读速度,有时根本无法读数,对于自动打印和描绘曲线,有时无法正常进行工作。

3 对于某些精密和灵敏的电器,如灵敏继电器等,过大的振动甚至使其产生误动作,从而引起较大事故。

振动对精密设备的影响或危害表现在:

1 振动会影响精密设备的正常运行,降低机器的使用寿命,严重时可使设备的某些零件受到损害。

2 对精密加工机床,振动会使工件的加工面、光洁度和精度下降,并会降低其使用寿命。

容许振动值是衡量精密仪器与设备抵抗振动的能力。容许振动数值越大,抵抗振动的能力就越强,反之就越小。如果提出的容许振动量能反映仪器或设备本身实际情况,就能为隔振设计提供可靠依据,收到明显的经济效果。

光刻设备对环境振动的要求很严格。由于其制造厂不同,所提出的环境要求不同,控制及表达的物理量也不同。美国某公司在 $0\sim 120\text{Hz}$ 范围内用加速度来控制,荷兰某公司按集成电路的线宽在 $1\sim 100\text{Hz}$ 范围内用加速度功率谱密度来控制,还有大部

分制造厂是用速度来控制的。控制点在光刻设备安装底座处。本条所规定的光刻设备容许振动值,是结合国外常用的光刻设备容许振动标准,总结国内一些实践和设计经验,考虑到国内精密设备容许振动值的表达习惯来确定的。

精密仪器与设备的容许振动值,大多数是通过试验和应用随机函数平稳化理论来确定,有些是通过长期工作实践和普查得到的。试验中采用有代表性的设备,对其 x 、 y 、 z 三个方向进行不同频率下的激振,激振波多是单一的正弦波形,试验结果采用随机函数平稳化理论进行分析确定。所以控制测试点应是仪器及设备台座结构上表面四周的角点,并且 x 、 y 、 z 三个方向均应满足要求。

表 4.1.1 给出的光刻设备的容许振动值为 $1/3$ 倍频程频域容许振动速度均方根值,表 4.1.2 给出的精密仪器与设备容许振动位移与容许振动速度均为峰值。

4.2 动力机器基础的容许振动值

4.2.1~4.2.5 本节规定的容许振动值,是指不影响动力机器的正常生产时,动力机器基础在时域范围内的容许振动值,其容许振动线位移和容许振动速度均为峰值。

某些动力机器在运行时会产生很大的振动,有时对建筑物、周边环境或动力机器本身产生较大影响。容许振动值确定的原则主要是基础的振动不影响机器的正常运转和生产,其次是基础的振动不应给机器本身及操作人员造成不良影响,从生产和环境保护的角度出发,需对动力机器运行时基础上的振动加以限制。其控制测试点在动力机器基础上表面的四周角点上,除注明外, x 、 y 、 z 三个方向均应满足。本规范所指的峰值为单峰值。

第 4.2.4 条的基组为压力机基础上的机器、附属设备和填土的总称。 ω_{n1} 为基组水平回转耦合振动第一振动的固有频率; ω_{n2} 为基组水平回转耦合振动第二振型的固有频率。

5 隔振参数及固有频率

5.1 隔振参数

5.1.1 本条列出了隔振设计中所采用的基本参数。

5.1.2~5.1.8 提供了隔振基础设计时,基本参数的选择方法和步骤。选择隔振体系的基本参数时,假定隔振体系为无阻尼单自由度体系。

5.1.9 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计算公式。

按规范计算振动位移公式:

$$A_v = \frac{P_{ov}}{K_v} \eta_v \quad (V=x, y, z) \quad (1)$$

在共振时: $\eta = \frac{1}{2\zeta_v}$; P_{ov} 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 $P_v = P_{ov} \left(\frac{\omega_{nv}^2}{\omega^2} \right)$, 将 P_v 代入式(1)中的

P_{ov} , 将 $\frac{1}{2\zeta_v}$ 代入式(1)中的 η_v 即得规范公式(5.1.9-3), 当为扰力矩

时, 只要将 M_{ov} 、 ζ_{qv} 、 K_{qv} 、 ω_{nqv} 分别取代公式(5.1.9-1)中的 P_{ov} 、 ζ_v 、 K_v 和 ω_{nv} , 即得规范公式(5.1.9-4)。

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 A_{ov} 经过时间 t 后衰减为 A_v ,

其峰值比应为 $\frac{A_{ov}}{A_v} = e^m$, 式中 n 为阻尼系数, 即 $n = \zeta_v \omega_{nv}$, 此时式 1 变为:

$$\frac{A_{ov}}{A_v} = e^{\zeta_v \omega_{nv} t} \quad (2)$$

将式 2 的两边取自然对数即可得到公式(5.1.9-1), 当为冲击力矩时, 将 $\zeta_{\varphi v}$ 、 $\omega_{n\varphi v}$ 、 $A_{\varphi v}$ 、 $A_{a\varphi v}$ 分别取代公式(5.1.9-3)中的 ζ_v 、 ω_{nv} 、 A_v 、 A_{av} 即得公式(5.1.9-2)。

5.2 隔振体系的固有频率

5.2.1 本条给出了隔振体系固有频率的计算公式。

1 在各类隔振公式中, 其振型的独立与耦合可分为下列情况:

1) 支承式(图 3.1.2a): 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 3.1.2b), x 、 y 、 z 、 φ_x 、 φ_y 、 φ_z 均为单自由度体系。

2) 悬挂式(图 3.1.2c、d): 当刚性吊杆的平面位置在半径为 R 的圆周上时, x 、 y 与 φ_z 为单自由度体系, 其余均受约束。

3) 悬挂兼支承式(图 3.1.2e、f): 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。

2 独立振型。如图 1 所示的体系, 沿 x 轴向自由振动的微分方程为:

$$\left. \begin{aligned} m_x \ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x \cdot x &= 0 \\ \text{或 } \ddot{x} + 2n_x \dot{x} + \omega_{nx}^2 x &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中 C_x ——体系沿 x 轴向总的阻尼系数(kN·s/m)。

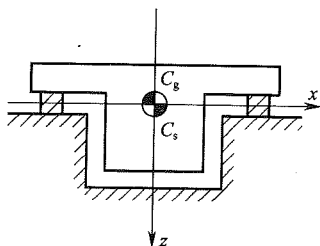


图 1

$$C = 2m \cdot n \quad (4)$$

式中 n_x ——体系沿 x 轴向总的阻尼特征系数(red/s)；

K_x ——体系沿 x 轴向总的弹簧刚度(kN/m)；

m_x ——隔振体系沿 x 轴向参加振动总的质量(t)。

设式(3)的解为： $x = Ae^{rt}$ (5)

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

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

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

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：

$$x = A \cdot e^{rt} = A_1 \cdot e^{(-n_x + i\omega_{dx})t} + A_2 \cdot e^{(-n_x - i\omega_{dx})t}$$

$$\begin{aligned}
 &= e^{-n_x t} [A_1 \cdot e^{i\omega_{dx} t} + A_2 \cdot e^{-i\omega_{dx} t}] \\
 &= e^{-n_x t} [(A_1 + A_2) \cos \omega_{dx} t + i(A_1 - A_2) \cdot \sin \omega_{dx} t] \\
 &= e^{-n_x t} [B_1 \cos \omega_{dx} t + B_2 \sin \omega_{dx} t] \quad (10)
 \end{aligned}$$

式(10)中 $B_1 = A_1 + A_2$, $B_2 = i(A_1 - A_2)$ 为根据初始条件确定的待定系数。

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= -n_x \cdot e^{-n_x t} [B_1 \cos \omega_{dx} t + B_2 \cdot \sin \omega_{dx} t] \\
 &\quad + e^{-n_x t} \omega_{dx} [B_1 \sin \omega_{dx} t + B_2 \cdot \cos \omega_{dx} t] \quad (11)
 \end{aligned}$$

由式(10)和式(11)得：

$$\text{当 } t=0 \text{ 时, 若 } X=x_0 \text{ 得 } B_1 = x_0$$

$$\text{当 } t=0 \text{ 时, 若 } \dot{X} = \dot{x}_0 \text{ 得 } B_2 = \frac{\dot{x}_0 + n_x x_0}{\omega_{dx}}$$

代入式(10)则得该体系自由振动时的位移方程为：

$$x = e^{-n_x t} \left[x_0 \cdot \cos \omega_{dx} t + \frac{\dot{x}_0 + n_x x_0}{\omega_{dx}} \cdot \sin \omega_{dx} t \right] \quad (12)$$

$$\text{式(12)中 } A_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0 + n_x \cdot x_0}{\omega_{dx}} \right)^2}; \tan \theta_x = \frac{x_0 \cdot \omega_{dx}}{\dot{x}_0 + n_x x_0}$$

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 轴回转的单自由度体系的自由振动,可将位移和标脚的符号 x ,分别改为 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ,另外将惯量 m_x 分别改为 J_x 、 J_y 、 J_z 即可。

根据式(7)~式(9)可得：

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

3 双自由度耦合振动。图2所示 x 轴向与绕 y 轴旋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 $P_x(\tau) = P_x g_{(t)}$ 和扰力矩 $M_{y(t)} = M_y g(\tau)$,其中 $g_{(t)}$ 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：

$$m_x \ddot{x} + c_x (\dot{x} - h_2 \dot{\varphi}_y) + K_x (x - h_2 \varphi_y) = P_x(\tau) = P_x \cdot g(\tau) \quad (14)$$

$$J_y \ddot{\varphi}_y + C_{\varphi y} \dot{\varphi}_y + K_{\varphi y} \varphi_y - C_z \dot{x} h_2 - K_x x h_2 = M_{oy} g(\tau) = P_x h_3 + M_y g(\tau)$$

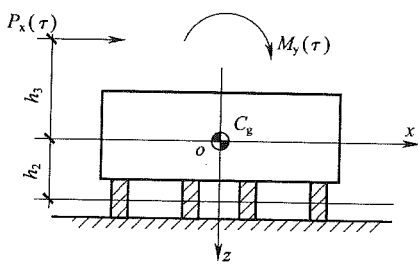


图 2

式(14)中有一项自由重产生的 $mgh_2\varphi_y$ 因其数量相对很小, 故忽略不计, 公式中的 h_2 即为规范正文中的 x 。

将上式写成矩阵形式。可简化为:

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

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

$$\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} x \\ \psi_y \end{Bmatrix}; \{g_o\} = \begin{Bmatrix} P_x \\ P_x h_3 + M_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{ox} \\ M_{oy} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

式(16)中 P_{ox} 和 M_{oy} 分别为作用在隔振体系质心 o 点处的沿 x 轴的扰力幅值和绕 y 轴旋轴的扰力矩幅值。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:

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

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

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

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: $\{\Delta\}=\{A_k\} \cdot e^{j(\omega_{nk}t+\alpha_k)}$

其中标脚 k 为第 k 振型, 代入式(19), 则得:

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

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:

$$\lambda_1^2 = \frac{K_x}{m}; \lambda_2^2 = \frac{K_{yx}}{J_y}; \gamma = \frac{mh_z^2}{J_y}$$

可得: $(\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)A_{1k} - \lambda_1^2 \cdot h_2 \cdot A_{2k} = 0$

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

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:

$$(\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)(\lambda_2^2 - \omega_{nk}^2) - \lambda_1^4 \frac{mh_z^2}{J_y} = 0$$

$$\omega_{nk}^4 - (\lambda_1^2 + \lambda_2^2)\omega_{nk}^2 + \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 - \lambda_1^4 \cdot \gamma = 0$$

求解上式, 得隔振体系无阻尼固有圆频率 ω_{nk} 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:

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

5.2.2 本条给出隔振器刚度的计算公式:

1 当 n 个隔振器并联时, 在外力 P_z 作用线通过刚度中心时, 所有隔振器的变位 δ_{zi} 相同, 即 $\delta_{zi} = \delta_z$ 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 $P_{z1}, P_{z2} \cdots P_{zi} \cdots P_{zn}$ 。故有:

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} + \cdots + P_{zn} = \sum_{i=1}^n P_{zi} = \delta_z K_{z1} + \delta_z \cdot K_{z2} + \cdots + \delta_1 K_{zn}$$

$$= \delta_z \sum_{i=1}^n K_{zi}$$

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

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 向 z 轴向的变位分别为: $\delta_{xi} = \Phi_y \cdot z_i$, $\delta_{zi} = \Phi \cdot x_i$ 。隔振器所受的作用力分别为: $P_{xi} = \delta_{xi} \cdot K_{xi} = \Phi_y \cdot z_{i0} \cdot K_{xi}$, $P_{zi} = \delta_{zi} \cdot K_{zi} = \Phi_y \cdot x_1 \cdot K_{xi}$, 对质心的抵抗力矩为: $M_{yi} = P_{xi} \cdot z_i + P_{zi} \cdot x_i = \Phi_y [P_{xi} \cdot z_i^2 + K_{xi} \cdot x_i^2]$ 。所有隔振器对绕通过质心的 y 轴旋转的阻抗总力矩为:

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

2 对于按本规范中图 3.2.1c、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 δ 时的作用力为 $P = W \sin \theta$, $\delta = L \sin \theta$, 如图 3 所示。根据刚度的定义: $K_x = K_y = \frac{P}{\delta} = \frac{W \sin \theta}{L \sin \theta} = \frac{W}{L}$, 同理可得 $K_{\varphi z} = \frac{WR^2}{L}$ 。

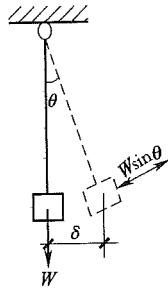


图 3

6 主动隔振

6.1 计算规定

6.1.1 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 $P_{z(t)} = P_z \sin \omega t$ 作用下,其运动微分方程为:

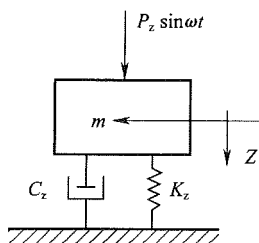


图4

$$m\ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z \cdot z = p_z \cdot \sin \omega t \quad (26)$$

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

设其解为:
$$z = a_{z0} e^{j\omega t} \text{ (取虚部)} \quad (28)$$

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

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

代入式(28)得位移方程:

$$z = \frac{p_z}{m \cdot \omega_{nz}^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} e^{j(\omega t + \theta_z)}$$

$$= a_z \cdot e^{i(\omega t - \theta_z)} = a_z \cdot \sin(\omega t - \theta_z) \quad (29)$$

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

$$\zeta_z = \frac{n_z}{\omega_{nz}}; m\omega_{nz}^2 = K_z;$$

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

$$a_z = \frac{p_z}{k_z} \cdot \eta_{z \cdot \max};$$

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

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:

$$a_v = \frac{p_{ov}}{k_v} \cdot \eta_{v\max}; a_{\varphi v} = \frac{M_{ov}}{K_{\varphi v}} \cdot \eta_{\varphi v \cdot \max} \quad (31)$$

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

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

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

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} + \dots + P_{zn} = \dot{z} \sum_{i=1}^n c_{zi} \quad (32)$$

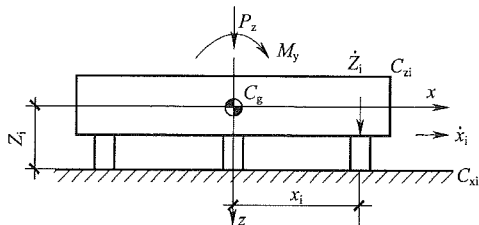


图 5

并联阻尼器的阻尼系数为：

$$c_z = \frac{P_z}{\dot{z}} = \sum_{i=1}^n c_{zi} \quad (33)$$

即：

$$c_v = \frac{P_y}{v} = \sum_{i=1}^n c_{vi} \quad (34)$$

当外力矩 M_y 绕通过质心的 y 轴旋转时，设转角速度为 $\dot{\phi}_y$ ，第 i 阻尼器上端沿 x 和 z 轴向的变位速度分别为： $\dot{\delta}_{xi} = \dot{\phi}_y z_i$ ， $\dot{\delta}_{zi} = \dot{\phi}_y x_i$ 。阻尼器所受的阻力分别为： $p_{xi} = \dot{\delta}_{xi} c_{xi} = \dot{\phi}_y c_{xi} z_i$ ； $p_{zi} = \dot{\delta}_{zi} c_{zi} = \dot{\phi}_y c_{zi} x_i$ 。对质心的阻力矩为： $M_{yi} = p_{xi} z_i + p_{zi} x_i = \dot{\phi}_y [c_{xi} z_i^2 + c_{zi} x_i^2]$

所有阻尼器对绕通过质心的 y 轴旋转的总阻力矩为：

$$M_y = \dot{\phi}_y \sum_{i=1}^n [c_{xi} z_i^2 + c_{zi} x_i^2] \quad (35)$$

可得：

$$c_{\phi y} = \frac{M_y}{\dot{\phi}_y} = \sum_{i=1}^N c_{xi} z_i^2 + \sum_{i=1}^N c_{zi} x_i^2 \quad (36)$$

$$c_{\phi x} = \frac{M_x}{\dot{\phi}_x} = \sum_{i=1}^N c_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^N c_{zi} y_i^2 \quad (37)$$

$$c_{\phi z} = \frac{M_z}{\dot{\phi}_z} = \sum_{i=1}^N c_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^N c_{yi} x_i^2 \quad (38)$$

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

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

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

当每个隔振器的特性均相同时：

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

$$\zeta_v = \frac{c_v}{2m\omega_{nv}} = \frac{Nc_{vi}}{2m\omega_{nv}} = \frac{c_{vi}}{2m_i\omega_{nv}} = \zeta_{vi} \quad (42)$$

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

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

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

代入式(40)则有：

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

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

同理：

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

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

本规范中所有的扰力值和扰力矩值均为幅值。

6.1.2 双自由度耦合振动时的振动位移。

对于有阻尼的强迫振动,其微分方程为:

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [C] \cdot \{\dot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = \{g_0\}g(\tau) \\ = [M][M]^{-1}\{g_0\}g(\tau) \quad (48)$$

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

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

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

根据式(50)可求得:

$$\beta_k = \frac{p_{ox}\rho_{1k} + M_{oy}}{A_{2k}(m\rho_{1k}^2 + J_y)} \quad (51)$$

将式(49)和式(50)代入式(48)得:

$$\sum_{k=1}^2 \ddot{q}_k(t)[M]\{A_k\} + \sum_{k=1}^2 \dot{q}_k(t)[C]\{A_k\} + \sum_{k=1}^2 q_k(t)[K]\{A_k\} \\ = [M] \sum_{k=1}^2 \beta_k \{A_k\} g(\tau) \quad (52)$$

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

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

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

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

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

等式两侧均乘以 $\{A_1\}^T [M]$:

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

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

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

对第 k 振型:

$$\ddot{q}_k(t) + 2n_k \dot{q}_k(t) + \omega_{nk}^2 \cdot q_k(t) = \frac{p_{0x} \rho_{1k} + M_{0y}}{A_{2k} (m \rho_{1k}^2 + J_y)} \cdot g(t) \quad (56)$$

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:

$$\dot{q}_k(t) = \frac{p_{0x} \rho_{1k} + M_{0y}}{A_{2k} (m \rho_{1k}^2 + J_y) \omega_{nk}^2} \cdot \frac{\sin(\omega t - \theta_k)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nk}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_k \frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2}} \quad (57)$$

代入式(49), 即求得式(48)的解为:

$$\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \varphi_1(t) \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^2 \begin{Bmatrix} A_{1k} \\ A_{2k} \end{Bmatrix} q_k(t) = \sum_{k=1}^2 \begin{Bmatrix} \rho_{1k} \\ 1 \end{Bmatrix} A_{2k} q_k(t)$$

$$= \begin{bmatrix} \rho_{11} & \rho_{12} \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{0x} \rho_{11} + M_{0y}}{(m \rho_{11}^2 + J_y) \omega_{n1}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_1)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \\ \frac{P_{0x} \rho_{12} + M_{0y}}{(m \rho_{12}^2 + J_y) \omega_{n2}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_2)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \end{array} \right\} \quad (58)$$

由于是稳态振动, 虽然在任意时间 t : $\sin(\omega t - \theta_1) = 1$ 时, $\sin(\omega t - \theta_2)$ 并不一定等于 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:

$$\left. \begin{aligned} x_{(t \max)} = \alpha_x &= \sum_{k=1}^2 \rho_{1k} \cdot \frac{p_{0x} \rho_{1k} + M_{0y}}{(m \cdot \rho_{1k} + J_y) \omega_{nk}^2} \cdot \eta_{k \cdot \max} \\ \varphi_{y(t \max)} = \alpha_{\varphi y} &= \sum_{k=1}^2 \frac{p_{0x} \rho_{1k} + M_{0y}}{(m \cdot \rho_{1k} + J_y) \omega_{nk}^2} \cdot \eta_{k \cdot \max} \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

$$\text{式中} \quad \eta_{k \cdot \max} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_k \cdot \frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2}} \quad (60)$$

6.1.5 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,或作用时间有相位时,均采用振动幅值绝对值之和,这是既简便又比较安全的。

6.2 旋转式机器

6.2.1 旋转式机器的种类很多,汽轮发电机组系火力发电厂、核电站的主机,为典型的旋转式机器;国际上,一些国家于20世纪70年代在大型汽轮发电机组,特别是在核电站的汽轮发电机组比较多地采用弹簧隔振基础,目前,采用弹簧隔振基础的火电机组的最大功率为1300MW、核电机组的最大功率为1600MW;我国于20世纪70年代后期开展了汽轮发电机组弹簧隔振基础的试验研究,并在河南某电厂建成了我国第一台6MW汽轮发电机组弹簧隔振基础;20世纪80年代随着从国外引进汽轮发电机组,河南鸭河口电厂(2×350MW)、北京第一热电厂(2×200MW)和合肥第二电厂(2×350MW)汽轮发电机组和田湾核电站(2×1000MW)核电机组均成功地采用弹簧隔振基础。国内外工程实践都证明汽轮发电机弹簧隔振基础具有很大的优越性。

火力发电厂的其他旋转式机器,如汽动(电动)给水泵、风扇磨煤机、引(送)风机、碎煤机等,从20世纪80年代起,逐步在我国工程中应用,近几年有了很大的发展。

汽轮发电机、汽动给水泵采用弹簧隔振基础后,可避免将振动传递给周围环境,有利于改善机器的振动情况,并给机组轴系进行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离心通风机、离心泵、空调冷水机组等比较普遍的采用弹簧隔振基础,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,对其隔振基础的隔振方式、隔振器的选择主要依据工程实践经验作了一般性的规定。

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线位移。

6.2.2 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型式,所以条文按此作了规定,但强调如采用钢支架台座时,应具备足够刚度,避免出现钢支架台座振动过大,对这些机组根据工程经验,可将台座结构假定为刚体进行动力分析。

过去有的工程,机器设备较大,采用钢制台座后,由于参振质量小,使得台座振动过大,而不得不采取改造措施,因此,对其他较大的旋转式机器台座型式、由于涉及机器类型较多、条文中没有具体规定,但根据工程实践中出现的问题,一般亦宜采用钢筋混凝土台座。

对汽轮发电机、汽动给水泵采用钢筋混凝土台座结构,如何进行动力分析将涉及很多问题,规范对此明确规定:台座结构应分别计算工作转速时的振动线位移及起动过程中的振动线位移;计算振动线位移时应将台座结构作为弹性体,按多自由度体系进行,这些计算原则与现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 完全一致。通过大量的工程实践,说明现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 大体上是能满足工程建设的需要,但随着汽轮发电机组单机容量的不断加大,目前将发展 1000MW 等级的机组,以及随着基础动力计算技术、动力测试的技术发展,现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 理应作相应的修改和补充,显然这些修改和补充亦都应建立在大量研究工作的基础上,

这些工作都有待于现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040的修订时考虑,因此制定《隔振设计规范》宜将其有关的计算原则与现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040取得一致比较好,有利于当前工程建设的需要。

6.2.4 高转速机组、汽轮发电机组、电机的扰力值沿用现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040的规定;其他旋转式机器的扰力参照《火力发电厂土建结构设计技术规定》DL 5022的规定。这里需要说明的,其他旋转式机器包括机器种类很多,规范中只给出扰力值的一定范围,因此设计者使用的根据机器的具体情况、结合设计经验加以选取。

6.2.5 汽轮发电机、汽动给水泵采用弹簧隔振基础,其基频较常规框架式基础明显降低,频谱特性有所不同,这是弹簧隔振基础其动力特性优于常规基础的特征之一;这个明显的特征,有时亦会带来一些新的情况,当存在低频激振源时(有时与汽轮机连接的管道,在特定条件下可能产生低频随机振动),就会产生较大的低频振动线位移,实际上计算其速度分量很小。对机器振动影响很小;这些现象只能在对基础进行振动实测时才能出现,如将低频振动线位移与高频振动线位移直接叠加,将此数值与允许振动线位移进行对比,显然是不合理的。因此,本条文特别强调在进行振动实测时应进行频谱分析,区别对待各个频段的振动线位移分量。

6.3 曲柄连杆式机器

6.3.1 曲柄连杆式机器的扰力和振动较大,选择合适的隔振方式可以充分利用材料,减小振动,提高经济效益。试验台要求高、大中型机器扰力大时,采用规范图 3.1.2b 所示的支承式可以降低质心,减小回转振动。中小型活塞式压缩机和柴油发电机组量大面广,隔振要求比试验台低,在满足容许振动值的前提下,采用规范图 3.1.2a 所示的支承式,可以使设备布置和移动方便,有利于推

广应用。

6.3.2 针对曲柄连杆式机器的特点,提出一些方案设计的特殊要求。曲柄连杆式机器的水平扰力或回转力矩一般较大,至少 3 个以上的振型都会产生较大振动,按单自由度估算的最小质量往往偏小很多,应以满足基础容许振动值的要求来确定基础的最小质量。同时,发动机的转速是可调的,压缩机在充气与空转之间经常切换,阻尼比不仅要满足启动和停机时通过共振的需要,还应保证正常运转时的平稳,因此隔振体系的最小阻尼比要求,不仅竖向应当满足,其他隔振方向也应当满足。研究和实测结果表明:四冲程发动机的基频与转速的 $1/2$ 对应,且其振动较大,规定其最低工作转速所对应的频率与固有频率之比不宜小于 4,以保证隔振效果。曲柄连杆式机器的自身价值较高,试验台管道多、连接复杂,更换隔振器很困难,采用使用寿命长的优质产品是经济合理的。

6.3.3 曲柄连杆式机器是旋转运动与往复运动相互转化的动力设备,不仅运动部件会产生很大的离心力和惯性力及其力矩,直接作用于基础,而且汽缸内压力的剧烈变化,也会以以下两种主要方式作用于基础:一是以内扰力方式使机器自身产生振动传给基础;二是根据机械的不同支承条件,扭振反作用力矩的部分乃至全部会以外扰力方式直接作用于基础。因此,这类设备的振动强烈,其扰力较其他动力设备复杂得多,一般设计人员难以计算和取值,应由机器制造厂提供。

机器制造厂提供的扰力包括一谐扰力或扰力矩、二谐扰力或扰力矩,方向上分为竖向和水平向,其理论值都有公式可以计算。但二谐扰力,可采用 2 倍于转速的装置予以平衡,应减去它所平衡的部分。理论公式计算得出的扰力或扰力矩值,只是一种理想状况,并未考虑质量误差、汽缸内压力变化等其他因素的影响。因此,隔振设计采用的扰力值,当仅为理论计算值时,需要乘以综合影响系数进行调整,否则可能偏小。因此规范规定:机器的一谐、

二谐扰力值和扰力矩值应取计算值乘以综合影响系数 1.1~1.35,当理论计算值较小时取大值,理论计算值较大时取小值。这种情况仅适用于曲柄连杆式机器的缸数较少、平衡性能较差、扰力或扰力矩的理论计算值仍较大的机型。但对于多缸的曲柄连杆式机器,当平衡性能设计得很好时,不仅一谐扰力和扰力矩已平衡,二谐扰力和扰力矩也已平衡,扰力的理论计算值为 0 或很小,致使运动部件的质量误差等综合因素产生的扰力上升至主导地位,这就需要取扰力值为理论计算值与运动部件的质量误差等综合因素产生的扰力值相叠加。运动部件质量误差产生扰力的计算公式,可以采用误差理论从扰力计算公式推出。规范编制过程中,对此问题做了研究,推导出了由运动部件质量误差等因素产生的综合一谐扰力值计算公式,但由于未经充分的试验验证,暂不列入规范。隔振设计时应要求机器制造厂提供的扰力值包含该部分扰力,当不能提供时,可对有关资料进行分析或经过试验取扰力值。

由于发动机气缸内的压力变化比压缩机剧烈得多,所产生的扭振也大得多,且因曲轴输出端的减振、隔振作用,使扭振的输出力矩与其反作用力矩对基础的作用不对称,即使发动机与测功器或发电机设置在同一刚性基础上,该扰力矩的一部分或绝大部分仍会以外扰力方式作用到基础上。扭振反作用力矩不仅包含与扭振主频率对应的部分,还应包含自基频始低于扭振主频率的低谐波部分,以及内扰力使机器振动传来的等效扰力。隔振设计时应充分注意这一点。当机器制造厂提供这些扰力矩有困难时,可通过对有关资料的分析或试验取等效扰力值。对于 8 缸以上的发动机,由于扭矩不均匀度大大减小,与扭振主频率对应的反作用力矩对基础的振动影响已很小,隔振设计时主要应计入扭振反作用力矩中低于扭振主频率的低谐波部分。

当曲柄连杆式机器与电机或测功器或发电机不设置在同一基础上时,伴随扭振力矩还有一个与功率相对应的静力矩作用

在各自的基础上,但所产生的变位一般较小,且为静态的,调速和启动、停机时则为低频或超低频波动,隔振设计时可以不予考虑。

6.3.4 曲柄连杆式机器的隔振计算时,由于扰力的作用方向、相位和干扰频率的不同,适宜以单一扰力或扰力矩作用下,按第 6.1 节的基本公式计算质心点和验算点的振动位移,然后再考虑各扰力的频率和相位差,将计算所得的振动位移和速度叠加,计算总的振动位移和速度。一谐水平扰力与竖向扰力相位差为 90° ,采用平方和开方叠加是适合的。但当隔振体系的质心至刚度中心的距离大于隔振器至主轴中心线的水平距离、或管道连接未完全采用柔性接头时,隔振体系的实际模型会偏离其计算假定,系统将产生较大的附加振动,此时按平方和开方叠加计算总振动值偏于不安全,应取绝对值相加。当活塞到达其行程的上死点时,一谐扰力与二谐扰力同时达到最大值,因此最大幅值应按绝对值相加。二谐水平扰力与竖向扰力的相位差与汽缸中心线的夹角有关,有的同时达到最大值,有的有相位差,可以都按同相位相加。根据实测波形的频谱图分析,以上规定是合适的。测功器的扰力比发动机的要小得多,计算中可以不计;配套电机的扰力比测功器大,不能忽略,可以按 6.2 节的方法计算或将按本节计算的振动位移和速度乘以增大系数 1.1~1.2 作适当提高,机器的平衡性能好时取大值,平衡性能差时取小值。

6.3.5 试验台根据用途不同,容许振动值也不同,而普通机器隔振,则只要满足机器自身的振动要求就可以了。验算点的位置,比第 4 章的规定更具体,其原因有二:一是试验台有时台面很大,台面角点离设备很远,代表性差;二是曲柄连杆式机器的回转振动大,当回转振动角较大时,台座结构顶面的水平振动可能比主轴处小得多,为避免基础摇摆过大,要求取水平振动的第二验算点在主轴端部。新产品尚未成熟,影响振动的一些因素尚在摸索中,振动比已定型的产品大一些是正常的。计算值与容许振动值之间需要

留较大余地。

6.3.6 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;另一方面应按无偏心设计。

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 and 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。

6.4 冲击式机器

6.4.1 锻锤隔振后应满足下列基本要求:

1 “基础和砧座的最大竖向振动位移不应大于容许振动值”,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 4.2 节中已有规定;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。

2 “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。

6.4.2 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,不会带来多大误差。

6.4.3、6.4.4 砧座与基础的最大位移值计算。

1 规范中图 6.4.2-1 所示单自由度振动模型,受锤头 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:

$$X_1 = \frac{V_1}{\omega_n} \sin \omega_n t \cdot \exp[-\zeta_2 \omega_n t] \quad (62)$$

式(62)中, $\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}}$, 是系统的固有频率; $\zeta_2 = \frac{C_z}{2\sqrt{m_s K_1}}$, 是隔振系统的阻尼比; C_z 是隔振器的阻尼系数。

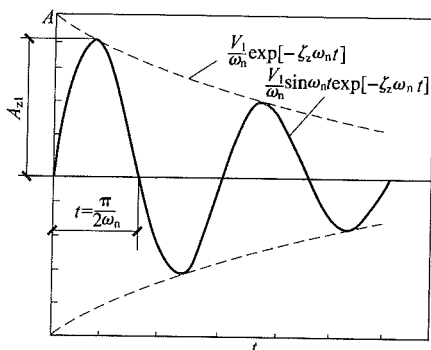


图6 砧座位移随时间变化曲线

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 A_{z1} , 按式(62)计算。

$$A_{z1} = \frac{V_1}{\omega_n} \sin \frac{\pi}{2} \exp \left[-\zeta_z \frac{\pi}{2} \right] = \frac{V_1}{\omega_n} \exp \left[-\zeta_z \frac{\pi}{2} \right] \quad (63)$$

隔振锻锤砧座位移的最大值为:

$$A_{z1} = \frac{m_0 V_0 (1 + e_1)}{(m_0 + m_s) \omega_n} \exp \left[-\zeta_z \frac{\pi}{2} \right] \quad (64)$$

2 计算隔振后基础最大竖向位移采用规范图 6.4.2-2 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扰, 可以近似看成按规范图 6.4.2-1 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扰, 规范图 6.4.2-2 中 $P(t)$ 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

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 $P(t)$ 包括两部分:与砧座位移成比例的弹性力 $P_1(t)$ 和与砧座速度成比例的阻尼力 $P_2(t)$ 。其中:

$$P_1(t) = K_1 X_1(t) = K_1 \frac{V_1}{\omega_n} \sin \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \quad (65)$$

$$\begin{aligned} P_2(t) &= C_1 \dot{X}_1(t) = 2\zeta_z m \omega_n V_1 \cos \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \\ &= 2\zeta_z \frac{K_1 V_1}{\omega_n} \cos \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \end{aligned} \quad (66)$$

弹性力与阻尼力之和:

$$\begin{aligned} P(t) &= P_1(t) + P_2(t) = \left(K_1 \frac{V_1}{\omega_n} \sin \omega_n t + 2\zeta_z \frac{K_1 V_1}{\omega_n} \cos \omega_n t \right) \exp[-\zeta_z \omega_n t] \\ &= K_1 \frac{V_1}{\omega_n} \sqrt{1+4\zeta_z^2} \sin(\omega_n t + \tan^{-1} 2\zeta_z) \exp(-\zeta_z \omega_n t) \end{aligned} \quad (67)$$

对式(67)取极值,可得到:

$$P_{\max}(t) = K_1 \frac{V_1}{\omega_n} \sqrt{1+4\zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \zeta_z\right)\right] \quad (68)$$

因为激励力 $P(t)$ 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 $X_2 = \frac{P(t)}{K_z}$,基础最大位移 A_{z2} 可表示为:

$$A_{z2} = \frac{P_{\max}(t)}{K_z} = \frac{K_1(1+e_1)m_0 V_0}{K_z \omega_n (m_s + m_0)} \sqrt{1+4\zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \zeta_z\right)\right] \quad (69)$$

6.4.5 压力机隔振参数的计算。

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。

1 离合器结合时,曲柄连杆机构突然加速的惯性力,通过轴承水平地作用在机身上,激起压力机作摇摆振动,其力学模型见规范中的图 6.4.5-1。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)即规范中的公式(6.4.5-2)。

在水平扰力激励下,按规范中图 6.4.5-1 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:

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

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:

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

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

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 $\dot{\phi}$:

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

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:

$$A_{yh} = \frac{h m_z r n_y (l+h_1)}{m \omega_k (R_1^2+h_1^2)} \exp\left(-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right) \quad (75)$$

压力机工作台两侧的最大竖向位移为:

$$A_{z3} = \frac{c m_z r n_y (l+h_1)}{2 m_y \omega_k (R_1^2+h_1^2)} \exp\left(-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right) \quad (76)$$

2 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规范中图 6.4.5-2 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_4 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, P 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

$X_1 = p/K_4$, 突然失荷时, 机身因弹性恢复而产生自由振动。按规范图 6.4.5-2 所示双自由度振动模型, 其自由振动微分方程为:

$$\begin{cases} m_t \ddot{X}_1 + K_4 (X_1 - X_2) = 0 \\ m_g \ddot{X}_2 - K_4 (X_1 - X_2) + K_1 X_2 = 0 \end{cases} \quad (77)$$

按初始条件:

$$\begin{cases} X_1(0) = -P/K_4 \\ X_2(0) = \dot{X}_2(0) = \dot{X}_1(0) = 0 \end{cases} \quad (78)$$

可得出压力机头部与工作台的位移表达式:

$$\begin{cases} X_1 = \frac{P}{K_4} \left(\frac{K_4}{m_t} - \omega_1^2 \right) \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \cos \omega_2 t - \frac{P}{K_4} \left(\frac{K_4}{m_t} - \omega_2^2 \right) \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \cos \omega_1 t \\ X_2 = \frac{P}{K_4} \left(\frac{K_4}{m_t} - \omega_2^2 \right) \left(\frac{K_4}{m_t} - \omega_1^2 \right) \frac{1}{\frac{K_4}{m_t} (\omega_1^2 - \omega_2^2)} (\cos \omega_2 t - \cos \omega_1 t) \end{cases} \quad (79)$$

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 $K_4/K_1 > 10$ 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_4 与质量比 m_1/m_2 的函数, 可表示为:

$$\begin{cases} X_{1\max} = \frac{2pm_g}{K_4(m_t + m_g)} \\ X_{2\max} = \frac{2pm_t}{K_4(m_t + m_g)} \end{cases} \quad (80)$$

实际上压力机隔振器的刚度 K_1 远小于机身刚度 K_4 , 比值 K_4/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。

3 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 P_2 是隔振器作用于基础的载荷, K_1 是隔振器的刚度, $X_2(t)$ 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。

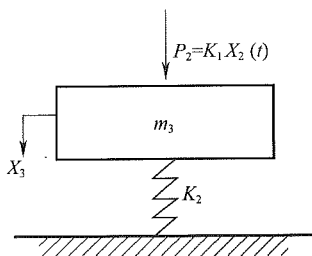


图7 压力机基础振动时的力学模型

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 P_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 P_2 作用下基础的静位移, 即:

$$X_3(t) = \frac{P_2(t)}{K_2} = \frac{K_1 X_2(t)}{K_2} \quad (81)$$

由于压机工作台即机座的最大位移 $X_2(t)_{\max} = A_{z4}$, 所以基础的最大竖向位移 A_{z5} 可表示为:

$$A_{z5} = X_3(t)_{\max} = \frac{X_2(t)_{\max} \cdot K_1}{K_2} = \frac{A_{z4} K_1}{K_2} \quad (82)$$

6.4.6 设计锻锤隔振装置应注意以下几点:

1 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(称砧座直接隔振), 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。

2 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

身一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。

3 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。

4 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。

5 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。

6 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。

6.4.7 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。

7 被动隔振

7.1 计算规定

7.1.1、7.1.2 被动隔振仅考虑支承结构(或地基)作用的简谐干扰位移 $a_{ov}(t) = a_{ov} \sin \omega t$ 和简谐干扰转角 $a_{ov} \phi_v(t) = a_{ov} \phi_v \sin \omega t$ (如图 8), 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。

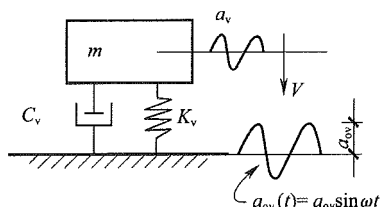


图 8

图 8 所示的隔振体系, 质点 m 的运动微分方程为:

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

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

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

则:
$$V(t) = V_o \cdot e^{j\omega t} \quad (取虚部) \quad (85)$$

代入式(83)则得:

$$\left. \begin{aligned} V_o &= [(\omega_{nv}^2 - \omega^2) + j2n_v \cdot \omega] e^{j\omega t} = a_{ov} (\omega_{nv}^2 + j2n_v \cdot \omega) \cdot e^{j\omega t} \\ V_o &= a_{ov} \frac{\sqrt{(\omega_{nv}^2)^2 + (2n_v \omega)^2} \cdot e^{j\delta_v}}{\sqrt{(\omega_{nv}^2 - \omega^2)^2 + (2n_v \omega)^2} \cdot e^{j\theta_v}} \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

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

代入式(85)则得式(83)的解为:

$$V(t) = a_{ov} \cdot \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}} \cdot \sin(\omega t + \delta_v - \theta_v)$$

$$= a_v \cdot \sin(\omega t + \delta_v - \theta_v) \quad (87)$$

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

$$\left. \begin{aligned} a_v &= a_{ov} \cdot \eta_{v \cdot \max} \\ a_{\psi v} &= a_{o\psi v} \cdot \eta_{\psi v \cdot \max} \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

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

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而得,这里不再详述。

7.2 精密仪器及设备

7.2.1 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结构振动、振源设备隔振及对精密仪器及设备隔振,对于要求较高的精密仪器及设备,往往不可能只采取单一的措施就能达到目的,采取综合措施尤为重要,而对精密仪器及设备进行隔振,仅是其中的一项措施。由于精密仪器及设备感受的是一个十分微量的振动,而这样微量的振动,其影响因素及传递途径都较复杂,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。

7.2.2 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。

7.2.3 隔振体系应具有恰当的阻尼比,根据实践经验,阻尼比不宜小于 0.10。

7.2.4 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。

7.2.5 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。

7.3 精密机床

本节的精密机床是指精度较高的加工机床或类似的精密机器,如轧辊磨床、加工中心、精密磨床、铣床和三坐标测量机等。

7.3.1 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消极隔振的难度,以最低的成本达到事半功倍的效果。设计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 7.1 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。

7.3.2 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(7.3.2)可快速方便地计算机床的倾斜度及变化。

式(7.3.2)既适用于绝对倾斜度的计算(相对于床身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。

7.3.3 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。

7.3.4 当机床台座为大块式,且产生的振动响应也很小时,可不必计算内部扰力引起的振动响应,本条借鉴德国工业标准 DIN 4024 给出了量化的判据。

7.3.5 本条列出了应设台座结构的情况及用途。设置台座结构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。

7.3.7 阻尼的作用是在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部件或快速移动部件时,如精密加工中心,应适当加大阻尼比,以保证机床的稳定性,此时应取 0.15。

7.3.8 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的重新调平。

8 隔振器与阻尼器

8.1 一般规定

- 8.1.1 本条规定了隔振器和阻尼器应有的性能。
- 8.1.2 本文给出了隔振器和阻尼器的选用应具备的参数。
- 8.1.3 本条要求在隔振设计时,尽可能选用定型产品的隔振器。

8.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

8.2.1 本条为圆柱螺旋弹簧隔振器的分类和适用范围。鉴于市场上已有配阻尼的圆柱螺旋弹簧隔振器可供选用,且隔振器厂家的产品质量更有保证,隔振设计时,设计、制造非标准弹簧和隔振器的必要性已不大,因此,本节仅对隔振器的设计、选用和阻尼配置作出规定。弹簧设计已有国家标准,除与隔振器性能参数的确定直接有关的内容外,不再列入规范。

8.2.2 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 8.1 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。

8.2.3、8.2.4 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 JBJ 22—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 12%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%。

8.2.5 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/T 1239.6 一致。横向刚度的计算,采用原行业标准《隔振设计规范》JBJ 22—91 的公式,并与德国标准 DIN 2089 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 $\pm 5\%$,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。

8.2.6 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。

8.2.7 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。

8.2.8 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。

8.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

I 碟形弹簧隔振器

8.3.1 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。

8.3.3 “碟形弹簧安装时的预压变形量,不宜小于加载前碟片内锥高度的 0.25 倍。”因为必要的预压变形量可防止碟形弹簧断面中点 I (见规范中的图 8.3.1) 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,碟簧上部质量脱离碟形弹簧。

8.3.4 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,本规范中采用国家标准《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 $9 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。

8.3.5 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

8.3.8 本条对迭板弹簧特性、结构型式和使用范围作了扼要说明。

8.3.9 规范中图 8.3.8(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 9(a) 所示的等截面梁和近似得到图 9(b) 所示变截面梁。

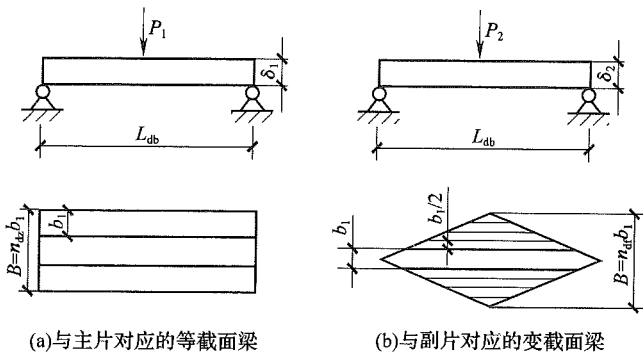


图 9 迭板弹簧展开后的等效梁

根据材料力学的分析,图 9(a) 所示两端自由支承的矩形等截面梁的变形 f 与载荷 P_1 之间的关系为:

$$f = \frac{P_1 L_{db}^3}{48EI_0} = \frac{P_1 L_{db}^3}{4En_d b_1 \delta_1^3} \quad (90)$$

$$K_1 = \frac{P_1}{f} = \frac{4En_{dz}b_1\delta_1^3}{L_{db}^3} \quad (91)$$

图 9(b)所示两端自由支承矩形断面变截面梁变形 f 与载荷 P_2 之间的关系为:

$$f = \frac{P_2 L_{db}^3}{32En_{df}I_0} = \frac{3P_2 L_{db}^3}{8En_{df}b_1\delta_1^3} \quad (92)$$

$$K_2 = \frac{P_2}{f} = \frac{8En_{df}b_1\delta_1}{3L_{db}^3} \quad (93)$$

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:

$$K_{db} = K_1 + K_2 = \frac{4En_{dz}b_1\delta_1^3}{L_{db}^3} + \frac{8En_{df}b_1\delta_1^3}{3L_{db}^3} = \frac{E\left(4n_{dz} + \frac{8}{3}n_{df}\right)b_1\delta_1^3}{L_{db}^3} \quad (94)$$

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(94)中的跨度 L_{db} 改为 $\left(L_{db} - \frac{b_2}{3}\right)$, 可得:

$$K_{db} = \frac{Eb_1\delta_1^3\left(4n_{dz} + \frac{8}{3}n_{df}\right)}{\left(L_{db} - \frac{b_2}{3}\right)^3} = \frac{Eb_1\delta_1^3(3n_{dz} + 2n_{df})}{6\left(\frac{L_{db}}{2} - \frac{b_2}{6}\right)^3} \quad (95)$$

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。

8.3.10 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 P_{\max} 与最小载荷 P_{\min} 的危险点最大最小应力分别为：

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{\frac{P_{\max}}{2} \cdot \frac{L_{db}}{2}}{\frac{1}{6}(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} = \frac{3P_{\max}L_{db}}{2(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} \quad (96)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{W} = \frac{\frac{P_{\min}}{2} \cdot \frac{L_{db}}{2}}{\frac{1}{6}(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} = \frac{3P_{\min}L_{db}}{2(n_{dz} + n_{df})b_1\delta_1^2} \quad (97)$$

式(96)和式(97)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。

8.3.11 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。

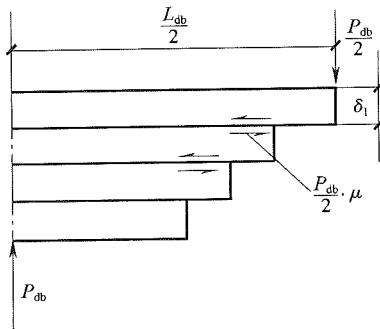


图 10 板间摩擦力

设板间摩擦系数为 μ ，则在载荷 P_{db} 作用下板间摩擦力为 $\frac{P_{db}}{2}\mu$ ，如图 10 所示，除上下两层外，中间各片板簧承受的摩擦力矩为 $\frac{P_{db}}{2}\mu\delta_1$ ，上下两层因为只有单面摩擦，承受的摩擦力矩为 $\frac{1}{2} \cdot \frac{P_{db}}{2}\mu$ ，因而整个迭板弹簧承受的摩擦阻力矩为：

$$\begin{aligned}
 M_{\mu} &= (n_{dz} + n_{df} - 2) \frac{P_{db}}{2} \mu \delta_1 + 2 \frac{P_{db}}{2} \mu \frac{\delta_1}{2} \\
 &= (n_{dz} + n_{df} - 2) \frac{P_{db}}{2} \mu \delta_1
 \end{aligned} \tag{98}$$

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 ΔP 形成与之相平衡的外力矩,即满足:

$$M_{\mu} = \frac{\Delta P}{2} \cdot \frac{1}{2} = (n_{dz} + n_{df} - 1) \frac{P_{db}}{2} \mu \delta_1 \tag{99}$$

由此得到迭板弹簧的当量摩擦系数:

$$\varphi = \frac{\Delta P}{P_{db}} = 2(n_{dz} + n_{df} - 1) \mu \delta_1 / L_{db} \tag{100}$$

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。

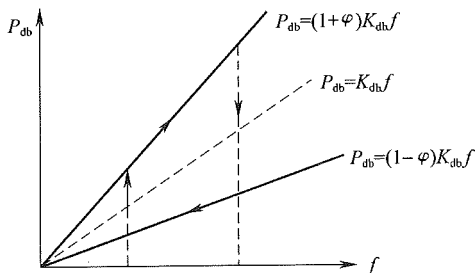


图 11 P - f 关系曲线

8.3.12 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 P_{db} 作用下其相应的摩擦力 $F_d = P_{db} \varphi$ 。如图 12(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:

$$\Delta \mu = \int_0^T F_d dx = \int_0^T P_{db} \varphi dx = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{db} \varphi A \cos \omega t dt = 4 P_{db} \varphi A \tag{101}$$

式中 A ——振幅；
 ω ——振动频率；
 x ——位移。

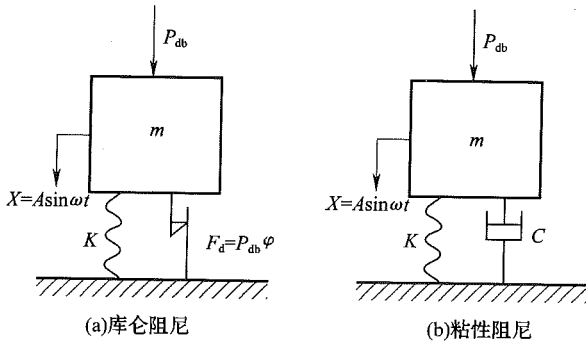


图 12 库仑阻尼的当量粘性阻尼系数

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 12(b)所示,则其一周期中所耗散的能量为:

$$\Delta U = \int_0^T X dx = \int_0^T C A \cos \omega t \cdot \omega \cos \omega t dt = \pi A^2 C \omega \quad (102)$$

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(101)与式(102)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 :

$$4P_{db} \varphi A = \pi A^2 C_\varphi \omega$$

$$C_\varphi = \frac{4\varphi P_{db}}{\pi \omega A} \quad (103)$$

8.4 橡胶隔振器

8.4.1 本条给出橡胶隔振器所用橡胶材料选择应考虑的原则。

8.4.2 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。

8.4.3 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。

8.4.4 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。

8.4.5 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。

8.4.6 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。

8.5 空气弹簧隔振器

8.5.1 由于空气弹簧(与其他隔振材料或隔振器相比)具有较低的刚度,且有较高的阻尼值,能获得较好的隔振效果,已成为精密仪器及设备隔振的主要隔振元件。

8.5.2 空气弹簧隔振器由于构造复杂、加工难度大,非专业工厂生产难以保证质量,因此宜选用市场供应的由专业工厂生产、技术上成熟的标准产品或定型产品。有特殊要求者,可以进行专门设计和制造。

8.5.3 空气弹簧隔振器按其组成分三大类,适用于不同场合。

1 空气弹簧。其构造较简单,可采用人力充气设备充气,适用于动力机器的主动隔振。

2 空气弹簧隔振装置。由空气弹簧、横向阻尼器、高度控制阀、控制柜、气源设备和管线等组成。当精密仪器及设备运行过程中产生质量或质量中心位置变化时,由于高度控制阀的作用,可改变空气弹簧的刚度,使支承台座的各空气弹簧的刚度值改变,由此改变了刚度中心的位置,实现隔振体系刚度中心对质量中心位置

移动的跟踪,保持了台座的水平,它适用于精密仪器及设备的隔振。

3 空气弹簧隔振台座。由空气弹簧、横向阻尼器、高度控制阀、台座、气源设备及管路等组成,多为商品隔振台座。由于台座平面尺寸较小,承载力较小,移动及安装方便,适用于小型精密仪器隔振。

由于空气弹簧的横向阻尼值较小,因此用于精密仪器及设备隔振的空气弹簧隔振装置或空气弹簧隔振台座,应另加横向阻尼器,使隔振体系具有恰当的横向阻尼比。

8.5.4 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,常用的胶囊结构形式有4种,即自由膜式、约束膜式、囊式及滚膜式。其中自由膜式及约束膜式最为常用,多曲囊式当大于3曲时,会由于横向刚度过小而产生横向不稳定现象,因此不宜使用;滚膜式不常使用。

8.5.5 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。

8.5.6 对于空气弹簧隔振装置和空气弹簧隔振台座,其气源配置,应根据使用状况不同来选择,例如,对于耗气量大的大中型隔振台座,应使用专用气源,一般为空压设备,而耗气量小的小型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。

8.5.7 由于空气弹簧隔振装置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洁净厂房的洁净室内时,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。洁净厂房空气洁净度等级的规定可参见现行国家标准《洁净厂房设计规范》GB 50073。

8.5.8~8.5.10 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,需经试验确定。因此空气弹簧刚度的计算宜用试验数据来加以验证。

8.6 粘流体阻尼器

粘流体阻尼器曾以“油阻尼器”命名该类型阻尼器。目前一般用于阻尼器的阻尼材料,均为具有较高粘度为粘流体,即使运动粘度很小的油脂类液体,亦具有一定粘度,故称“粘流体阻尼器”。同时亦明确与常用摩擦阻尼器区分。

8.6.1 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 8.6.2 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℃ 时的运动粘度等于或大于 20m²/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。

8.6.2 最简单的片型粘流体阻尼器如图 13,系由两个内夹粘流体阻尼剂平行钢片组成,其面积为 S ,在其平面内的速度分别与 $V_1 - V_2 = V$ 成正比,为:

$$F = C \frac{dz}{dt} = \frac{\mu_n S_n}{d_s} V \quad (104)$$

$$C = \frac{\mu_n S_n}{d_s} \quad (105)$$

- 式中 C ——阻尼系数($N \cdot s/m$)；
 z ——隔振体系竖向线位移(m)；
 t ——时间(s)；
 S_n ——钢片单侧面积(m^2)；
 μ_n ——粘流体材料动力粘度($N \cdot s/m^2$)。

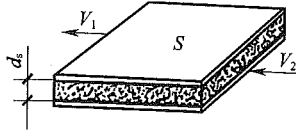


图 13 作相对运动钢片之间粘流体剪切阻尼模型

1 由图 8.6.2-1 动片与粘流体接触面为两侧面积,故其阻尼系数为:

$$C_{zz} = C_{zy} = 2 \frac{\mu_n S_n}{d_s} \quad (106)$$

另由流体力学中的 Stoke's 定律,一面积为 S_n 的物体在粘流体中作侧向(x 向)运动时,其阻尼系数为:

$$C_{2x} = \frac{6\mu_n \delta_s S_n^2}{3t^3 L_s} = 2\mu_n \frac{\delta_s S_n^2}{L_s t^3} \quad (107)$$

2 多片型阻尼器,图 8.6.2-1 叠加。

3 多动片型阻尼器,图 8.6.2-3,当动片之间的距离 βd_{mi} ,满足规范要求时,其 C_{zy} 式(8.6.2-8)、 C_{zz} 式(8.6.2-9)、 C_{zx} 式(8.6.2-7),在阻尼器中相当于增加了设计所需的动片。

4 内锥不封底的锥片型阻尼器, C_{zz} 式(8.6.2-11)、 C_{zx} 式(8.6.2-10)原理与式(8.6.2-1)及式(8.6.2-2)相同,只是圆锥壳片的面积与角度有变化。

8.6.3 活塞柱型阻尼器,由式(8.6.2-2)相同原理活塞型阻尼器阻尼系数为:

$$C_{zz} = 6 \frac{\mu_n h_{ns} S_{ns}^2}{\pi R d_n^3} = 12 \frac{\mu_n h_{ns} S_{ns}^2}{\pi d_{ns} d_n^3} \quad (108)$$

8.6.4 隔振体系的阻尼比。

1 式(8.6.4-1)~式(8.6.4-9)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:

$$\zeta_v = \frac{C_v}{C_c} \quad (109)$$

$$C_c = 2m\omega_{nv}$$

故
$$\zeta_v = \frac{C_v}{2\sqrt{K_v m}} \quad (V=x, y, z) \quad (110)$$

2 同理:

$$\zeta_{\phi v} = \frac{C_{\phi v}}{2\sqrt{K_{\phi v} J_v}} \quad (111)$$

8.7 组合隔振器

8.7.1 本条规定了组合隔振器的适用条件。

8.7.2 本条规定了组合隔振器刚度和阻尼比的计算方法:

1 并联组合隔振器(图 8.7.2a、b)。按每个弹性元件承受的荷载 W_i 与其刚度成正比,且其竖向位移相等,则:

$$W = W_S + W_R = \Delta_{SP} K_{ZS} + \Delta_{RP} K_{ZR}$$

当: $W = \Delta_Z K_{Zh}$

即:
$$K_{Zh} = K_{ZR} + K_{ZS} \quad (112)$$

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: $\zeta_S K_{ZS} + \zeta_R K_{ZR} = \zeta_Z K_{Zh}$

即:
$$\zeta_Z = \frac{\zeta_S K_{ZS} + \zeta_R K_{ZR}}{K_{ZS} + K_{ZR}} \quad (113)$$

2 串联组合隔振器(图 8.7.2c)。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:

$$\Delta_Z = \Delta_{SP} + \Delta_{RP}$$

即：
$$\frac{W}{K_{Zh}} = \frac{W}{K_{Zs}} + \frac{W}{K_{Zr}}$$

化简后：
$$K_{Zh} = \frac{K_{Zs} \cdot K_{Zr}}{K_{Zs} + K_{Zr}} \quad (114)$$

以复刚度代入上式：

$$\begin{aligned} K_{Zh}(1+i\zeta_z) &= \frac{K_{Zs}(1+i\zeta_s) \cdot K_{Zr}(1+i\zeta_r)}{K_{Zs}(1+i\zeta_s) + K_{Zr}(1+i\zeta_r)} \\ &= \frac{K_{Zs} \cdot K_{Zr}(1+i\zeta) \cdot (1+i\zeta_r)}{(K_{Zs} + K_{Zr}) + i(K_{Zs}\zeta_s + K_{Zr}\zeta_r)} = \frac{A}{B} \end{aligned}$$

其中：

$$A = K_{Zs} \cdot K_{Zr} \{ K_{Zs}(1 + \zeta_s^2) + K_{Zr}(1 + \zeta_r^2) + i[K_{Zs}\zeta_r(1 + \zeta_s^2) + K_{Zr}\zeta_s(1 + \zeta_r^2)] \}$$

$$B = K_{Zs}^2(1 + \zeta_s^2) + K_{Zr}^2(1 + \zeta_r^2) + 2K_{Zs} \cdot K_{Zr}(1 + \zeta_s\zeta_r)$$

因： $\zeta_s, \zeta_r \ll 1$

$$\text{故：} 1 + \zeta_s^2 = 1 + \zeta_r^2 = 1 + \zeta_s\zeta_r \approx 1$$

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：

$$\zeta_{zh} = \frac{\zeta_s K_{Zr} + \zeta_r K_{Zs}}{K_{Zr} + K_{Zs}} \quad (115)$$

8.7.3 本条规定了隔振器下设置支垫时的计算方法：

1 公式(8.7.3-1)中系数 1.5, 系考虑弹性元件动力疲劳影响系数。

2 图 8.7.3c 中, 令弹簧元件与橡胶元件加支垫 h 后, 其高度相等：

$$H_{OS} - \Delta_{SP} = H_{Zh} + H_{OR} - \Delta_{RP} \quad (116)$$

故：
$$H_{Zh} = H_{OS} - \Delta_{SP} - H_{OR} + \Delta_{RP}$$

S/N:1580177·174



9 158017 717402 >



统一书号:1580177·174

定 价:22.00 元