

前 言

根据住房和城乡建设部《关于印发 2014 年工程建设标准规范制订修订计划的通知》（建标 [2013] 169 号）的要求，标准编制组经广泛调查研究，认真总结实践经验，参考有关国际标准和国外先进标准，并在广泛征求意见的基础上，编制本标准。

本标准的主要技术内容是：1 总则、2 术语和符号、3 基本规定、4 旋转式机器、5 往复式机器、6 冲击式机器、7 冶金机械、8 矿山机械、9 轻纺机械、10 金属切削机床、11 振动台、12 人行振动、13 轨道交通、14 施工机械等。

本标准由住房和城乡建设部负责管理，由中国机械工业集团有限公司负责具体技术内容的解释。执行过程中如有意见或建议，请寄送中国机械工业集团有限公司（地址：北京市海淀区丹棱街 3 号 A 座，邮政编码：100080）。

本标准主编单位：中国机械工业集团有限公司

本标准参编单位：中国汽车工业工程有限公司

中国中元国际工程有限公司

中国铁道科学研究院

北方工程设计研究院有限公司

宝钢工程技术集团有限公司

中国电力工程顾问集团华北电力设计院有限公司

中国寰球工程公司

合肥通用机械研究院

中国重型机械研究院股份公司

隔而固（青岛）振动控制有限公司

中国第二重型机械集团公司

合肥工业大学
重庆大学
中国昆仑工程公司
中国机械工业建设集团有限公司
机械工业第六设计研究院有限公司
合肥水泥研究设计院
中国轻工业长沙工程有限公司
中国电子工程设计院
中国联合工程有限公司
中机国际工程设计研究院有限责任
公司
中冶建筑研究总院有限公司
中冶京诚工程技术有限公司
中冶赛迪工程技术股份有限公司
哈尔滨电站设备成套设计研究所有限
公司
哈尔滨电机厂有限责任公司
哈尔滨汽轮机厂有限责任公司
大连机床集团有限责任公司
青岛科而泰环境控制技术有限公司
中建材（合肥）粉体科技装备有限
公司
中央军委后勤保障部工程兵科研三所
安阳锻压机械工业有限公司

本标准主要起草人员：徐建 万叶青 张同亿 杨宜谦
黎益仁 陈 炯 周建军 余东航
尹学军 杨 俭 于跃平 张德友
钱则刚 冯延雅 朱大勇 陈 骝
张洪波 胥 畅 王建刚 江山红
徐衍林 王永国 丁奇生 曹雪生

王伟强	高星亮	邵晓岩	胡明祎	
黄 伟	宫海军	徐学东	何正法	
李图学	毕 成	李永录	陆 锋	
曲高君	夏 巍	王林春	李正良	
晏致涛	余仲元	付承云	刘鹏辉	
王 巍	徐敏杰	李志和	顾卫东	
余尚江	彭晓辉	王洪领	赵玉兰	
严 乐	王卫东	姜 涌	高 霖	
刘福海	黄晓毅	李 剑	罗秀珍	
本标准主要审查人员：	杜彦良	张建民	金新阳	王立军
	任书考	李炳益	张 楠	邹 宏
	张友亮	李 波	钱春宇	

目 次

1	总则	1
2	术语和符号	2
2.1	术语	2
2.2	符号	3
3	基本规定	4
3.1	一般规定	4
3.2	荷载组合	5
3.3	振动荷载测量	6
4	旋转式机器	8
4.1	汽轮发电机组与重型燃气轮机	8
4.2	旋转式压缩机	8
4.3	通风机、鼓风机、离心泵、电动机	9
4.4	离心机	9
5	往复式机器	12
5.1	往复式压缩机、往复泵	12
5.2	往复式发动机	14
6	冲击式机器	16
6.1	锻锤	16
6.2	压力机	17
7	冶金机械	23
7.1	冶炼机械	23
7.2	轧钢机械	25
8	矿山机械	30
8.1	破碎机	30
8.2	振动筛	34

8.3 磨机	36
8.4 离心脱水机	37
9 轻纺机械	39
9.1 纸机和复卷机	39
9.2 磨浆机	40
9.3 纺织机械	41
10 金属切削机床	43
10.1 一般规定	43
10.2 振动荷载	43
11 振动台	45
11.1 液压振动台	45
11.2 电动振动台	45
11.3 机械振动台	47
12 人行振动	49
12.1 公共场所人群密集楼盖	49
12.2 人行天桥	51
13 轨道交通	54
14 施工机械	56
附录 A 往复式机器折算质量计算方法	59
附录 B 常用往复式机器的振动荷载	62
附录 C 破碎机的振动荷载	77
本标准用词说明	81
引用标准名录	82

Contents

1	General Provisions	1
2	Terms and Symbols	2
2.1	Terms	2
2.2	Symbols	3
3	Basic Requirements	4
3.1	General Requirements	4
3.2	Load Combinations	5
3.3	Vibration Load Measurement	6
4	Rotary Machines	8
4.1	Turbine and Heavy Duty Gas Turbine	8
4.2	Rotary Compressor	8
4.3	Fanner, Blower, Centrifugal Pump and Electric Motor	9
4.4	Centrifuge	9
5	Reciprocating Machines	12
5.1	Reciprocating Compressor and Reciprocating Pump	12
5.2	Reciprocating Engine	14
6	Impact Machines	16
6.1	Forging Hammer	16
6.2	Press	17
7	Metallurgical Machinery	23
7.1	Metallurgical Machinery	23
7.2	Steel Rolling Machinery	25
8	Mining Machinery	30
8.1	Crusher	30
8.2	Vibrating Screen	34

8.3	Mill	36
8.4	Centrifugal Dewatering Machine	37
9	Light Textile Machinery	39
9.1	Paper Machine and Winder	39
9.2	Refiner	40
9.3	Textile Machinery	41
10	Metal Cutting Machine Tool	43
10.1	General Requirements	43
10.2	Vibration Load	43
11	Vibration Stand	45
11.1	Hydraulic Shaker	45
11.2	Electrodynamic Shaker	45
11.3	Mechanical Shaker	47
12	Pedestrian Vibration	49
12.1	Crowded Public Floor	49
12.2	Footbridge	51
13	Rail Transit	54
14	Construction Machinery	56
Appendix A	Calculation Method of Converted Mass for Reciprocating Machines	59
Appendix B	Common Vibration Load for Reciprocating Machines	62
Appendix C	Vibration Load for Crusher	77
	Explanation of Wording in This Standard	81
	List of Quoted Standards	82

1 总 则

1.0.1 为了有效地控制建筑工程的振动，符合安全适用、经济合理的要求，制定本标准。

1.0.2 本标准适用于工业与民用建筑及构筑物承受人为振动作用时振动荷载的确定，不包括风振、地震等自然现象引起的振动。

1.0.3 建筑工程的振动荷载，除应符合本标准的规定外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术语和符号

2.1 术 语

2.1.1 振动荷载 vibrational load

作用于结构体系上，随时间变化的荷载，作用力具有动力特性。

2.1.2 静力荷载 static load

施加在作用物上的力或者力矩，其大小、方向、位置不变或者随着时间变化非常缓慢，亦即在结构分析时可以忽略时间因素和惯性作用的荷载。

2.1.3 等效静力荷载 equivalent static load

建筑结构动力计算时，根据荷载效应等效的原则将结构或设备的自重乘以动力系数后得到的荷载称为等效静力荷载。等效静力荷载可以按照静力计算方法进行设计。

2.1.4 荷载组合 load combination

按极限状态设计时，为保证结构的可靠性而对同时出现的各种荷载设计值的规定。

2.1.5 振动荷载效应 effect of vibration load

由振动荷载引起结构或构件的动力反应，例如振动位移、振动速度和振动加速度等。

2.1.6 动力系数 dynamic coefficient

承受振动荷载的结构或构件，当按静力设计时采用的系数，其值为结构或构件的最大动力效应与相应的静力效应的比值。

2.1.7 频率响应函数 frequency response function

描述振动体系振动特性，以频率作为自变量的函数。

2.1.8 振动荷载代表值 representative value of vibrational load

设计中用于验算结构振动响应的荷载量值。

2.2 符 号

2.2.1 作用和作用效应

- F_v ——振动荷载；
 F_{vx} —— x 轴向振动荷载；
 F_{vy} —— y 轴向振动荷载；
 F_{vz} —— z 轴向振动荷载；
 M_θ ——回转力矩；
 M_ψ ——扭转力矩。

2.2.2 计算指标

- C ——振动体系阻尼系数；
 E ——弹性模量；
 e ——偏心距；
 f ——频率；
 K ——振动体系刚度；
 M ——振动体系质量；
 T ——周期；
 t ——时间；
 ζ ——阻尼比；
 ϕ ——初始相位角；
 ω ——振动圆频率，主轴旋转角速度。

2.2.3 几何参数

- I ——惯性矩；
 l_i ——轨道几何不平顺的波长；
 α_i ——轨道几何高低不平顺的矢高。

2.2.4 计算系数

- G ——衡量转子平衡品质等级的参数；
 γ ——等效静力设计时采用的动力系数；
 η ——振动传递效率；
 η_1, η_2 ——修正系数。

3 基本规定

3.1 一般规定

3.1.1 建筑工程振动荷载，应根据设计要求采用标准值、组合值作为代表值。

3.1.2 振动荷载标准值宜由设备制造厂提供，当设备制造厂不能提供时，应按本标准的有关规定采用。

3.1.3 振动荷载的计算模型和基本假定应与设备的实际运行工况相一致。

3.1.4 在有充分依据时，振动荷载可简化为等效静力荷载，按静力方法进行设计。

3.1.5 当采用等效静力方法计算时，振动荷载的动力系数，宜按下列公式计算：

$$\beta_v = 1 + \mu_v \quad (3.1.5-1)$$

$$\mu_v = \frac{S_v}{S_s} \quad (3.1.5-2)$$

式中： β_v ——振动荷载的动力系数；

μ_v ——振动荷载效应比；

S_v ——振动荷载效应；

S_s ——静力荷载效应。

3.1.6 振动荷载应明确荷载最大值或荷载时间历程曲线、作用位置及方向、作用有效时间和作用有效频率范围等。

3.1.7 正常使用极限状态设计时，荷载代表值应符合下列规定：

1 计算结构振动加速度、速度和位移等振动响应与结构变形时，宜采用振动荷载效应标准值或标准组合值；

2 验算结构裂缝时，宜采用等效静力荷载效应的标准组合值。

3.1.8 承载能力极限状态设计时，验算结构承载力和疲劳强度的荷载代表值宜采用振动荷载效应与静力荷载效应的基本组合值。

3.2 荷载组合

3.2.1 振动荷载作用效应组合，应符合下列规定：

1 承载能力极限状态设计时，静力荷载与等效静力荷载效应组合、静力荷载与振动荷载效应组合时，应采用基本组合；

2 正常使用极限状态设计时，静力荷载与等效静力荷载效应组合、静力荷载与振动荷载效应组合应采用标准组合，振动荷载与振动荷载效应组合应按本标准第3.2.2条的规定计算。

3.2.2 多振源振动荷载作用效应组合，应符合下列规定：

1 当多个周期性振动荷载或稳态随机振动荷载组合时，振动荷载均方根效应组合值，宜按下式计算：

$$S_{v\sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n S_{v\sigma i}^2} \quad (3.2.2-1)$$

式中： $S_{v\sigma}$ —— n 个振动荷载均方根效应的组合值；

$S_{v\sigma i}$ ——第 i 个振动荷载效应的均方根值；

n ——振动荷载的总数量。

2 当两个周期性振动荷载作用时，振动荷载效应组合的最大值，宜按下式计算：

$$S_{v\max} = S_{v1\max} + S_{v2\max} \quad (3.2.2-2)$$

式中： $S_{v\max}$ ——两个振动荷载效应组合的最大值；

$S_{v1\max}$ ——第1个振动荷载效应的最大值；

$S_{v2\max}$ ——第2个振动荷载效应的最大值。

3 当冲击荷载起控制作用时，振动荷载效应组合，宜按下式计算：

$$S_{vp} = S_{v\max} + \alpha_k \sqrt{\sum_{i=1}^n S_{v\sigma i}^2} \quad (3.2.2-3)$$

式中： S_{vp} ——当冲击荷载控制时，在时域范围上效应的组合值；

S_{vmax} ——冲击荷载效应在时域上的最大值；

α_k ——冲击作用下的荷载组合系数，可取 1.0。

3.3 振动荷载测量

3.3.1 振动荷载测试系统和测试仪器性能应符合国家现行有关标准的规定，测试仪器应由国家认定的计量部门定期检定或校准，并应在有效期内使用。

3.3.2 振动荷载测试系统应根据测试对象振动荷载对应的物理量、频率区间和幅值范围的要求选取。

3.3.3 振动荷载测试时，测试方法的选择应符合下列规定：

1 振动荷载测试宜采用直接测试法；

2 当无法直接测试设备振动荷载时，可采用振动荷载间接测试法；

3 对于旋转机械，振动荷载可根据动平衡试验结果乘以经验系数的方法计算。

3.3.4 除有特殊要求外，振动测试点应取振动设备的支承点或动力荷载作用点；振动荷载测试方向应包括竖向和水平两个方向。

3.3.5 振动荷载测试时，传感器应安装牢固，在测试过程中不应产生倾斜或附加振动。

3.3.6 振动荷载测量数据分析，应符合下列规定：

1 稳态周期振动分析时，宜采用时域分析方法，将测量信号中所有幅值在测量区间内进行平均；亦可采用幅值谱分析的数据作为测量结果，每个样本数据宜取 1024 的整数倍，并应进行加窗函数处理，频域上的总体平均次数不宜小于 20 次；

2 冲击振动分析时，宜采用时域分析方法，应选取 3 个以上的连续冲击周期中的峰值，经比较后选取最大的数值作为测量结果；

3 随机振动分析时，应对随机信号的平稳性进行评估；对于平稳随机过程宜采用总体平滑的方法提高测量精度；当采用快

速傅立叶变换或频谱分析时，每个样本数据宜取 1024 的整数倍，并应进行加窗函数处理，频域上的总体平均次数不应小于 32 次；

4 每个测点记录振动数据的次数不得少于 2 次，当 2 次测量结果与其算术平均值的相对误差在 $\pm 5\%$ 以内时，可取其平均值作为测量结果。

住房城乡建设部信息中心
浏览专用

4 旋转式机器

4.1 汽轮发电机组与重型燃气轮机

4.1.1 汽轮发电机组和重型燃气轮机作用在基础上的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vx} = m_i G \frac{\omega^2}{\omega_0} \quad (4.1.1-1)$$

$$F_{vy} = \frac{1}{2} m_i G \frac{\omega^2}{\omega_0} \quad (4.1.1-2)$$

$$F_{vz} = m_i G \frac{\omega^2}{\omega_0} \quad (4.1.1-3)$$

式中： F_{vx} ——横向振动荷载 (N)；

F_{vy} ——纵向振动荷载 (N)；

F_{vz} ——竖向振动荷载 (N)；

m_i ——作用在基础 i 点上的机器转子质量 (kg)；

G ——衡量转子平衡品质等级的参数 (m/s)，一般情况下可取 $6.3 \times 10^{-3} \text{m/s}$ ；

ω_0 ——机器设计额定运转速度时的角速度 (rad/s)；

ω ——计算振动荷载转速时的角速度 (rad/s)。

4.1.2 汽轮发电机组和重型燃气轮机基础动力计算时，当机器转速在额定转速的 0.95 倍~1.05 倍范围内时，振动荷载宜取为固定值。

4.1.3 汽轮发电机组和重型燃气轮机基础动力计算时，振动荷载的作用位置宜取与机组的轴承支座中心线一致，振动荷载作用点的高度宜取基础顶面到转子中心线的距离。

4.2 旋转式压缩机

4.2.1 旋转式压缩机的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vx} = 0.25mg \left(\frac{n}{3000} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (4.2.1-1)$$

$$F_{vy} = 0.125mg \left(\frac{n}{3000} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (4.2.1-2)$$

$$F_{vz} = 0.25mg \left(\frac{n}{3000} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (4.2.1-3)$$

式中： m ——机器转子的质量（kg）；

n ——机器的工作转速（r/min）；

g ——重力加速度（ m/s^2 ）。

当旋转式压缩机与驱动机之间有变速箱时，机器转子的质量应计入变速箱内对应相同转速的齿轮、转轴的质量。

4.2.2 振动荷载作用点的位置，应根据机器转子的质量分布状况确定。

4.3 通风机、鼓风机、离心泵、电动机

4.3.1 通风机、鼓风机、离心泵、电动机的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vx} = me\omega^2 \quad (4.3.1-1)$$

$$F_{vy} = 0.5F_{vx} \quad (4.3.1-2)$$

$$F_{vz} = F_{vx} \quad (4.3.1-3)$$

式中： m ——旋转部件的总质量（kg）；

e ——转子质心与转轴几何中心的当量偏心距（m）；

ω ——转子转动角速度（rad/s）。

4.3.2 旋转部件当量偏心距，宜按下式计算：

$$e = G/\omega \quad (4.3.2)$$

4.4 离心机

4.4.1 离心机的振动荷载，宜按下列公式计算：

1 卧式离心机的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vx} = me\omega_n^2 \quad (4.4.1-1)$$

$$F_{vy} = 0.5me\omega_n^2 \quad (4.4.1-2)$$

$$F_{vz} = me\omega_n^2 \quad (4.4.1-3)$$

$$\omega_n = 0.105n \quad (4.4.1-4)$$

2 立式离心机的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vx} = me\omega_n^2 \quad (4.4.1-5)$$

$$F_{vy} = me\omega_n^2 \quad (4.4.1-6)$$

$$F_{vz} = 0.5me\omega_n^2 \quad (4.4.1-7)$$

式中： F_{vx} ——垂直于离心机轴向水平 x 方向的振动荷载 (N)；

F_{vy} ——垂直于离心机轴向水平 y 方向的振动荷载 (N)；

F_{vz} ——离心机轴向的振动荷载 (N)；

m ——离心机旋转部件总质量 (kg)，可取转鼓体的质量及转鼓内物料的质量之和；

e ——离心机旋转部件总质量对离心机轴心的当量偏心距 (m)；

ω_n ——离心机的工作角速度 (rad/s)；

n ——离心机工作转速 (r/min)。

4.4.2 离心机旋转部件总质量对于离心机轴心的当量偏心距 e ，宜按表 4.4.2 确定。

表 4.4.2 离心机旋转部件总质量对于离心机轴心的当量偏心距 e

机器类别	离心机				离心机			
	工作转速 n (r/min)				工作转速 n (r/min)			
	$n \leq 750$	$750 < n \leq 1000$	$1000 < n \leq 1500$	$1500 < n \leq 3000$	$3000 < n \leq 5000$	$5000 < n \leq 7500$	$7500 < n \leq 10000$	$10000 < n \leq 20000$
e (mm)	0.300	0.150	0.100	0.050	0.030	0.015	0.010	0.005

注：表中 e 的取值已计入轴承、联轴器等对于振动荷载的影响。

4.4.3 在腐蚀环境中工作的离心机，其旋转部件总质量对轴心的当量偏心距 e ，应按本标准表 4.4.2 的数值乘以介质系数，介质系数可取 1.1~1.2，工作转速较低时取较小值，工作转速较高时取较大值。

住房和城乡建设部信息中心
浏览专用

5 往复式机器

5.1 往复式压缩机、往复泵

5.1.1 往复式压缩机、往复泵的振动荷载由旋转运动不平衡质量惯性力和往复运动质量惯性力组成；旋转运动不平衡质量惯性力仅有一谐波，往复运动质量惯性力可只计入一谐波和二谐波，更高谐波可忽略不计。

5.1.2 往复式压缩机、往复泵的振动荷载，宜按下列方法计算：

1 振动荷载坐标系（图 5.1.2-1），应按下列规定采用：

- 1) 坐标原点应取机器主轴上各气缸布置中心 C；
- 2) Y 轴应取机器主轴方向，Z 轴正向应取向上方向，X 轴正向应取向右方向，曲轴角速度 ω 正向应取绕 Y 轴顺时针方向；
- 3) 各扰力、扰力矩方向应符合右手定则。

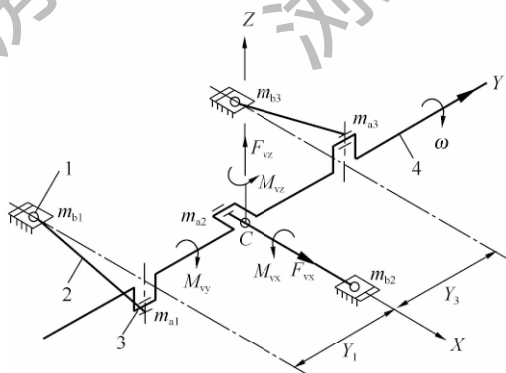


图 5.1.2-1 振动荷载坐标系

1—十字头、活塞、活塞杆；2—连杆；3—曲柄；4—主轴

2 往复式机器的一谐波和二谐波振动产生的扰力和扰力矩，

宜按下列公式计算：

1) 一谐波的水平扰力，宜按下式计算：

$$F_{vx1} = r_o \omega^2 (\sum m_{ai} \sin\beta_i + \sum m_{bi} \cos\alpha_i \sin\psi_i) \quad (5.1.2-1)$$

2) 二谐波的水平扰力，宜按下式计算：

$$F_{vx2} = r_o \omega^2 \lambda (\sum m_{bi} \cos 2\alpha_i \sin\psi_i) \quad (5.1.2-2)$$

3) 一谐波的竖向扰力，宜按下式计算：

$$F_{vz1} = r_o \omega^2 (\sum m_{ai} \cos\beta_i + \sum m_{bi} \cos\alpha_i \cos\psi_i) \quad (5.1.2-3)$$

4) 二谐波的竖向扰力，宜按下式计算：

$$F_{vz2} = r_o \omega^2 \lambda (\sum m_{bi} \cos 2\alpha_i \cos\psi_i) \quad (5.1.2-4)$$

5) 一谐波与二谐波的扭转力矩，宜按下列公式计算：

$$M_{vz1} = \sum F_{vx1} Y_i \quad (5.1.2-5)$$

$$M_{vz2} = \sum F_{vx2} Y_i \quad (5.1.2-6)$$

6) 一谐波与二谐波的回转力矩，宜按下列公式计算：

$$M_{vx1} = \sum F_{vz1} Y_i \quad (5.1.2-7)$$

$$M_{vx2} = \sum F_{vz2} Y_i \quad (5.1.2-8)$$

式中： F_{vx1} ——一谐波的水平扰力 (N)；

F_{vx2} ——二谐波的水平扰力 (N)；

F_{vz1} ——一谐波的竖向扰力 (N)；

F_{vz2} ——二谐波的竖向扰力 (N)；

M_{vz1} ——一谐波的扭转力矩 (N·m)；

M_{vz2} ——二谐波的扭转力矩 (N·m)；

M_{vx1} ——一谐波的回转力矩 (N·m)；

M_{vx2} ——二谐波的回转力矩 (N·m)；

m_{ai} ——旋转不平衡质量，可取第 i 列曲柄—连杆—活塞机构各部分换算到曲柄销的质量 (kg)，宜按本标准附录 A 的规定计算；

m_{bi} ——往复运动质量，可取第 i 列曲柄—连杆—活塞机构各部分换算到十字头的质量 (kg)，宜按本标准附录 A 的规定计算；

r_o ——曲柄半径 (m)；

- l_o ——连杆长度 (m);
 λ ——结构比, $\lambda=r_o/l_o$;
 ω ——机器主轴的旋转角速度 (rad/s);
 i ——气缸列数;
 Y_i ——第 i 列气缸中心线距坐标原点 C 的距离 (m);
 α_i 、 β_i 、 ψ_i ——运动转角 (图 5.1.2-2)。

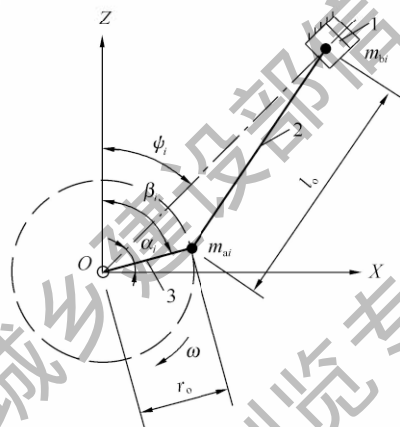


图 5.1.2-2 转角示意图

1—十字头、活塞、活塞杆; 2—连杆; 3—曲柄

β_i — Z 轴正向与第 i 列曲柄的夹角;

ψ_i — Z 轴正向与第 i 列气缸中心线的夹角;

α_i —第 i 列气缸中心线与曲柄的夹角, $\alpha_i = \beta_i - \psi_i$ 。

注: 转角以顺时针为正。

3 常用往复式机器的振动荷载, 宜按本标准附录 B 的规定确定。

5.2 往复式发动机

5.2.1 往复式发动机的振动荷载, 宜按下列规定确定:

1 一般情况下, 宜取工作转速最大值时的扰力和扰力矩; 当某一转速的扰力可能使基础产生共振时, 应取该转速时的扰

力值；

2 一谐扰力或扰力矩、二谐扰力或扰力矩应按本标准附录 B 表 B.0.2 的规定确定；

3 当一谐、二谐扰力或扰力矩采用平衡装置时，宜取本标准附录 B 表 B.0.2 的理论计算值减去被平衡装置已平衡部分的扰力或扰力矩；

4 当扰力或扰力矩的理论计算值为 0 或可忽略不计时，宜按同类机型的单曲柄发动机取平衡块容许质量误差或连杆与活塞容许质量误差平方和开方计算一谐扰力值；

5 制造厂提供的倾覆力矩简谐分量，当发动机不少于 3 缸时，不宜少于 3 个谐次，当发动机不少于 8 缸时，宜在主谐次与基频之间取值。

5.2.2 扰力和扰力矩的一谐频率应取对应发动机的工作转速，其余各谐频率应取对应一谐波频率的倍数。四冲程发动机的倾覆力矩简谐分量基频应取对应 1/2 谐次，主谐次应取对应缸数的 1/2；二冲程发动机的倾覆力矩简谐分量基频对应的一谐次，主谐次应取对应缸数。

5.2.3 扰力和扰力矩作用点的位置，宜取曲轴中心。

5.2.4 扰力和扰力矩的相位差，宜按下列规定采用：

1 一谐扰力和扰力矩的竖向与水平向相位差宜取 90° ；

2 二谐扰力和扰力矩的相位：气缸中心线无夹角或夹角为 90° 时，宜取同相位；与一谐波叠加时，宜取同相位；其他夹角时，宜按实际情况确定；

3 多谐倾覆力矩简谐分量产生的振动值叠加、扰力和扰力矩与倾覆力矩简谐分量产生的振动值叠加时，宜按平方和开方取值。

6 冲击式机器

6.1 锻 锤

6.1.1 锻锤的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = \frac{2m_1 v_1}{\Delta t} \quad (6.1.1)$$

式中： F_v ——锻锤的振动荷载（N）；

Δt ——锤击作用时间，一般情况下可取 0.001s；

m_1 ——打击后与砧座一起运动部件的总质量（kg）；

v_1 ——打击后与砧座一起运动部件的初速度（m/s）。

6.1.2 锻锤工作时，下部质量产生的初速度，宜按下式计算：

$$v_1 = \frac{m_0 v_0 (1 + e_n)}{m_1 + m_0} \quad (6.1.2)$$

式中： m_0 ——锤头质量（kg）；

v_0 ——锤头的锤击速度（m/s）；

e_n ——撞击回弹系数，宜按表 6.1.2 采用。

表 6.1.2 锻锤工作时撞击回弹系数

锻锤与工况	模锻锤				自由锻
	精锻钢制件	粗锻钢制件	锻扁钢制件	锻有色金属件	
撞击回弹系数 e_n	0.7	0.5	0.3	0	0.25

6.1.3 锻锤的锤击速度，宜按下列规定计算：

1 单作用锤的锤击速度，宜按下式计算：

$$v_0 = \eta_1 \sqrt{2gh_0} \quad (6.1.3-1)$$

式中： h_0 ——锤头的下落高度（m）；

g ——重力加速度（ m/s^2 ）；

η_1 ——阻尼影响的修正系数，可取 0.9。

2 双作用锤的锤击速度，宜按下式计算：

$$v_0 = \eta_2 \sqrt{2h_0 \frac{pS + m_0 g}{m_0}} \quad (6.1.3-2)$$

式中： h_0 ——锤的提升高度（m）；

S ——活塞面积（ m^2 ）；

p ——作用于活塞的平均压力（ N/m^2 ）；

η_2 ——修正系数，可取 0.65。

3 当仅给出锤击最大能量 E_0 时，锤击速度宜按下式计算：

$$v_0 = \sqrt{\frac{2E_0}{m_0}} \quad (6.1.3-3)$$

式中： E_0 ——锤击最大能量（kJ）。

6.2 压力机

6.2.1 热模锻压力机起始阶段和机构运行阶段的振动荷载，宜按下列规定确定（图 6.2.1）：

1 起始阶段的振动荷载，宜按下列规定确定：

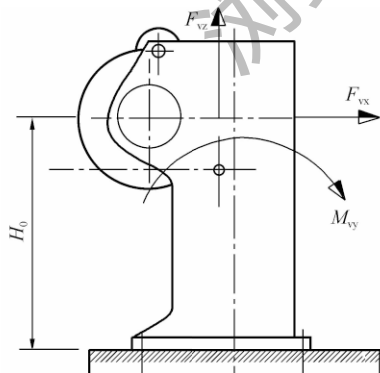


图 6.2.1 热模锻压力机荷载示意图

F_{vz} —竖向振动荷载； F_{vx} —水平振动荷载； M_{vy} —振动力矩

1) 起始阶段竖向振动荷载，宜按表 6.2.1-1 确定。

表 6.2.1-1 竖向振动荷载

序号	公称压力 (kN)	F_{vz} (kN)	持续时间 (ms)
1	10000	300	17
2	12500	365	21
3	16000	445	27
4	20000	555	33
5	25000	690	42
6	31500	850	52
7	40000	1055	65
8	50000	1310	80
9	63000	1690	100
10	80000	2095	120
11	100000	2540	140
12	125000	3105	155

2) 起始阶段水平振动荷载, 宜按表 6.2.1-2 确定。

表 6.2.1-2 水平振动荷载

序号	公称压力 (kN)	F_{vx} (kN)	H_0 (m)	持续时间 (ms)
1	10000	35	5.90	17
2	12500	60	5.95	21
3	16000	95	6.05	27
4	20000	135	6.15	33
5	25000	205	6.30	42
6	31500	270	6.40	52
7	40000	365	6.60	65
8	50000	485	6.80	80
9	63000	660	7.00	100
10	80000	920	7.30	120
11	100000	1235	8.25	140
12	125000	1690	9.15	155

3) 振动力矩, 宜按表 6.2.1-3 确定。

表 6.2.1-3 振动力矩

序号	公称压力 (kN)	M (kN·m)	持续时间 (ms)
1	10000	20	17
2	12500	30	21
3	16000	50	27
4	20000	105	33
5	25000	180	42
6	31500	295	52
7	40000	460	65
8	50000	685	80
9	63000	1020	100
10	80000	1540	120
11	100000	2240	140
12	125000	3305	155

2 运行阶段的竖向振动荷载, 宜按表 6.2.1-4 确定。

表 6.2.1-4 运行阶段竖向振动荷载

序号	公称压力 (kN)	F_{vz} (kN)	频率 (Hz)
1	10000	130	1.60
2	12500	150	1.50
3	16000	190	1.40
4	20000	240	1.30
5	25000	295	1.20
6	31500	365	1.10
7	40000	455	1.00
8	50000	565	0.80
9	63000	730	0.65
10	80000	905	0.60
11	100000	1095	0.55
12	125000	1340	0.50

6.2.2 通用机械压力机冲裁阶段和机构运行阶段竖向振动荷载 (图 6.2.2), 宜按下列规定确定:

1 冲裁阶段竖向振动荷载, 宜按表 6.2.2-1 取值。

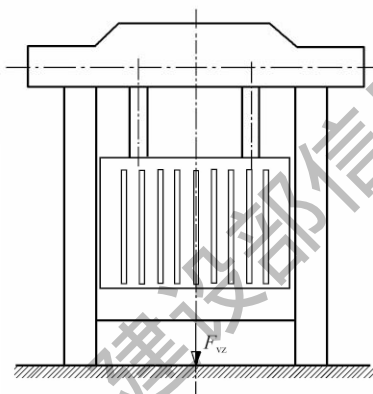


图 6.2.2 通用机械压力机荷载示意图

表 6.2.2-1 冲裁阶段竖向振动荷载

序号	公称压力 (kN)	F_{vz} (kN)	持续时间 (ms)
1	5000	300	10
2	6300	380	10
3	8000	480	10
4	10000	600	10
5	12500	760	10
6	16000	980	10
7	20000	1250	10
8	25000	1550	10
9	31500	2000	10
10	40000	2500	10
11	50000	3150	10

2 运行阶段竖向振动荷载, 宜按表 6.2.2-2 确定。

表 6.2.2-2 运行阶段竖向振动荷载

序号	公称压力 (kN)	F_{vz} (kN)	频率 (Hz)
1	5000	30	0.25
2	6300	33	0.24
3	8000	36	0.24
4	10000	40	0.23
5	12500	44	0.22
6	16000	50	0.21
7	20000	57	0.19
8	25000	66	0.18
9	31500	78	0.16
10	40000	93	0.14
11	50000	110	0.13

6.2.3 液压压力机锻压阶段竖向振动荷载，宜按表 6.2.3 取值。

表 6.2.3 液压压力机振动荷载

序号	公称压力 (kN)	F_{vz} (kN)	持续时间 (ms)
1	5000	250	10
2	6300	300	10
3	8000	385	10
4	10000	485	10
5	12500	610	10
6	16000	785	10
7	20000	985	10
8	25000	1250	10
9	31500	1600	10
10	40000	2000	10
11	50000	2500	10

6.2.4 螺旋压力机锻压阶段的竖向振动荷载 F_{vz} 、水平振动扭矩

M_z (图 6.2.4), 宜按表 6.2.4 取值。

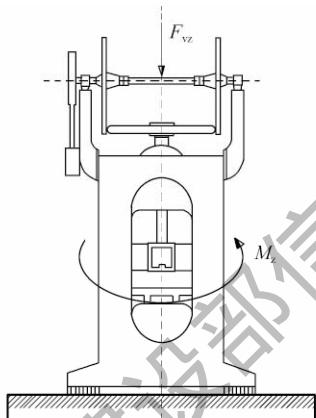


图 6.2.4 螺旋压力机荷载示意图

表 6.2.4 螺旋压力机振动荷载

序号	飞轮能量 (kJ)	F_{vz} (kN)	M_z (kN·m)	持续时间 (ms)
1	40	200	800	22
2	60	250	1165	23
3	80	315	1505	24
4	90	400	1620	25
5	160	500	2750	26
6	200	625	3250	28
7	280	800	4230	30
8	350	1000	4890	32
9	500	1250	6385	35
10	650	1575	7470	39
11	850	2000	8635	44
12	1000	2500	8940	50
13	1100	3150	8505	58
14	1300	4000	8545	68
15	1500	5000	8380	80

7 冶金机械

7.1 冶炼机械

7.1.1 卷筒驱动装置的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = me\omega^2 \quad (7.1.1)$$

式中： F_v ——卷筒驱动装置振动荷载 (N)；

m ——卷筒等旋转部件的总质量 (kg)；

e ——卷筒等旋转部件的当量偏心距 (m)；

ω ——卷筒的工作角速度 (rad/s)。

7.1.2 振动荷载的作用方向，可取物料所偏置方向。水渣转鼓装置的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_{vx} = me\omega^2 + 0.15m_r g \quad (7.1.2)$$

式中： F_{vx} ——作用在转鼓中心处的横向振动荷载 (N)；

m ——转鼓等旋转部件的总质量 (kg)；

e ——转鼓等旋转部件的当量偏心距 (m)；

ω ——转鼓的工作角速度 (rad/s)；

m_r ——转鼓内物料的总质量 (kg)。

7.1.3 转炉炉体的振动荷载，宜按下列规定确定：

1 钢水激振所形成的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = km g \quad (7.1.3-1)$$

式中： F_v ——转炉吹氧工作时钢水激振所形成的振动荷载 (N)，
作用在沿耳轴标高处水平面任意方向；

k ——激振力系数，可取 0.15~0.40；

m ——转炉及耐材、辅料、铁水等的总质量 (kg)。

2 转炉切渣时的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_{vx} = L\tau \quad (7.1.3-2)$$

式中： F_{vx} ——转炉切渣时的振动荷载（N），从转炉操作侧指向炉体中心；

L ——转炉最大切渣弦长（m）；

τ ——转炉炉口切渣弦上的切渣振动荷载，可取 10417N/m。

7.1.4 转炉倾动装置的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$M_{v1} = k_1 k_2 M_{\max} \quad (7.1.4-1)$$

$$M_{v2} = 9550 k_3 \eta P / n \quad (7.1.4-2)$$

式中： M_{v1} ——转炉倾动装置在转炉正常冶炼状态时的振动力矩（N·m）；

M_{\max} ——最大计算振动力矩（N·m）；

M_{v2} ——转炉倾动装置事故时的振动力矩（N·m）；

k_1 ——实际倾动力矩与计算倾动力矩之间的误差系数，可取 1.2；

k_2 ——转炉启动、制动等造成的动负荷系数，可取 1.4～2.0，转炉的启制动时间短时取较小值，启制动时间长时取较大值；

k_3 ——电机的最大过载倍数，不宜超过 3.0；

η ——倾动装置传动机械的总效率；

P ——转炉驱动电机的额定功率（kW）；

n ——电机额定转速所对应的转炉转速（r/min）。

7.1.5 钢包回转台的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$M_{v1} = k_1 mgR \quad (7.1.5-1)$$

$$M_{v2} = 9550 k_2 \eta P / n \quad (7.1.5-2)$$

式中： M_{v1} ——钢包取放时，回转台一侧加载所致的振动力矩（N·m）；

- M_{v2} ——钢包回转台启动、制动时的振动力矩 (N·m);
 m ——钢包满载时的总质量 (kg);
 R ——钢包回转台的回转半径 (m);
 k_1 ——突加荷载系数, 基础锚固采用螺栓时可取 1.3;
 k_2 ——电机的最大启动力矩倍数, 不宜超过 3.0;
 η ——钢包回转台传动机械的总效率;
 P ——钢包回转台驱动电机的额定功率 (kW);
 n ——电机额定转速所对应的钢包回转台转速 (r/min)。

7.2 轧钢机械

7.2.1 可逆轧机与连续轧机的振动荷载, 宜按下列规定计算:

1 轧机咬入时的冲击荷载, 宜按下列公式计算:

$$F_{v1} = S\sqrt{\frac{6TEI}{W^2L}} \quad (7.2.1-1)$$

$$T = \frac{1}{2}m(v_0^2 - v^2 \cos^2 \alpha) \quad (7.2.1-2)$$

式中: F_{v1} ——轧机咬入时的冲击荷载 (N);

S ——轧件咬入过程中与轧辊的接触面积, 可取稳态轧制接触面积的 2% (m²);

E ——轧辊的弹性模量 (N/m²);

L ——轧辊两支点之间的距离 (m);

I ——轧辊的惯性矩 (m⁴);

W ——轧辊的截面模量 (m³);

T ——轧件与轧辊间无滑动且轧件无塑性变形时, 轧件给轧辊的冲击能量 (J);

α ——咬入角 (°);

m ——带钢的质量 (kg);

v_0 ——轧线辊道的线速度 (m/s);

v ——轧辊的线速度 (m/s)。

2 轧件稳态轧制时的冲击荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{v2} = k_v S_1 \sigma_c \quad (7.2.1-3)$$

$$k_v = 1 + \frac{1.15 f_y}{P_m} \quad (7.2.1-4)$$

$$S_1 = b \sqrt{D \frac{\Delta h}{2}} \quad (7.2.1-5)$$

式中： F_{v2} ——轧件稳态轧制时的冲击荷载（N）；

k_v ——冲击系数；

S_1 ——轧件稳态轧制时与轧辊的接触面积（ m^2 ）；

b ——轧件宽度（m）；

f_y ——轧件的屈服强度（ N/m^2 ）；

P_m ——金属充满变形区时的平均单位压力（ N/m^2 ）；

σ_c ——静弯矩作用下的轧辊应力（ N/m^2 ）；

D ——轧辊的直径（m）；

Δh ——轧件在本道次的厚度改变量（m）。

3 轧机抛钢时的冲击荷载，宜按式（7.2.1-1）计算。

4 连轧过程中的倾翻力矩，宜按下式计算：

$$M_{v_{\max}} = \frac{2M_z h}{D} \quad (7.2.1-6)$$

式中： $M_{v_{\max}}$ ——连轧过程中的最大倾翻力矩（ $N \cdot m$ ）；

M_z ——总轧制力矩（ $N \cdot m$ ），事故状态时可取电机额定力矩的3倍；

D ——轧辊直径（m）；

h ——轧制中心线至轨座间的距离（m）。

7.2.2 锯机刀片锯切时对刀槽的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = \frac{d_m}{c} \quad (7.2.2)$$

式中： F_v ——刀片锯切时对刀槽的冲击荷载（kN）；

C ——锯片的振动与锯槽侧壁引起的正压力之间的关联

系数 (mm/kN), 宜按表 7.2.2-1 采用;

d_m ——锯片的振动幅值 (mm), 宜按表 7.2.2-2 采用。

表 7.2.2-1 锯片的振动与锯槽侧壁引起的正压力之间的关联系数

锯片尺寸 (mm)		C (mm/kN)	锯片尺寸 (mm)		C (mm/kN)
锯片直径	锯片厚度		锯片直径	锯片厚度	
2000	9.0	1.80	800	5.6	1.10
1500	7.8	1.60	600	4.9	0.92
1200	7.0	1.29	500	4.5	0.81
1000	6.3	1.15	400	4.0	0.71

表 7.2.2-2 锯片的振动幅值 (mm)

锯片直径 (mm)	送锯速度 v (mm/s)				
	0.50~2.00	2.00~5.00	5.00~10.00	10.00~20.00	20.00~100.00
2000	0.00~2.20	2.20~3.20	3.20~3.60	3.60~3.80	3.80~4.00
1500	0.00~1.00	1.00~1.60	1.60~2.00	2.00~2.20	2.20~2.30
1200	0.00~0.50	0.50~0.90	0.90~1.30	1.30~1.40	1.40~1.50
1000	0.00~0.35	0.35~0.65	0.65~0.95	0.95~1.10	1.10~1.15
800	0.00~0.15	0.15~0.45	0.45~0.55	0.55~0.65	0.65~0.75
600	0.00~0.05	0.05~0.25	0.25~0.40	0.40~0.45	0.45~0.50
500	0.00~0.02	0.02~0.18	0.18~0.30	0.30~0.35	0.35~0.40
400	0.00~0.01	0.01~0.09	0.09~0.15	0.15~0.22	0.22~0.25

7.2.3 滚切式剪机对基础产生的振动荷载, 宜按下式计算:

$$F_v = \frac{0.2k_1k_2h^2\delta_5f_u}{\tan\theta} \left[1 + \frac{\xi \tan\theta}{0.6k_1\delta_5} + \frac{1}{1 + \frac{k_3\delta_5E}{5.4f_uS_y^2S_x}} \right] \quad (7.2.3)$$

式中: F_v ——滚切式剪机对基础产生的振动荷载 (N);

k_1 ——剪切过程的影响系数, 可取 1.0;

k_2 ——剪刀钝化后的影响系数, 可取 1.20;

k_3 ——剪刀侧向间隙影响系数，可取 0.00265；

h ——轧件厚度 (m)；

δ_5 ——轧件延伸率；

f_u ——轧件的抗拉强度 (N/m^2)；

ξ ——转换系数；

θ ——上下剪刀当量剪切角 ($^\circ$)；

E ——轧件的弹性模量 (N/m^2)；

S_y ——剪刀侧向相对间隙；

S_x ——压板侧向相对距离。

7.2.4 矫直机的振动荷载，宜按下列规定确定：

1 矫直机对基础产生的振动荷载峰值可取事故荷载，对基础产生的振动力矩宜取额定力矩的 2.5 倍，荷载作用方向应取正反两个方向；

2 电机工作时矫直振动力矩峰值，可取电机额定力矩的 1.75 倍；事故荷载力矩峰值，宜取电机额定力矩的 2 倍，荷载作用方向应取正反两个方向；

3 减速器和齿轮座工作力矩应根据实际输入轴和输出轴的布置综合确定，荷载作用方向应取正反两个方向。

减速器和齿轮座尖峰时的振动荷载宜取事故荷载，应根据实际输入轴和输出轴的布置进行分析，荷载作用方向应为正反两个方向。

7.2.5 开卷机及卷取机的振动荷载，宜按下列规定确定：

1 开卷机及卷取机稳定开卷和卷取时设备的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = me\omega^2 \quad (7.2.5)$$

式中： F_v ——设备的振动荷载 (N)；

m ——卷筒、带卷等旋转部件的总质量 (kg)；

e ——卷筒、带卷等旋转部件的当量偏心距 (m)；

ω ——卷筒的工作角速度 (rad/s)。

2 卷取机产生张力阶段以及卷取结束失去张力阶段使主传

动系统产生的扭转振动荷载，宜取主传动系统额定输出力矩的 2.5 倍，荷载作用方向可取单向；

3 电机的峰值振动荷载，可取事故荷载；对基础产生的力矩宜取电机额定力矩的 2.5 倍，荷载作用方向可取单向；

4 减速机工作时对基础产生的力矩，宜取输入力矩减去输出力矩，荷载作用方向可取单向；减速机的尖峰负载宜取事故荷载；

5 机架对基础产生的振动荷载峰值，宜取事故荷载；对基础产生的力矩宜取主传动系统额定输出力矩的 2.5 倍，荷载作用方向可取单向。

住房城乡建设部信息中心
浏览专用

8 矿山机械

8.1 破碎机

8.1.1 本节适用于颚式、旋回式、圆锥式、锤式、反击式和辊式破碎机以及传动方式与其类似机器振动荷载的计算。

8.1.2 颚式破碎机的振动荷载 (图 8.1.2), 宜按下列规定计算:

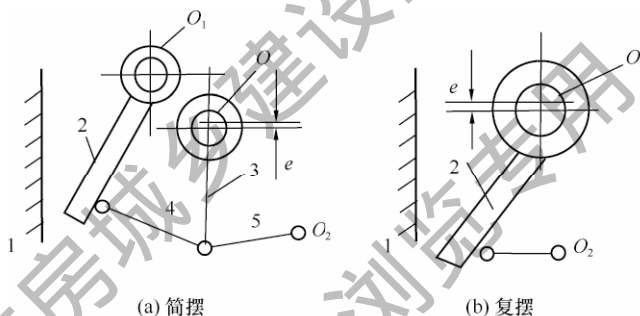


图 8.1.2 颚式破碎机振动荷载计算简图

O —偏心轴; 1—固定颚板; 2—动颚板; 3—连杆;
4、5—推力板; O_1 —活动颚板轴; O_2 —接点

1 简摆颚式破碎机的振动荷载, 宜按下列公式计算:

$$F_{vx} = e\omega^2 [(m_a + 0.8m_b)^2 + 0.25m_c^2]^{\frac{1}{2}} \quad (8.1.2-1)$$

$$F_{vz} = e\omega^2 (m_a + m_b) \quad (8.1.2-2)$$

$$\omega = 0.105n \quad (8.1.2-3)$$

2 复摆颚式破碎机的振动荷载, 宜按下列公式计算:

$$F_{vx} = [e(m_a + 0.5m_b) - e_1m_d]\omega^2 \quad (8.1.2-4)$$

$$F_{vz} = [e(m_a + m_c) - e_1m_d]\omega^2 \quad (8.1.2-5)$$

式中: F_{vx} ——水平振动荷载 (N);

- F_{vz} ——竖向振动荷载 (N);
 m_a ——偏心轴偏心部分质量 (kg);
 m_b ——连杆质量 (kg);
 m_c ——动颚 (包括齿板) 的质量 (kg);
 m_d ——平衡块的质量 (kg);
 e ——偏心轴的偏心距 (m);
 e_1 ——平衡块质心至破碎机主轴中心线的距离 (m);
 ω ——偏心轴转动角速度 (rad/s);
 n ——偏心轴转速 (r/min)。

3 振动荷载作用点应取位于偏心主轴中心线上。

8.1.3 圆锥破碎机的振动荷载 (图 8.1.3-1), 宜按下列规定计算:

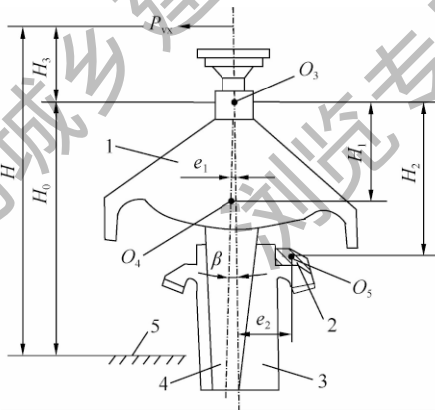


图 8.1.3-1 圆锥破碎机振动荷载计算简图

O_3 —不动点; O_4 — m_1 质心; O_5 — m_2 质心;

1—活动锥; 2—平衡重; 3—偏心轴套;

4—主轴; 5—基础顶面

1 圆锥破碎机的振动荷载, 宜按下式计算:

$$F_{vx} = (m_1 e_1 - m_2 e_2) \omega^2 \quad (8.1.3-1)$$

式中: m_1 ——锥体部分 (主轴和活动锥) 的总质量 (kg);

- m_2 ——平衡块的质量 (kg);
 e_1 ——破碎机中心线至锥体部分质心的距离 (m);
 e_2 ——破碎机中心线至平衡块质心的距离 (m);
 ω ——主轴回转角速度 (rad/s)。

2 振动荷载的作用点高度,宜按下列公式计算:

当振动荷载作用点在不动点上部时 (图 8.1.3-2a):

$$H = H_0 + H_3 \quad (8.1.3-2)$$

当振动荷载作用点在不动点下部时 (图 8.1.3-2b):

$$H = H_0 - H_3 \quad (8.1.3-3)$$

$$H_3 = \frac{F_{vx1}H_1 - F_{vx2}H_2}{|F_{vx1} - F_{vx2}|} \quad (8.1.3-4)$$

$$F_{vx1} = m_1 e_1 \omega^2 \quad (8.1.3-5)$$

$$F_{vx2} = m_2 e_2 \omega^2 \quad (8.1.3-6)$$

式中: H ——水平振动荷载 F_{vx} 作用点至基础面的距离 (m);

H_0 ——不动点至基础面的距离 (m);

H_3 ——水平振动荷载 F_{vx} 作用点至不动点的距离 (m);

F_{vx1} ——锥体部分产生的水平振动荷载 (N);

F_{vx2} ——平衡块产生的水平振动荷载 (N);

H_1 ——振动荷载 F_{vx1} 作用点至不动点的距离 (m);

H_2 ——振动荷载 F_{vx2} 作用点至不动点的距离 (m)。

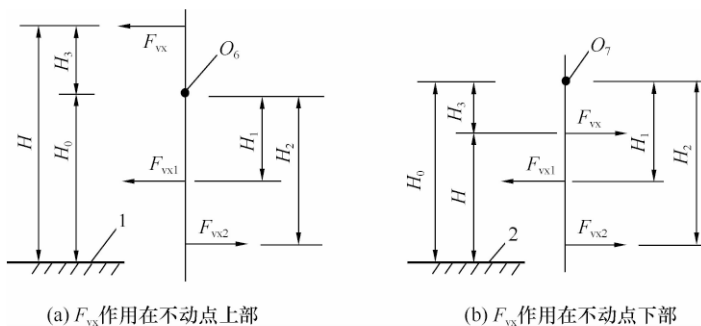


图 8.1.3-2 振动荷载作用点位置示意图

O_6 —不动点; 1—基础面; O_7 —不动点; 2—基础面

8.1.4 旋回破碎机的振动荷载 (图 8.1.4), 宜按下列公式计算:

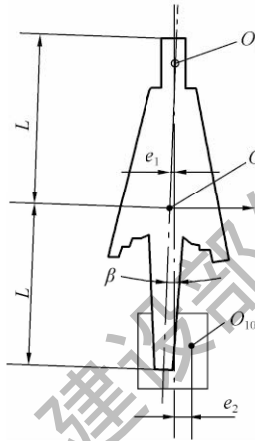


图 8.1.4 旋回破碎机振动荷载计算简图
 O_8 —固定点; O_9 — m_1 的质心; O_{10} — m_2 的质心

$$F_{vx} = (m_1 e_1 - m_2 e_2) \omega^2 \quad (8.1.4-1)$$

$$e_1 = L \cdot \sin \beta \quad (8.1.4-2)$$

$$e_2 = 2L \cdot \sin \beta \quad (8.1.4-3)$$

式中: m_1 ——锥体部分 (主轴和活动锥) 的总质量 (kg);
 m_2 ——齿轮偏心轴套的总质量 (kg);
 e_1 ——破碎机中心线至锥体部分质心的距离 (m);
 e_2 ——破碎机中心线至齿轮偏心轴套质心的距离 (m);
 ω ——主轴转动角速度 (rad/s);
 L ——主轴长度之半 (m);
 β ——主轴转动偏角 ($^\circ$).

8.1.5 锤式和反击式破碎机的振动荷载, 宜按下列规定计算:

1 单转子型锤式和反击式破碎机的振动荷载, 宜按下式计算:

$$F_v = me\omega^2 \quad (8.1.5-1)$$

式中： F_v ——作用在转子旋转中心处的振动荷载 (N)；
 m ——转子回转部件的质量 (kg)；
 ω ——转子的角速度 (rad/s)；
 e ——当量偏心距 (m)，一般情况下，可取 1.0×10^{-3} m ~ 3.0×10^{-3} m，当破碎煤等较软物料时取小值，破碎石灰石等较硬物料时取大值。

2 双转子型锤式和反击式破碎机的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = F_{v1} + F_{v2} \quad (8.1.5-2)$$

式中： F_v ——破碎机的振动荷载 (N)；
 F_{v1} ——作用在转子一旋转中心处的振动荷载 (N)；
 F_{v2} ——作用在转子二旋转中心处的振动荷载 (N)；
 F_{v1} 和 F_{v2} 值，宜按公式 (8.1.5-1) 计算。

8.1.6 辊式破碎机的振动荷载，可忽略不计。

8.1.7 当计算破碎机振动荷载数据不完整时，宜按本标准附录 C 的规定确定。

8.2 振 动 筛

8.2.1 振动筛的振动荷载，宜按下列规定计算：

1 计算振动位移时，应采用振动荷载标准值，由设备制造厂提供。

2 计算结构动内力时，振动荷载宜按下式计算：

$$F_v = K_d F_k \quad (8.2.1)$$

式中： F_v ——设备的振动荷载计算值 (N)；
 F_k ——设备的振动荷载标准值 (N)；
 K_d ——设备动力超载系数。

3 设备动力超载系数 K_d ，宜按下列规定取值：

- 1) 激发周期荷载的振动筛构造不均匀时，宜取 1.3；
- 2) 激发周期荷载的振动筛构造均匀时，宜取 4.0；
- 3) 当有实际经验时，允许采用实测的动力超载系数。

8.2.2 对于竖向设置单层或双层减振弹簧的振动筛（图 8.2.2），作用在支撑结构上的振动荷载标准值，宜按下列公式计算：

1 对于单层弹簧，宜按下式计算：

$$F_{vk} = uK \quad (8.2.2-1)$$

2 对于双层弹簧，宜按下式计算：

$$F_{vk} = u_b K_b \quad (8.2.2-2)$$

式中： F_{vk} ——支撑结构上的标准振动荷载（N）；

u ——振动筛稳态工作时，筛箱的振幅（m）；

u_b ——振动筛下部刚架在稳态工作时的振幅（m）；

K ——筛箱下部弹簧的总刚度（N/m）；

K_b ——刚架下部弹簧的竖向或水平总刚度（N/m）。

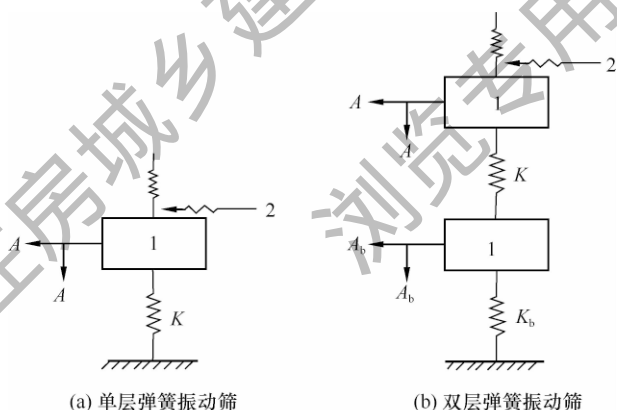


图 8.2.2 振动筛振动荷载计算简图

1—筛箱；2—激振力； A —振动筛稳态工作时筛箱的振幅；

A_b —振动筛下部刚架在稳态工作时的振幅； K —筛箱下部弹簧的总刚度； K_b —刚架下部弹簧的垂直或水平总刚度

8.2.3 当振动筛坐落于结构楼层上，且梁第一频率密集区内最低自振频率计算值大于设备的振动频率，当采用静力法计算时，振动筛竖向等效静力荷载，宜按下式计算：

$$F_{vz} = \gamma(G_n + G_L) \quad (8.2.3)$$

式中： F_{vz} ——振动筛竖向等效静力荷载 (N)；

G_n ——设备重力荷载 (N)；

G_L ——物料重量 (N)；

γ ——动力系数，宜按表 8.2.3 采用。

表 8.2.3 动力系数 γ

设备类别	振动筛	回转筛	悬挂筛
γ	4.0	1.5	2.0

8.2.4 振动筛附有小型传动设备时的竖向等效静力荷载，宜按下式计算：

$$F_{vz} = \gamma G_n \quad (8.2.4)$$

式中： F_{vz} ——小型传动设备的竖向等效静力荷载 (N)；

G_n ——设备重力荷载 (N)；

γ ——动力系数，宜按表 8.2.4 采用。

表 8.2.4 动力系数 γ

机器转速 (r/min)	300~400	500	750	1000	1250	1500
γ	1.20	1.25	1.60	2.00	2.50	3.00

8.3 磨 机

8.3.1 作用在磨机两端中心线处的水平等效静力荷载，宜按下式计算：

$$F_{vx} = 0.15mg \quad (8.3.1)$$

式中： F_{vx} ——磨机两端中心线处的水平等效静力荷载 (N)；

m ——磨机内碾磨体及物料的总质量 (kg)；

g ——重力加速度 (m/s^2)。

8.3.2 球磨机、棒磨机、管磨机、自磨机、半自磨机等一个支点的竖向等效静力荷载和瞬时等效静力荷载，宜按下列规定计算：

1 竖向等效静力荷载，宜按下式计算：

$$F_{vz} = N_{01} + N_{02} \quad (8.3.2-1)$$

式中： F_{vz} ——球磨机、棒磨机、管磨机等一个支点的竖向等效静力荷载 (N)；

N_{01} ——磨体支点的最大反力 (N)；

N_{02} ——磨机支撑装置的重力 (N)。

2 瞬时等效静力荷载，宜按下式计算：

$$F_v = N_{01} \cdot \frac{L_K}{L_1} \quad (8.3.2-2)$$

式中： F_v ——球磨机、棒磨机、管磨机等瞬时等效静力荷载，可取顶磨基础的竖向负荷，只在检修等短时间内出现的静态荷载 (N)；

L_K ——磨机的跨距 (m)；

L_1 ——顶磨基础中心至远离侧主轴承中心的水平距离 (m)。

8.3.3 磨机附属电机的振动荷载，宜按本标准 4.3 节电动机的振动荷载的规定进行计算。

8.4 离心脱水机

8.4.1 离心脱水机宜考虑动力超载系数。当有试验数据时，允许采用实测的动力超载系数。

8.4.2 离心脱水机的振动荷载，宜按本标准 4.4 节离心机的振动荷载的规定进行计算。

8.4.3 化工、石化用离心脱水机的竖向等效静力荷载，宜按下式计算：

$$F_v = \gamma G \quad (8.4.3)$$

式中： F_v ——脱水机的竖向等效静力荷载 (N)；

G ——设备及物料总重力荷载 (N)；

γ ——动力系数，宜按表 8.4.3 采用。

表 8.4.3 动力系数 γ

设备类别	立式	卧式
γ	2.0	4.0

8.4.4 金属及非金属矿山脱水筒型真空过滤机、盘式真空过滤机、带式真空过滤机、板框压滤机、自动压滤机、磁力脱水槽的振动荷载可忽略不计。

9 轻纺机械

9.1 纸机和复卷机

9.1.1 本节规定适用于纸机的成型部、压榨部、烘干部、施胶机、压光机、涂布机、卷纸机等各组成分部和复卷机的振动荷载计算。

9.1.2 纸机各组成分部和复卷机的振动荷载，可取各类辊、缸和纸卷在线旋转时其质量偏心引起的离心力，作用于旋转部件的轴承中心。单个旋转部件所产生的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = 0.5me\omega_k^2 \left(\frac{\omega_n}{\omega_k} \right)^2 \quad (9.1.2)$$

式中： F_v ——旋转部件作用在纸机或复卷机一侧支架上的振动荷载（N）；

m ——旋转部件的质量（kg）；

e ——旋转部件的质量偏心距（m），宜由设备制造厂提供，部分旋转部件的质量偏心距亦宜按本标准第 9.1.5 条的规定采用；

ω_k ——对应于纸机或复卷机设计车速时，该旋转部件的角速度（rad/s）；

ω_n ——对应于纸机或复卷机计算车速时，该旋转部件的角速度（rad/s）。

9.1.3 竖向和沿纸页运行水平向的振动响应计算时，单个旋转部件的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vz} = F_v \sin(\omega t + \phi) \quad (9.1.3-1)$$

$$F_{vx} = F_v \cos(\omega t + \phi) \quad (9.1.3-2)$$

式中： F_{vz} ——所计算旋转部件作用在纸机或复卷机一侧支架上的竖向振动荷载（N）；

F_{vx} ——所计算旋转部件作用在纸机或复卷机一侧支架上

沿纸页运行方向的水平向振动荷载 (N);

ω ——对应于纸机或复卷机计算车速时该旋转部件的振动圆频率 (rad/s), 可取等于该旋转部件相应时刻的角速度;

ϕ ——所计算旋转部件的初始相位角 (rad)。

9.1.4 纸机每个组成分部和复卷机, 应按计算车速分别计算单个旋转部件的振动荷载, 再对其振动响应进行叠加。

计算某级车速下由纸卷产生的振动荷载时, 尚应计入因纸卷直径持续改变而导致的旋转质量和角速度的改变的影响。

9.1.5 部分旋转部件的质量偏心距, 宜按表 9.1.5 采用。

表 9.1.5 旋转部件的质量偏心距

旋转部件	偏心距 (m)
背辊、胸辊	0.025×10^{-3}
卷纸辊、舒展辊、导辊	0.040×10^{-3}
带软包的挠度补偿辊	0.080×10^{-3}
复卷前的纸卷	2.000×10^{-3}
复卷后的纸卷	1.000×10^{-3}

9.2 磨 浆 机

9.2.1 磨浆机振动荷载可取电机、主动齿轮、从动齿轮、磨浆部等在线旋转时因其质量偏心产生的离心力, 作用于各旋转部件的质心位置。

9.2.2 各旋转部件的振动荷载, 宜按下列公式计算:

$$F_v = me\omega_k^2 \left(\frac{\omega_n}{\omega_k} \right)^2 \quad (9.2.2-1)$$

$$E = \frac{G}{\omega_k} \quad (9.2.2-2)$$

式中: F_v ——所计算的旋转部件的振动荷载 (N);

m ——所计算的旋转部件的质量 (kg);

e ——所计算的旋转部件的质量偏心距 (m);

- G ——所计算的旋转部件的动平衡精度等级 (m/s)；
- ω_n ——对应于磨浆机计算转速时该旋转部件的角速度 (rad/s)，计算范围宜取 1.1 倍磨浆机最大设计转速；
- ω_k ——对应于磨浆机最大设计转速时该旋转部件的角速度 (rad/s)。

9.2.3 计算竖向和水平向振动响应时，各旋转部件的振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_{vz} = F_v \sin(\omega t + \phi) \quad (9.2.3-1)$$

$$F_{vx} = F_v \cos(\omega t + \phi) \quad (9.2.3-2)$$

- 式中： F_{vz} ——旋转部件的竖向振动荷载 (N)；
- F_{vx} ——旋转部件的水平向振动荷载 (N)；
- ω ——对应于计算转速时该旋转部件的圆频率 (rad/s)，可取等于该旋转部件相应时刻的角速度；
- ϕ ——所计算旋转部件的初始相位角 (rad)。

9.2.4 磨浆机因意外断电停机和磨片脱落所产生的振动荷载，应由设备制造厂提供。

9.3 纺织机械

9.3.1 织机的振动荷载，宜按表 9.3.1 采用。

表 9.3.1 织机的振动荷载

织机类别	织机型号	幅宽	车速 (r/min)	振动荷载幅值 (kN)		
				水平振动荷载		竖向振动荷载
				纬纱方向	经纱方向	
有梭织机	1511-44"	44in	200	1.0	4.0	3.6
	1515-56"	56in	180	1.0	4.2	4.0
	1515-75"	75in	150	1.5	3.6	3.6
	H212 毛织机	63in	95	2.0	3.6	3.4
剑杆织机	GA743-180cm	180cm	200	1.5	5.2	4.6
	SOMET-190cm	190cm	360	1.0	6.5	7.0

9.3.2 织机的设计车速与表 9.3.1 中的车速不一致时，振动荷载宜按下式计算：

$$F_v = F_{v0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \quad (9.3.2)$$

式中： F_v ——织机设计车速下的振动荷载 (N)；

F_{v0} ——织机的振动荷载 (N)，宜按表 9.3.1 采用；

n_0 ——织机的车速 (r/min)，宜按表 9.3.1 采用；

n ——织机的设计车速 (r/min)，当 $n < n_0$ 时，可取 $n = n_0$ 。

9.3.3 织机振动荷载的作用点位置，应取织机车脚的几何中心。

10 金属切削机床

10.1 一般规定

10.1.1 确定金属切削机床的振动荷载时，机床制造厂应提供下列资料：

- 1 机床型号、转速、规格和外形尺寸；
- 2 机床质量、质心位置；
- 3 机床运转部件的质量及其分布位置；
- 4 机床的传动方式、运动方向和有关尺寸。

10.1.2 金属切削机床的振动荷载作用点，宜取机床底面几何中心。

10.2 振动荷载

10.2.1 车床的振动荷载，宜按表 10.2.1 采用。

表 10.2.1 车床振动荷载

车床型号	CG6125 CM6125	CW6140A C616 C620	C336K C630
振动荷载 (kN)	0.130~0.260	0.260~0.325	0.325~0.390

注：当加工材料强度低、切削量小、切削速度缓慢时，表中取小值，否则取大值。

10.2.2 铣床的振动荷载，宜按表 10.2.2 采用。

表 10.2.2 铣床振动荷载

铣床型号	X60 X8126	X61 X6100 X62W	X63W X64W X51K	X52K X53K
振动荷载 (kN)	0.18~0.36	0.36~0.45	0.45~0.54	0.54~0.63

注：当加工材料强度低、切削量小、切削速度缓慢时，表中取小值，否则取大值。

10.2.3 钻床的振动荷载，根据钻床的完好程度、钻件的厚度、钻进速度的快慢等因素，宜取 0.10kN~0.20kN。

10.2.4 刨床的振动荷载，宜按表 10.2.4 采用。

表 10.2.4 刨床振动荷载

刨床型号	B5032 B635	B650 B6050	B690
振动荷载 (kN)	0.60~1.00	1.00~1.40	1.40~2.00

注：当加工材料强度低、切削量小、切削速度缓慢时，表中取小值，否则取大值。

10.2.5 磨床的振动荷载，宜按表 10.2.5 采用。

表 10.2.5 磨床振动荷载

磨床型号	M1010 MGB1420	M7120A M7130 M2110 M2120	M1040 M1080	M120W M130W M131W
振动荷载 (kN)	0.16~0.32	0.32~0.40	0.40~0.48	0.48~0.56

注：当加工材料强度低、切削量小、切削速度缓慢时，表中取小值，否则取大值。

10.2.6 加工中心的振动荷载，应按相同加工功能的同类机床取值；多种加工功能振动荷载不相同，宜取较大值。

11 振动台

11.1 液压振动台

11.1.1 本节所指液压振动台的频率范围应为 0Hz~1000Hz。

11.1.2 液压振动台单个激振器作用于基础上的振动荷载，宜按表 11.1.2 确定。

表 11.1.2 液压振动台的振动荷载 (kN)

1/3 倍频程频率 f (Hz)	液压振动台额定激振力 (kN)					
	10	50	100	200	500	1000
1.00	1.00	5.00	10.00	20.00	50.00	100.00
1.25	1.25	6.25	12.50	25.00	62.50	125.00
1.60	1.60	8.00	16.00	32.00	80.00	160.00
2.00	2.00	10.00	20.00	40.00	100.00	200.00
2.50	2.50	12.50	25.00	50.00	125.00	250.00
3.15	3.15	15.75	31.50	63.00	157.50	315.00
4.00	4.00	20.00	40.00	80.00	200.00	400.00
5.00	5.00	25.00	50.00	100.00	250.00	500.00
6.30	6.30	31.50	63.00	126.00	315.00	630.00
8.00	8.00	40.00	80.00	160.00	400.00	800.00
10.00~1000	10.00	50.00	100.00	200.00	500.00	1000.00

注：当振动台上试件在试验频段内具有共振特性时，上表中数值应乘以荷载放大系数，荷载放大系数可取 1.10~1.30，试件共振频率低时宜取大值，共振频率高时宜取小值；车辆振动试验轮胎耦合时，可取 1.25。

11.2 电动振动台

11.2.1 本节所指电动振动台的额定正弦激振力应不大于 200kN，频率范围应为 5Hz~5000Hz。

11.2.2 电动振动台作用于基础上的振动荷载，根据设备的隔振装置设置情况，宜按表 11.2.2-1 和表 11.2.2-2 采用。

表 11.2.2-1 电动振动台未带隔振装置的振动荷载 (kN)

1/3 倍频程频率 f (Hz)	电动振动台额定激振力 (kN)					
	5	10	20	50	100	200
5.00	0.65	1.25	2.50	6.25	12.50	25.00
6.30	0.80	1.60	3.15	7.90	15.75	31.50
8.00	1.00	2.00	4.00	10.00	20.00	40.00
10.00	1.25	2.50	5.00	12.50	25.00	50.00
12.50	1.55	3.15	6.25	15.65	31.25	62.50
16.00	2.00	4.00	8.00	20.00	40.00	80.00
20.00	2.50	5.00	10.00	25.00	50.00	100.00
25.00	3.15	6.25	12.50	31.25	62.50	125.00
31.50	3.95	7.90	15.75	39.40	78.75	157.50
40.00	5.00	10.00	20.00	50.00	100.00	200.00
50.00	6.25	12.50	25.00	62.50	125.00	250.00
63.00	7.90	15.75	31.50	78.75	157.50	315.00
80.00	10.00	20.00	40.00	100.00	200.00	400.00
100~5000	10.00	20.00	40.00	100.00	200.00	400.00

表 11.2.2-2 电动振动台带隔振装置的振动荷载 (kN)

1/3 倍频程频率 f (Hz)	电动振动台额定激振力 (kN)					
	5	10	20	50	100	200
5.00	0.35	0.70	1.40	3.50	7.00	14.00
6.30	0.25	0.45	0.90	2.30	4.60	9.25
8.00	0.15	0.35	0.65	1.65	3.25	6.55
10.00	0.10	0.25	0.50	1.25	2.45	4.95
12.50	≤0.10	0.20	0.40	0.95	1.90	3.80
16.00	≤0.10	0.15	0.30	0.75	1.45	2.90

续表 11.2.2-2

1/3 倍频程频率 f (Hz)	电动振动台额定激振力 (kN)					
	5	10	20	50	100	200
20.00	≤0.10	0.10	0.25	0.60	1.15	2.30
25.00	≤0.10	≤0.10	0.20	0.45	0.90	1.85
31.50	≤0.10	≤0.10	0.15	0.35	0.70	1.45
40.00	—	≤0.10	0.10	0.30	0.57	1.15
50.00	—	≤0.10	≤0.10	0.25	0.45	0.90
63.00	—	—	≤0.10	0.20	0.35	0.70
80.00	—	—	≤0.10	0.15	0.30	0.55
100~5000	—	—	—	≤0.10	0.20	0.35

11.3 机械振动台

11.3.1 本节所指偏心式和离心式机械振动台的额定激振力应不大于 10kN，其频率范围应为 1Hz~50Hz。

11.3.2 机械振动台的振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v = \frac{m_t}{100} F_{v100} \quad (11.3.2)$$

式中： F_v ——机械振动台振动荷载 (N)；

F_{v100} ——当运动部件和被试试件质量为 100kg 时，机械振动台的振动荷载 (N)，宜按表 11.3.2 采用；

m_t ——偏心式振动台运动部件和被试试件质量或离心式振动台旋转部分质量 (kg)。

表 11.3.2 机械振动台的振动荷载 (N)

1/3 倍频程频率 f (Hz)	机械振动台偏心距 e (mm)					
	1	2	5	10	20	50
100	—	—	—	—	—	200
125	—	—	—	—	125	300

续表 11.3.2

1/3 倍频程频率 f (Hz)	机械振动台偏心距 e (mm)					
	1	2	5	10	20	50
160	—	—	—	100	200	500
200	—	—	—	160	315	800
250	—	—	125	250	500	1250
315	—	—	200	400	800	2000
400	—	125	315	630	1250	3150
500	100	200	500	1000	2000	5000
630	160	315	800	1600	3150	8000
800	250	500	1250	2500	5000	12500
1000	400	800	2000	4000	8000	—
1250	630	1250	3150	6300	12500	—
1600	1000	2000	5000	10000	—	—
2000	1600	3150	8000	—	—	—
2500	2500	5000	12500	—	—	—
3150	4000	8000	—	—	—	—
4000	6300	12500	—	—	—	—
5000	10000	—	—	—	—	—

12 人行振动

12.1 公共场所人群密集楼盖

12.1.1 对于行走和有节奏运动激励为主的公共场所楼盖，可仅计入竖向振动荷载。

12.1.2 人群自由行走的竖向振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v(t) = \sqrt{n} \sum_{i=1}^k \alpha_i Q \sin(2\pi i f t - \phi_i) \quad (12.1.2)$$

式中： $F_v(t)$ ——人群自由行走的竖向振动荷载 (N)；

α_i ——第 i 阶振动荷载频率的动力因子，宜按表 12.1.2 取值；

Q ——单人的重量 (N)，可取 600；

f ——振动荷载频率 (Hz)，宜按表 12.1.2 取值；

ϕ_i ——第 i 阶振动荷载频率的初始相位角，宜按表 12.1.2 取值；

k ——所考虑的振动荷载频率阶数；

t ——时间 (s)；

n ——人群的总人数。

表 12.1.2 人群自由行走的竖向振动荷载频率、动力因子和相位角

荷载频率阶数 i	荷载频率 f (Hz)	动力因子 α_i	相位角 ϕ_i
1	1.25~2.30	0.37 ($f-1.00$)	0
2	2.50~4.60	0.10	$\pi/2$
3	3.75~6.90	0.06	$\pi/2$
4	5.00~9.20	0.06	$\pi/2$
5	6.25~11.50	0.06	$\pi/2$

注：对于人体舒适度，荷载频率阶数可只计及前 3 阶；对于振动敏感建筑，荷载频率阶数宜计入 4、5 阶的影响。

12.1.3 人群有节奏运动的竖向振动荷载，宜按下式计算：

$$F_v(t) = \sum_{i=1}^k \alpha_i Q \sin(2\pi i f t - \phi_i) \cdot N \cdot C(n) \quad (12.1.3)$$

式中： $F_v(t)$ ——人群有节奏运动的竖向振动荷载 (N)；

α_i ——第 i 阶振动荷载频率的动力因子，宜按表 12.1.3 取值；

f ——振动荷载频率 (Hz)，宜按表 12.1.3 取值；

ϕ_i ——第 i 阶振动荷载频率的相位角，宜按表 12.1.3 取值；

$C(n)$ ——人群有节奏运动的协调系数，应按本标准第 12.1.4 条的规定确定。

表 12.1.3 人群有节奏运动的竖向振动荷载频率、动力因子和相位角

运动类别		荷载频率 f (Hz)	人群密度		荷载频率阶数 i	动力因子 α_i	相位角 ϕ_i
			常用值	最大值			
演唱会、 体育比赛		1.50~ 3.00	1 人/ 座位	—	1	0.5	0
					2	0.25	$\pi/2$
					3	0.15	$\pi/2$
协调跳跃 (包括跳舞、节 律运动)	无固定 座位	1.50~ 3.50	0.8 人/ m^2	6 人/ m^2	1	$2.1-0.15(f)$	0
					2	$1.9-0.17(2f)$	0
					3	$1.25-0.11(3f)$	0
	有固定 座位	1.50~ 3.50	1 人/ 座位	—	1	$2.1-0.15(f)$	0
					2	$1.9-0.17(2f)$	0

12.1.4 人群有节奏运动的协调系数 $C(n)$ ，宜按下列规定取值：

1 对于演唱会、体育比赛和有固定座位的有节奏运动人群，协调系数宜取 1.0；

2 对于协调跳跃无固定座位的有节奏运动人群，当总人数

小于等于 5 人时，协调系数宜取 1.0；当总人数不小于 50 人时，协调系数宜根据协调性按表 12.1.4 采用；当总人数为 5~50 人时，协调系数宜按线性插入取值。

表 12.1.4 协调跳跃的运动人群协调系数 $C(n)$

运动类别	协调性	荷载频率阶数 i		
		1 阶	2 阶	3 阶
协调跳跃（包括跳舞、节律运动）无固定座位	高	0.80	0.67	0.50
	中	0.67	0.50	0.40
	低	0.50	0.40	0.30

12.2 人行天桥

12.2.1 人行天桥的人行振动荷载，宜按下列规定确定：

1 人行天桥的人行振动荷载应包括竖向人行振动荷载、纵桥向人行振动荷载和横桥向人行振动荷载；

2 人行振动荷载应采用均布荷载，并宜按下式计算：

$$F_v(t) = F_b \cos(2\pi ft) \gamma' \psi \quad (12.2.1-1)$$

式中： $F_v(t)$ ——单位面积的人行振动荷载（ N/m^2 ）；

F_b ——人行天桥上单个行人行走时产生的振动荷载（ N ），宜按表 12.2.1-1 取值；

表 12.2.1-1 单人行走时产生的振动荷载

人行方向	竖向	纵桥向	横桥向
振动荷载（ N ）	280	140	35

f ——人行荷载频率（ Hz ）；

γ' ——等效人群密度（ $1/m^2$ ）；

ψ ——荷载折减系数，宜按表 12.2.1-2 采用。

表 12.2.1-2 荷载折减系数

人行方向	频率范围 f (Hz)	荷载折减系数 ψ
竖向 纵桥向	$f \leq 1.25$	0
	$1.25 < f \leq 1.7$	$\frac{f-1.25}{0.45}$
	$1.7 < f \leq 2.1$	1
	$2.1 < f \leq 2.25$	$1 - \frac{f-2.1}{0.2}$
	$2.25 < f \leq 4.2$	0.25
	$4.2 < f \leq 4.6$	$0.25 \left(1 - \frac{f-4.2}{0.4}\right)$
	$4.6 < f$	0
横桥向	$f \leq 0.5$	0
	$0.5 < f \leq 0.7$	$\frac{f-0.5}{0.2}$
	$0.7 < f \leq 1.0$	1
	$1.0 < f \leq 1.2$	$1 - \frac{f-1.0}{0.2}$
	$1.2 < f$	0

3 等效人群密度，宜按下列公式计算：

1) 当人群密度小于 1.0 人/m² 时：

$$\gamma' = \frac{10.8\sqrt{\zeta N}}{A} \quad (12.2.1-2)$$

2) 当人群密度不小于 1.0 人/m² 时：

$$\gamma' = \frac{1.85\sqrt{N}}{A} \quad (12.2.1-3)$$

式中：A——荷载面积 (m²)；

N——人行总人数，可取人群密度与加载面积的乘积；

ζ ——结构类型的阻尼比影响系数，应按表 12.2.1-3 取值。

表 12.2.1-3 结构类型的阻尼比影响系数

结 构 类 型	影响系数 (%)
钢筋混凝土结构	1.3
预应力混凝土结构	1.0
钢-混凝土组合结构	0.6
钢结构	0.4

住房和城乡建设部信息公开
浏览专用

13 轨道交通

13.0.1 轨道交通振动荷载确定，应采用建筑物基底输入现场实测振动波形方法；无条件测试时，竖向振动荷载宜按本标准第 13.0.2 条计算。现场测试，宜符合下列规定：

1 现场测试宜采用建筑物基底输入现场实测振动波形的方法，测试方向应包括竖向和水平两个方向；

2 测点应布置于基底四角及中部的柱底位置，测点数不应少于 5 个，各测点应同步测量；测量应在列车通过时段进行，测量不应少于 20 趟列车；

3 现场测试传感器频响曲线、灵敏度、量程等应满足振动影响评价的要求，测试时受到周围局部人为振动影响的激励时间不得超过总测量时间的 5%；

4 现场测试应在交通较为繁忙时段进行，输入的振动波形应选取振动物理量均方根值对应的列车测试数据。

13.0.2 轨道交通列车的竖向振动荷载，宜按下列规定计算：

1 轨道交通列车的竖向振动荷载由作用在两侧钢轨上的移动荷载列组成，荷载排列与列车轮对排列相同。

2 作用在单根钢轨上的列车竖向振动荷载，宜按下列公式计算：

$$F_v(t) = F_0 + F_1 \sin(\omega_1 t) + F_2 \sin(\omega_2 t) + F_3 \sin(\omega_3 t) \quad (13.0.2-1)$$

$$\omega_i = 2\pi v / L_i (i = 1, 2, 3) \quad (13.0.2-2)$$

$$F_i = \frac{1}{2} m_0 a_i \omega_i^2 (i = 1, 2, 3) \quad (13.0.2-3)$$

式中： $F_v(t)$ ——作用在单根钢轨上的列车竖向振动荷载 (N)；

F_0 ——单边静轮重 (N)，宜按表 13.0.2 取值；

- F_i ——对应某一频率的振动荷载幅值 (N);
 ω_i ——振动圆频率 (rad/s);
 v ——列车通过时的实际最高速度 (m/s);
 m_0 ——列车簧下质量 (kg), 宜按表 13.0.2 取值;
 l_i ——轨道几何高低不平顺的波长 (m), 宜按表 13.0.2 取值;
 a_i ——轨道几何高低不平顺的矢高 (m), 宜按表 13.0.2 取值。

表 13.0.2 计算参数

类型	F_0 (N)	m_0 (kg)	i	l_i (m)	a_i (10^{-3} m)
普通旅客列车	60000~85000	625~850	1	10.0	4.00~5.00
			2	2.0	0.50~0.60
			3	0.5	0.09~0.10
普通货物列车	105000~115000	600	1	10.0	6.00
			2	2.0	0.80
			3	0.5	0.12
重载货物列车	125000~150000	650	1	10.0	6.00
			2	2.0	0.80
			3	0.5	0.12
高速动车组	60000~85000	700~800	1	10.0	2.00~3.00
			2	2.0	0.20~0.30
			3	0.5	0.04~0.05
地铁列车	70000~80000	850	1	10.0	6.00~8.00
			2	2.0	0.80~1.00
			3	0.5	0.12~0.14
轻轨列车	55000	850	1	10.0	6.00~8.00
			2	2.0	0.80~1.00
			3	0.5	0.12~0.14

14 施工机械

14.0.1 筒式柴油打桩机的振动荷载，宜按表 14.0.1 的规定确定。

表 14.0.1 筒式柴油打桩机振动荷载

型号	打击频率 (1/min)	冲击能量 (N·m)	最大振动荷载 (kN)
D8	38~52	23940~12790	505
D12	36~52	43500~20500	606
D16	36~52	53460~25585	858
D19	37~52	57858~28800	866
D25	37~52	78970~39975	1304
D30	37~52	94765~47971	1304
D36	37~52	113720~55450	1526
D46	37~52	145305~70850	1695
D50	39~53	145305~70850	1695
D62	35~50	218960~107050	1800
D72	35~50	244800~122400	1800
D80	36~45	266830~171085	2600
D100	36~45	333540~213860	2800
D128	36	426500	3600
D138	36	459800	3900
D160	36	533000	4500
D180	36	590000	5000
D220	36	733000	6200
D250	36	833000	7000

14.0.2 振动沉拔桩锤的振动荷载，宜按表 14.0.2-1 和表 14.0.2-2 的规定确定。

表 14.0.2-1 DZ 系列振动沉拔桩锤的振动荷载

型号	激振器最大偏心力矩 (N·m)	振动频率 (r/min)	振动荷载 (kN)
DZ4	20	1100	26
DZ15	70	980	75
DZ30	170	980	180
DZ45	245	1100	363
DZ60	360	1100	486
DZ90	460	1050	570
DZ120	700	1000	786
DZ150	1500	800	860
DZ180	1260	800	910
DZ300	2725	560	1300
DZJ300	0~2725	680	1930
DZ400	4900	600	1980
DZJ400	0~4900	600	1980
DZ500	5880	600	2370
DZJ500	0~5880	600	2370

表 14.0.2-2 EP 系列液压偏心力矩可调振动沉拔桩锤的振动荷载

型号	可变偏心力矩范围 (N·m)	振动频率 (r/min)	振动荷载 (kN)
EP120	0~400	1100	560
EP160	0~700	1000	780
EP200	0~770	1100	1040
EP240	0~1500	860	1240
EP320	0~3000	690	1610
EP400	0~4000	660	1950
EP640	0~5800	680	3000

14.0.3 导杆式柴油打桩机的振动荷载，宜按表 14.0.3 的规定确定。

表 14.0.3 导杆式柴油打桩机的振动荷载

型号	打击频率 (1/min)	最大冲击能量 (N·m)	最大振动荷载 (kN)
DD18	45~60	37800	388
DD25	42~55	57500	565
DD35	40~52	89600	798
DD40	35~50	120000	1033
DD55	35~50	159000	1368
DD65	35~50	189000	1626
DD75	35~50	219000	1885
DD85	35~50	249000	2143
DD103	35~50	309000	2660
DD128	35~50	378000	3279
DD160	35~50	450000	4000
DD180	35~50	540000	4647
DD200	35~50	600000	5164
DD220	35~50	660000	5680

14.0.4 蒸汽动力打桩锤的振动荷载，宜按表 14.0.4 的规定确定。

表 14.0.4 蒸汽动力打桩锤的振动荷载

性能指标	型 号					
	CCCM-703	C-35	C-32	CCCM-742A	BP-28	C-231
冲击部分质量 (kg)	680	614	655	1130	1450	1130
最大振动荷载 (kN)	117	122	152	213	284	210
冲击能量 (N·m)	9060	10830	15880	18170	25000	18000
冲击频率 (1/min)	123	135	125	105	120	105

附录 A 往复式机器折算质量计算方法

A.0.1 往复式机器曲柄—连杆—活塞机构各部分的运动质量 (图 A.0.1-1、图 A.0.1-2), 宜按下列公式计算:

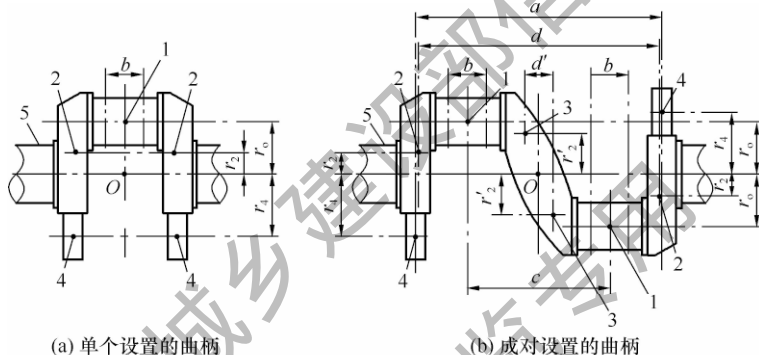


图 A.0.1-1 曲柄计算简图

- 1—曲柄销 m_1 ; 2—曲柄臂 (或端曲柄臂) m_2 ;
3—中间曲柄臂 m'_2 ; 4—平衡质量 m_4 ; 5—主轴

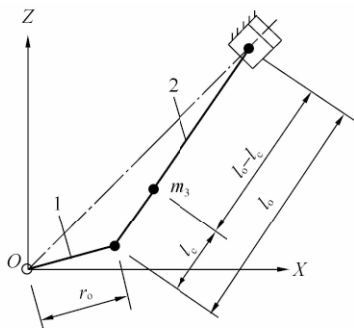


图 A.0.1-2 连杆质量分配图

- 1—曲柄; 2—连杆

1 单个设置的曲柄的旋转不平衡质量，宜按下式计算：

$$m_a = m_1 + 2 \frac{r_2}{r_o} m_2 + k \left(1 - \frac{l_c}{l_o} \right) m_3 - 2 \frac{r_4}{r_o} m_4 \quad (\text{A.0.1-1})$$

2 成对设置的曲柄的旋转不平衡质量，可取一个曲柄为基本计算单元，按下式计算：

$$m_a = m_1 + \frac{r_2 d}{r_o c} m_2 + \frac{r'_2 d'}{r_o c} m'_2 + k \left(1 - \frac{l_c}{l_o} \right) m_3 - \frac{r_4 a}{r_o c} m_4 \quad (\text{A.0.1-2})$$

3 各种曲柄的往复运动质量，可取一列气缸为基本计算单元，宜按下式计算：

$$m_b = m_c + \frac{l_c}{l_o} m_3 \quad (\text{A.0.1-3})$$

式中： m_a ——旋转不平衡质量，可取曲柄—连杆—活塞机构各部分换算到曲柄销的质量 (kg)；

m_b ——往复运动质量，可取曲柄—连杆—活塞机构各部分换算到十字头的质量 (kg)；

m_1 ——曲柄销的质量 (kg)；

m_2 ——单个曲柄臂（或端曲柄臂）的质量 (kg)；

m'_2 ——单个中间曲柄臂的质量 (kg)；

m_3 ——单个连杆的质量 (kg)；

m_4 ——单个平衡质量 (kg)；

m_c ——往复运动部件（包括十字头、活塞杆、活塞）的质量 (kg)；

r_o ——曲柄半径 (m)；

r_2 ——主轴至单个曲柄臂（或端曲柄臂）重心的距离 (m)；

r'_2 ——主轴至单个中间曲柄臂重心的距离 (m)；

r_4 ——主轴至单个平衡质量重心的距离 (m)；

l_o ——连杆长度 (m)；

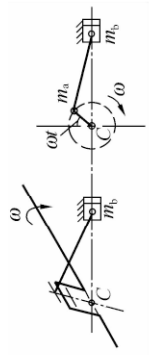
- l_c ——连杆重心至曲柄销的距离 (m), l_c/l_o 可取 0.3;
- k ——同一曲柄上所连接的连杆个数;
- a ——两个平衡质量重心的轴向间距 (m);
- b ——同一曲柄上所连接多个连杆的轴向间距 (m);
- c ——成对设置的两个曲柄中心的轴向间距 (m);
- d ——两个端曲柄臂重心的轴向间距 (m);
- d' ——两个单中间曲柄臂重心的轴向间距 (m)。

住房和城乡建设部信息中心
浏览专用

附录 B 常用往复式机器的振动荷载

B.0.1 常用往复式机器的振动荷载，宜按表 B.0.1 进行计算。

表 B.0.1 常用往复式机器的振动荷载计算公式

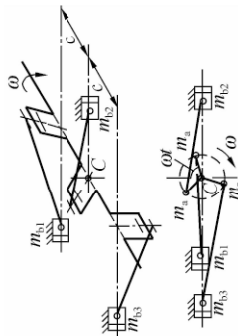
型式	简图	水平扰力 F_{vx}		竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转载矩 M_{vx}
		一阶	二阶	一阶	二阶	一阶
单 列 卧 式		通式	$r_0 \omega^2 (m_a + m_b) \sin \omega t$	$r_0 \omega^2 m_b \cos \omega t$	0	0
		最大值	$r_0 \omega^2 (m_a + m_b)$	$r_0 \omega^2 m_b$	0	0
		通式	$-r_0 \omega^2 \lambda m_b \cos 2\omega t$	0	0	0
		最大值	$r_0 \omega^2 \lambda m_b$	0	0	0

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转载矩 M_{vx}
一列对称平衡型		通式 $r_o \omega^2 (m_{b1} - m_{b2}) \cos \omega t$	0	$r_o \omega^2 c \left(m_a + \frac{m_{b1} + m_{b2}}{2} \right) \cos \omega t$	$-r_o \omega^2 c m_a \sin \omega t$
		最大值 $m_{b1} = m_{b2}$ 时 0	0	$r_o \omega^2 c (m_a + m_b)$	$r_o \omega^2 c m_a$
二阶		通式 $r_o \omega^2 \lambda (m_{b1} - m_{b2}) \cos 2\omega t$	0	$\frac{1}{2} r_o \omega^2 c \lambda (m_{b1} + m_{b2}) \cos 2\omega t$	0
		最大值 $m_{b1} = m_{b2}$ 时 0	0	$r_o \omega^2 c \lambda m_b$	0

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回扭力矩 M_{vx}
		$r_{c0}\omega^2 \left[\begin{aligned} &(m_{b1} - \\ &\frac{m_{b2} + m_{b3}}{2}) \sin\omega t \\ &+ \frac{\sqrt{3}}{2} (m_{b3} \\ &+ m_{b2}) \cos\omega t \end{aligned} \right]$	0	$r_{c0}\omega^2 c \left[\begin{aligned} &\left(\frac{3}{2} m_a + m_{b1} \right) \\ &\sin\omega t \\ &+ \frac{m_{b3}}{2} \\ &+ \frac{\sqrt{3}}{2} (m_a + \\ &m_{b3}) \cos\omega t \end{aligned} \right]$	$\frac{\sqrt{3}}{2} r_{c0}\omega^2 c m_a \\ (\sqrt{3} \cos\omega t + \sin\omega t)$
	一阶	通式 最大值 $m_{b1} =$ $m_{b2} =$ $m_{b3} =$ 时	0	$\sqrt{3} r_{c0}\omega^2 c (m_a + m_b)$	$\sqrt{3} r_{c0}\omega^2 c m_a$
	二阶	$r_{c0}\omega^2 \lambda \left[\begin{aligned} &(m_{b1} + \\ &\frac{m_{b2} - m_{b3}}{2}) \cos 2\omega t \\ &+ \frac{\sqrt{3}}{2} (m_{b2} \\ &+ m_{b3}) \sin 2\omega t \end{aligned} \right]$	0	$r_{c0}\omega^2 c \left[\begin{aligned} &(m_{b1} \\ &+ \frac{m_{b3}}{2}) \cos 2\omega t \\ &- \frac{\sqrt{3}}{2} m_{b3} \sin 2\omega t \end{aligned} \right]$	0
		最大值 $m_{b1} =$ $m_{b2} =$ $m_{b3} =$ 时	0	$\sqrt{3} r_{c0}\omega^2 c \lambda m_b$	0

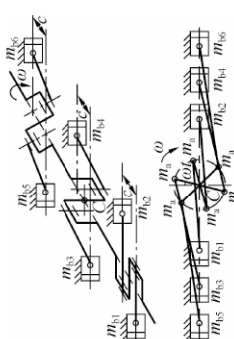


三列对置式

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转力矩 M_{vx}
		$r_0 \omega^2 [(m_{h2} - m_{h1}) \sin \omega t + (m_{h4} - m_{h3}) \cos \omega t]$	0	$r_0 \omega^2 c [m_a + m_{b1}] \sin \omega t + (m_a + m_{b4}) \cos \omega t$	$r_0 \omega^2 c m_a (\cos \omega t - \sin \omega t)$
一阶		0	0	$\sqrt{2} r_0 \omega^2 c (m_a + m_b)$	$\sqrt{2} r_0 \omega^2 c m_a$
二阶		$r_0 \omega^2 \lambda (m_{h2} - m_{h1} + m_{b4} - m_{b3}) \times \cos 2\omega t$	0	$r_0 \omega^2 c (m_{b1} + m_{b4}) \cos 2\omega t$	0
型式	四列对称平衡型 I	0	0	$2 r_0 \omega^2 c m_b$	0

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}				竖向扰力 F_{vz}				扭转力矩 M_{vz}				回转力矩 M_{vx}				
		一阶	通式	$\frac{1}{2}r_{\omega\omega}^2 [(m_{b1} - m_{b2} + 2m_{b3} - 2m_{b4} + m_{b5} - m_{b6}) \sin\omega t + (m_{b1} - m_{b2} - m_{b5} + m_{b6}) \sqrt{3} \cos\omega t]$				0				$-r_{\omega\omega}^2 c \left[\left(\frac{2m_b}{2} + \frac{m_{b1} + m_{b6}}{2} + m_{b3} \right) \sin\omega t + \frac{m_{b1} - m_{b6}}{2} \sqrt{3} \cos\omega t \right]$				$-2r_{\omega\omega}^2 m_a \cos\omega t$		
六列对称平衡型		最大值 m_{bi} 皆同	0				0				$2r_{\omega\omega}^2 c (m_a + m_b)$				$2r_{\omega\omega}^2 m_a$			
		通式	$\frac{1}{2}r_{\omega\omega}^2 [(m_{b2} - m_{b1} + 2m_{b3} - 2m_{b4} - m_{b5} + m_{b6}) \cos 2\omega t + (m_{b1} + m_{b5} - m_{b6}) \sqrt{3} \sin 2\omega t]$				0				$r_{\omega\omega}^2 c \lambda \left[\left(\frac{m_{b1} + m_{b6}}{2} - m_{b3} \right) \cos 2\omega t + \frac{\sqrt{3}}{2} (m_{b1} - m_{b6}) \sin 2\omega t \right]$				0			
		最大值 m_{bi} 皆同	0				0				0				0			

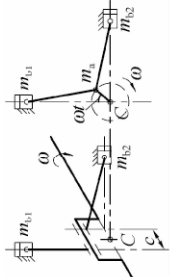
续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}		竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转载矩 M_{vx}
		一阶	二阶			
单列立式		通式	$r_0 \omega^2 m_a \sin \omega t$	$r_0 \omega^2 (m_a + m_b) \cos \omega t$	0	0
		最大值	$r_0 \omega^2 m_a$	$r_0 \omega^2 (m_a + m_b)$	0	0
		通式	0	$r_0 \omega^2 \lambda m_b \cos 2\omega t$	0	0
		最大值	0	$r_0 \omega^2 \lambda m_b$	0	0
双列立式		通式	0	$r_0 \omega^2 (m_{b1} - m_{b2}) \cos \omega t$	$r_0 \omega^2 c m_a \sin \omega t$	$r_0 \omega^2 c \left(m_a + \frac{m_{b1} + m_{b2}}{2} \right) \cos \omega t$
		最大值 $m_{b1} = m_{b2}$ 时	0	0	$r_0 \omega^2 c m_a$	$r_0 \omega^2 c (m_a + m_b)$
		通式	0	$r_0 \omega^2 \lambda (m_{b1} + m_{b2}) \cos 2\omega t$	0	$r_0 \omega^2 c \lambda \left(\frac{m_{b1} - m_{b2}}{2} \right) \cos 2\omega t$
		最大值 $m_{b1} = m_{b2}$ 时	0	$2r_0 \omega^2 \lambda m_b$	0	0

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转载矩 M_{vx}	
三列立式		一阶	通式	$r_0 \omega^2 \left[\begin{aligned} & \left(\frac{m_{b1}}{2} + \frac{m_{b3}}{2} \right) \\ & \cos \omega t + \frac{\sqrt{3}}{2} \\ & (m_{b2} - m_{b3}) \sin \omega t \end{aligned} \right]$	$\frac{\sqrt{3}}{2} r_0 \omega^2 c m_a$ $(\sqrt{3} \sin \omega t - \cos \omega t)$	$r_0 \omega^2 c \left[\begin{aligned} & \left(\frac{3}{2} m_a \right. \\ & \left. + m_{b1} + \frac{m_{b3}}{2} \right) \\ & \cos \omega t + \frac{\sqrt{3}}{2} \\ & (m_a + m_{b3}) \sin \omega t \end{aligned} \right]$
		二阶	通式	$r_0 \omega^2 \lambda \left[\begin{aligned} & \left(\frac{m_{b1}}{2} + \frac{m_{b3}}{2} \right) \\ & \cos 2\omega t - \frac{\sqrt{3}}{2} \\ & (m_{b2} - m_{b3}) \sin 2\omega t \end{aligned} \right]$	$\sqrt{3} r_0 \omega^2 c m_a$	$r_0 \omega^2 c \lambda \left[\begin{aligned} & m_{b1} \cos 2\omega t \\ & + m_{b3} \left(\frac{1}{2} \cos 2\omega t \right. \\ & \left. - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\omega t \right) \end{aligned} \right]$
		最大值 m_{b1} 时 m_{b2} 时 m_{b3} 时	0	0	$\sqrt{3} r_0 \omega^2 c (m_a + m_{b1})$	
		最大值 m_{b1} 时 m_{b2} 时 m_{b3} 时	0	0	$\sqrt{3} r_0 \omega^2 c m_b$	

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转载矩 M_{vx}	
		通式	$r_0 \omega^2 (m_a + m_{b1}) \cos \omega t$	0	0	
		最大值	$r_0 \omega^2 (m_a + m_{b1})$	0	0	
		通式	$-r_0 \omega^2 \lambda m_{b2} \cos 2\omega t$	$r_0 \omega^2 \lambda m_{b1} \cos 2\omega t$	0	0
		最大值	$r_0 \omega^2 \lambda m_{b2}$	$r_0 \omega^2 \lambda m_{b1}$	0	0
		一阶				
		二阶				

单丁型

续表 B.0.1

型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回转载矩 M_{vx}
单 V 型		通式 $0.707r_0\omega^2 \left[\begin{aligned} &m_b \\ &+ m_{b1} \sin\omega t \\ &- (m_b + m_{b1}) \cos\omega t \end{aligned} \right]$	$0.707r_0\omega^2 \left[\begin{aligned} &m_b \\ &+ m_{b1} \cos\omega t \\ &+ (m_b + m_{b1}) \sin\omega t \end{aligned} \right]$	0	0
		一阶 最大值 $m_{b1} = m_{b2}$ 时 $r_0\omega^2 (m_b + m_b)$	0	0	0
单 V 型		通式 $-0.707r_0\omega^2 \lambda \left(\begin{aligned} &m_{b1} \\ &+ m_{b2} \cos 2\omega t \end{aligned} \right)$	$0.707r_0\omega^2 \lambda \left(\begin{aligned} &m_{b1} \\ &- m_{b2} \cos 2\omega t \end{aligned} \right)$	0	0
		二阶 最大值 $m_{b1} = m_{b2}$ 时 $\sqrt{2}r_0\omega^2 \lambda m_b$	0	0	0

续表 B.0.1






型式	简图	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	扭转力矩 M_{vz}	回扭力矩 M_{vx}	
单 W 型		通式	$r_0 \omega^2 \left(m_a + \frac{3}{2} m_{b1} \right) \sin \omega t$	$r_0 \omega^2 \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} + m_{b2} \right) \cos \omega t$	0	
		一阶	最大值	$r_0 \omega^2 \left(m_a + \frac{3}{2} m_{b1} \right)$	$r_0 \omega^2 \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} + m_{b2} \right)$	0
		二阶	通式	$\frac{3}{2} r_0 \omega^2 \lambda m_{b1} \sin 2\omega t$	$r_0 \omega^2 \lambda \left(m_{b2} - \frac{1}{2} m_{b1} \right) \cos 2\omega t$	0
		最大值	$\frac{3}{2} r_0 \omega^2 \lambda m_{b1}$	$r_0 \omega^2 \lambda \left(m_{b2} - \frac{1}{2} m_{b1} \right)$	0	

续表 B.0.1

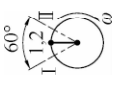
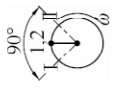
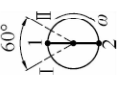
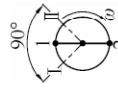
型式	简图	水平扰力 F_{vx}				扭转力矩 M_{vz}				竖向扰力 F_{vz}				扭转力矩 M_{vx}			
		通式	最大值	通式	最大值	通式	最大值	通式	最大值	通式	最大值	通式	最大值	通式	最大值		
双 W 型		一阶	二阶	一阶	二阶	一阶	二阶	一阶	二阶	一阶	二阶	一阶	二阶	一阶	二阶		
		0 $3r_0\omega^2\lambda m_{b1}\sin 2\omega t$	0 $3r_0\omega^2\lambda m_{b1}\sin 2\omega t$	0 $r_0\omega^2\lambda(2m_{b2} - m_{b1})\cos 2\omega t$	0 $r_0\omega^2\lambda(2m_{b2} - m_{b1})\cos 2\omega t$	0 $3r_0\omega^2\lambda m_{b1}$	0 $3r_0\omega^2\lambda m_{b1}$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \cos \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \cos \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \sin \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \sin \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \cos \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \cos \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \sin \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \sin \omega t$	0 $r_0\omega^2 c \left(m_a + \frac{1}{2} m_{b1} \right) \cos \omega t$	

B. 0.2 常用往复式发动机的振动荷载，宜按表 B. 0.2 进行计算。

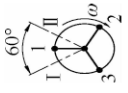
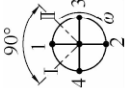
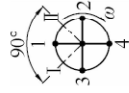
表 B. 0.2 常用往复式发动机振动荷载计算公式

型式	缸数	曲柄端视图	谐次	水平扰力 F_{vx}	竖向扰力 F_{vz}	回转力矩 M_{vx}	扭转力矩 M_{vz}
立式	1		一谐	$r_c \omega^2 m_a$	$r_c \omega^2 (m_a + m_b)$	0	0
			二谐	0	$r_c \omega^2 \lambda m_b$	0	0
	2		一谐	0	0	$r_c \omega^2 c (m_a + m_b)$	$r_c \omega^2 m_a$
			二谐	0	$2r_c \omega^2 \lambda m_b$	0	0
	3		一谐	0	0	$\sqrt{3} r_c \omega^2 c (m_a + m_b)$	$\sqrt{3} r_c \omega^2 m_a$
			二谐	0	0	$\sqrt{2} r_c \omega^2 \lambda m_b$	0
	4		一谐	0	0	$\sqrt{2} r_c \omega^2 c (m_a + m_b)$	$\sqrt{2} r_c \omega^2 m_a$
			二谐	0	0	$4r_c \omega^2 \lambda m_b$	0
	4		一谐	0	0	0	0
			二谐	0	$4r_c \omega^2 \lambda m_b$	0	0

续表 B.0.2

型式	缸数	曲柄端视图	谐波	水平扰力 F_{rx}	竖向扰力 F_{ry}	回转力矩 M_{rx}	扭转力矩 M_{rz}
V 型	2		一谐	$r_o \omega^2 (m_a + 2m_b)$	$r_o \omega^2 m_a$	0	0
			二谐	0	0	0	0
	2		一谐	$r_o \omega^2 (m_a + m_b)$	$r_o \omega^2 (m_a + m_b)$	0	0
			二谐	$\sqrt{2} r_o \omega^2 \lambda m_b$	0	0	0
	4		一谐	0	0	$r_o \omega^2 c m_b$	$r_o \omega^2 c (m_a + 2m_b)$
			二谐	0	0	0	0
	4		一谐	0	0	$r_o \omega^2 c (m_a + m_b)$	$r_o \omega^2 c (m_a + m_b)$
			二谐	$2\sqrt{2} r_o \omega^2 \lambda m_b$	0	0	0

续表 B.0.2

型式	缸数	曲柄端视图	谐波	水平扰力 F_{rx}	竖向扰力 F_{rz}	回转力矩 M_{rx}	扭转力矩 M_{rz}
V 型	6		一谐	0	0	$\sqrt{3}r_0\omega^2 c(m_a + 1.5m_b)$	$\sqrt{3}r_0\omega^2 c(m_a + 0.5m_b)$
			二谐	0	0	$0.866r_0\omega^2 \lambda m_b$	$0.866r_0\omega^2 \lambda m_b$
	8		一谐	0	0	$\sqrt{2}r_0\omega^2 c(m_a + m_b)$	$\sqrt{2}r_0\omega^2 c(m_a + m_b)$
			二谐	0	0	0	$\sqrt{2}r_0\omega^2 \lambda m_b$
	8		一谐	0	0	$3.162r_0\omega^2 c(m_a + m_b)$	$3.162r_0\omega^2 c(m_a + m_b)$
			二谐	0	0	0	$3.162r_0\omega^2 \lambda m_b$

注: 1 m_a 及 m_b 应分别按附录 A 式(A.0.1-1)~式(A.0.1-3)计算;

2 往复发动机的振动荷载, 按表 B.0.2 计算后, 宜乘以增大系数, 增大系数宜取 1.10~1.35, 扰力或扰力矩平衡较好时取小值, 否则取大值;

3 立式 6 缸和 V 型 12 缸及其以上机型的惯性力均已平衡, 各项扰力和扰力矩均为 0, 未列入表中。

附录C 破碎机的振动荷载

C.0.1 颚式破碎机的振动荷载，宜按表 C.0.1 确定。
表 C.0.1 颚式破碎机动力参数及振动荷载

参数	单位	型号规格									
		复摆 (PEF)					简摆 (PEJ)				
		400×250	600×400	600×400	900×600	1200×900	1200×900	1500×1200	2100×1500		
主轴转速	r/min	310	250	260	250	225	180	135	100		
偏心轴质量	kg	61	152	151	437	1180	1034	2255	3572		
连杆质量	kg	—	—	—	—	—	3215	6876	14377		
平衡块质量	kg	8	57	—	58	89	—	—	—		
动颞质量	kg	726	1224	1000	3490	9066	7975	19190	39644		
偏心距	m	0.010	0.010	0.012	0.019	0.020	0.030	0.085	0.040		
水平振动荷载	N	2000	10000	6000	11000	8000	59000	88000	104000		
竖向振动荷载	N	6000	6000	11000	13000	44000	47000	65000	81000		
振动荷载高度	m	0.900	1.100	1.200	1.600	2.400	1.500	2.000	2.400		
机器质量	kg	2700	6500	6500	16900	46700	61700	123900	220000		

C.0.2 圆锥破碎机的振动荷载，宜按表 C.0.2 确定。

表 C.0.2 圆锥破碎机动力参数及振动荷载

型号规格		主轴转速 (r/min)	水平振动 荷载 (N)	振动荷载 高度 (m)	机器质量 (kg)	
弹 簧 式	φ900	PYB、PYZ	333	4000	1.30	9300
		PYD		6000	1.00	9600
	φ1200	PYB、PYZ	300	10000	1.10	23300
		PYD		7000	1.10	23900
	φ1750	PYB、PYZ	245	12000	2.30	48700
		PYD		10000	2.40	48700
	φ2200	PYB、PYZ	220	73000	1.80	80100
		PYD		76000	1.60	81400
	φ1650	PYB、PYZ	230	15000	3.00	40700
		PYD		15000	3.00	65000
φ2100	PYB、PYZ	200	50000	2.00	82700	
	PYD		50000	2.00	83000	
单 缸 液 压	900/135, 900/75		335	11000	1.10	8300
	900/60			8000	1.30	8300
	1650/285, 1650/230		250	18000	1.60	35800
	1650/100			12000	2.10	35600
	2200/350, 2200		200	41000	2.20	71400
	2200/130			22000	3.00	72500

C.0.3 旋回破碎机的振动荷载，宜按表 C.0.3 确定。

表 C.0.3 旋回破碎机振动荷载值

型号规格		主轴转速 (r/min)	水平振 动荷载 (N)	振动荷 载高度 (m)	机器质量 (kg)
轻 型	700/100	160	19000	1.30	43200
	900/130	140	32000	1.90	84700
	1200/150	125	54000	2.20	142000

续表 C.0.3

型号规格		主轴转速 (r/min)	水平振 动荷载 (N)	振动荷 载高度 (m)	机器质量 (kg)
单缸液压	500/60	160	15000	1.20	42400
	700/100	140	27000	1.80	89200
	900/130	125	40000	2.40	139100
	1200/160	110	65000	2.60	224100
	1400/170	105	86000	2.70	309800
	1600/180	100	122000	3.10	472800
老型号	500/75	145	13000	1.10	39800
	700/130	140	17000	2.10	81900
	900/150	125	41000	2.40	141800
	1200/180	110	58000	2.60	224100
颞旋	1000/100	140	53000	2.60	97300
	1000/150	140	49000	2.90	96000

C.0.4 锤式破碎机的振动荷载，宜按表 C.0.4 确定。

表 C.0.4 锤式破碎机振动荷载

型号规格	转子转速 (r/min)	转子质量 (kg)	振动荷载 (N)
φ800×600	800	910	12700
φ1000×1000	750	2100	25900
φ1250×1250	560	4200	28900
φ1400×1200	492	7800	41400
φ1400×1400	492	8300	44000
φ1600×1600	387	12500	41000
φ1800×1800	345	21500	56100
φ2000×1800	311	30200	64000
φ2000×2200	311	35700	75700
2-φ1800×1800	345	21500	56100
	345	21500	56100

注：表中振动荷载值所采用的偏心距 e_0 为 2mm。

C.0.5 反击式破碎机的振动荷载，宜按表 C.0.5 确定。

表 C.0.5 反击式破碎机振动荷载

型号规格	转子转速 (r/min)	转子质量 (kg)	振动荷载 (N)
$\phi 750 \times 700$	980	640	13550
$\phi 1000 \times 700$	680	1120	11350
$\phi 1100 \times 850$	980	1380	29000
$\phi 1100 \times 1200$	980	1970	41450
$\phi 1250 \times 1000$	505	3610	20170
2- $\phi 1250 \times 1250$	730	8140	95040
	980	7780	163710

注：表中振动荷载值所采用的偏心距 e_0 为 2mm。

本标准用词说明

1 为便于在执行本标准条文时区别对待，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，在条件许可时首先这样做的用词：
正面词采用“宜”；反面词采用“不宜”；
- 4) 表示有选择，在一定条件下可以这样做的用词，采用“可”。

2 条文中指明应按其他有关标准执行的写法为：“应符合……的规定”或“应按……执行”。

引用标准名录

- 1 《建筑结构荷载规范》GB 50009
- 2 《动力机器基础设计规范》GB 50040
- 3 《建筑结构可靠度设计统一标准》GB 50068
- 4 《机械振动 恒态（刚性）转子平衡品质要求 第1部分：规范与平衡允差的检验》GB/T 9239.1/ISO