

92131/11
25887

机器与汽轮机基础的 振动分析与设计

[匈牙利] A. 麦约尔 编著

张有龄等译

中国建筑工业出版社

本书归纳了机器基础设计的一些原理、方法和减振措施。首先叙述了各种振动理论, 机器基础的建筑材料及减振和吸音材料, 动力作用对土的影响及其测振仪表, 土的弹性性质的确定及土在动荷作用下的反应, 机器基础的计算原理。还分别详细地介绍了锤基础、曲柄传动的往复运动机器基础、汽轮机基础及其他几种机器基础的结构设计。对各种计算方法作了比较, 并简单地提到了房屋、桥梁与车辆的振动问题。

本书1961年曾用德文出版(书名为: *BERECHNUNG UND PLANUNG VON MASCHINEN-UND TURBINENFUNDAMENTEN*), 于1962年又用英文出版。英文版本由作者作了一些修改和补充, 我们按英文版本译出。译者对本书作了某些删节, 如删去了序言、第六篇水工结构动力学、第七篇数字例题、各章的小结(但图和公式的序号未变动)和部分段落。

参加本书翻译的有: 张有龄、吴汉庭、张连生、庞振远、王光煜等。

本书可供土木建筑和机械工业的设计、科研和教学人员参考。

A. Major

**VIBRATION ANALYSIS AND DESIGN OF
FOUNDATIONS FOR MACHINES AND TURBINES**

AKADÉMIAI KIADÓ, BUDAPEST

COLLET'S HOLDINGS LIMITED, LONDON

1962

* * *

机器与汽轮机基础的振动分析与设计

张有龄等译

(根据原中国工业出版社纸型重印)

*

中国建筑工业出版社出版(北京西外向东路19号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经销

北京印刷六厂印刷

*

开本: 787×1092毫米1/16 印张: 26 1/2 字数: 534千字

1966年5月第一版

1973年5月新一版 1973年5月第一次印刷

印数: 1—13,710册 定价: 3.00元

统一书号: 15040·3055

符 号

这里所列出的較重要的符号，在各个字母群中是按在本书中出現的先后次序排列的。

a_l	重量 G_l 距重心豎线的距离	C	离心力
a_d	有阻尼强迫振动的振幅	C_b	混凝土的立方强度
a_k	建筑物强迫振动的振幅	C_x	土的均匀压缩系数
a	弹性介质中压力波的传播速度	C_x	土的均匀侧移系数
a_1	臂长比(系数)	C_{φ}	土的非均匀压缩系数
A	一般振幅	C_{ψ}	土的非均匀侧移系数
A_d	有阻尼的振幅	C_{st}	静态弹簧常数
A_z	豎向振动振幅	C_d	动态弹簧常数
A_x	側向振动的水平振幅	γ_x, γ_y	质量慣矩比
A_{φ}	旋轉振动振幅	γ	在逐步漸近法中与 λ 成比的系数
A_{ψ}	扭轉振动振幅	γ_s	土的比重
A_1	基础振动振幅；构架梁的振动振幅	γ_v	土的容重
A_2	砧块振动振幅；构架柱的振动振幅	d	彈簧鋼的直径
A_3	彈簧下的基础振动振幅	D	相对密度
A_t	受拉鋼筋截面	D	彈簧圈的直径
A_x	基础側向振动振幅	D	管的直径
A_{φ}	基础旋轉振动振幅	δ_c	桩的弹性压缩
α	土应力的折减系数	δ_l	桩的刚体沉陷
α_1	有关鍛錘特性的系数	δ_1	受弯变位
α	橡胶彈簧自由面的增加	δ_2	受剪变位
α	同时出現的程度	δ_3	柱的压缩
b	填块厚	δ_s	土的变位
b_l	H_l 力矩经过弹性中心的距离	δ_h	上层楼板的变位
β_l	相应汽缸的曲柄变位	δ_H	由于单位力构架的水平变位
β	錐尖角	δ_c	基础单元由于扰力的水平或豎向靜作用所引起的变位
c	彈簧常数	Δ	对数衰减
c_1	下臥层的劲度系数	e	慣性中心与弹性中心間的距离
c_2	砧下填块的劲度	e_1	轉动质量的偏心
c_3	下臥层的劲度系数	e_2	碰撞偏心
c_{1sp}	一个单独彈簧的劲度	e_c	离心合力对弹性中心的偏心
c_2	梁的抗剪劲度系数	e	管壁厚
c_1	柱的抗剪劲度系数	E	楊氏模量
c_l	单独构架的抗剪劲度系数	E_2	填块的弹性模量
c_d	消能器的劲度系数	E_0	錘的碰撞能量
c_k	建筑物的劲度系数	E_c	軟木的弹性模量
c_d	有阻尼振动的劲度系数	ϵ	隙比
c_z	豎向劲度系数	ϵ	橡胶应变
c_x	水平劲度系数	ϵ	水的弹性模量
c_{φ}	在豎平面旋轉的劲度系数	f	活塞表面积
c_{ψ}	在水平面旋轉的劲度系数	f_a	相应于錘头单位重的底面积
c	波速		

f_2	鍛錘基礎中由於基礎重與砧重所引 起的靜沉陷	k_z, k_x, k_y	C_z, C_x, C_y 的比值
f_0	二十章中的固有頻率	k_c	碰撞係數
F_2	填塊的底面積	k	構架常數
F_1	基礎的底面積	K_z	豎向擾力 z 分量
F_b	構架梁的截面	K_x	水平擾力 x 分量
F_c	柱的截面	K_y	水平擾力 y 分量
F_t, F_f	橡膠塊的受載面與自由面	l^*	樁的臨界長度
Φ	房屋與土的振幅比	l	樁長
ζ	質量力距旋轉中心的豎距離	l_0	構架梁長
ζ	固有頻率對轉/分之比	L_1	鏈杆重心距大頭的距離
g	引力加速度	L	鏈杆長
G_h	在計算水平固有頻率時的上層樓板 重	λ	固有圓頻率
G^*	剪切模量	λ_z	豎向固有圓頻率
G_n	基礎重	λ_z	錘基礎的豎向固有頻率
G_m	機器重	λ_b	砧的豎向極限頻率
G_0	錘頭重	λ_φ	基礎受彎固有極限頻率
G_2	砧重	λ_x	基礎受剪固有極限頻率
G_1	架座重與基礎上填土重	λ_1, λ_2	圓頻率
G_s	架座重	λ_ψ	受扭固有頻率
G_3	彈簧以下基礎重	λ_b	絕對剛性柱上橫梁的極限固有頻率
G_r	當基礎與構架結成整體時轉子的重 量	λ_c	絕對剛性梁上柱的極限固有頻率
G	基礎與構架剛結後的基礎重	m	質量
G	通風開關的時間常數	m_0	錘頭質量；曲軸承傳到梁上機械設 備荷重的集中質量；偏心塊質量
η	錘頭速度公式中修正係數	m_1	錘基礎與機架的質量；作用於柱端 的當量質量
h_0	落程	m_2	砧質量；橫梁假定集中於跨中的當 量質量
h	由載荷 P 壓縮下的彈簧高度	m_a	作用在曲柄上推動機件運動部分的 質量；縱梁與所承機械設備的質量
h_0	構架柱的高度	m_b	作用在叉頭上曲柄運動部分的質 量；梁的質量；運動破碎板的質量
H'	水平質量力	m_c	柱的質量；懸臂的質量
H_n	構架的水平勁度	m_d	平衡重質量；振動衰減器的質量
H_d	水平動力	m_x	主軸與其附設破碎錘的質量
$\Theta_x, \Theta_y, \Theta_z$	對通過機器與基礎總重心 $x, y,$ z 軸的質量慣矩	m_b	曲柄、齒輪及其平衡重等附件的質 量
Θ_{sx}, Θ_{sy}	對通過底面重心軸的質量慣矩	m'	在 O 點的相應質量
Θ	對慣性中心當量質量的質量慣矩	m', m''	平衡重質量
i	汽缸數	m_k	建築物與機器的相應的質量
i	圈數	m_M	機器的質量
i_1	錘基礎的慣性半徑	$M(\sin \omega t)$	周期擾力矩
I	平面基礎的慣矩	M_x, M_y, M_z	擾力矩對 x, y, z 軸的分量
I'_x, I'_y	平面基礎的慣矩	M'_x, M'_y, M'_z	質量力矩
I'_z	平面基礎的圓極慣矩	M_{xd}, M_{yd}, M_{zd}	動態力矩
I_b	梁的慣矩	M_s	摩擦力矩
I_c	柱的慣矩	M_{sD}	彈簧力矩
k	在計算錘基礎均勻壓縮係數 C_z 中的 修正係數	M_v	側傾力矩
k	線性阻尼力常數		

μ	疲劳系数		距离
μ_t	基础与锤头的质量比	R	曲柄半径; 破碎机扰力
μ_m	砧与锤头的质量比	R_1	旋轉軸重心线与曲柄軸間的距离
μ_1	砧与基础的质量比	ρ	軸变位; 土的密度
μ_3	弹簧支承以上锤基础与弹簧支承以下底板质量比	s	机器与基础組合重心离支承基础弹性层面的距离; 单桩的圓周; 旋轉部分重心点的临时位置
μ	在計算汽輪机上层板自振頻率质量比	s_2	由单位荷重所引起构架梁的变位
n	每秒轉数	σ	泊松比; 应力
$2n$	线性阻尼力常数	σ_D	允許土应力
n_a	相当于锤头单位重的基础重	σ_{perm}	允許应力
n_m	相当于锤头单位重的机器重	σ_{st}	靜应力
n_1	弹簧匣个数	σ_d	动应力
n_2	弹簧数	t	鋼筋的允許拉应力
N	每分轉数	T	一周時間
N_m	机器轉速	T_1, T_2	拉索塔的索拉力
N_o	机器的運轉速度	T	管道开关的关闭時間
N_z	豎向固有頻率	φ	相角
N_e	固有頻率	φ	锤基础的开始旋轉角速度
N_ψ	水平面中扭轉固有頻率	φ_0	在計算汽輪机基础水平固有頻率中所引起的輔助值
N_h, N_{eh1}, N_{eh2}	上层板水平固有頻率	v	当砧与基础固結时, 基础质量的速度
N_y	以系数 $(1 \pm \alpha_e)$ 修正后的汽輪机基础的固有頻率		度
N_k	梁的临界頻率	v_M	锤头速度
ν	动力系数	v_2	砧速度
ν_z	豎向振动的动力系数	V'	豎向质量力
ν_r	共振情况下的动力系数	V_d	豎向动力
ν_d	有阻尼情况下的动力系数	ψ	基础扭轉角
O'	軸承的临时位置	ψ	减振器弹性連系的內阻力比值
p_1, p_2	离重心线的旋轉中心	W_1	非同步电动机的輸出能量
p	活塞上的平均压力	W_2	延压机电动机的需要能量
p	橡胶块上的应力	W	临时旋轉軸与旋轉部分的相交点
P_d	豎向动力	x	水平距离
P_t	扰力	x_s	旋轉中心的座标
P_{1sp}	单个弹簧上的允許荷載	y_0	离重心的水平距离
P_z	破碎机的豎向质量力	z	豎向变位
P_x	破碎机的水平质量力	z_1	锤基础的豎向变位
ξ	质量力旋轉中心的水平距离	z_2	砧的豎向变位
q	相对含水量	z'	軸承升高
q_1	曲柄重	z	W 对 O 点的高度
q_2	活塞、活塞杆与叉头的反复运动部分重量	z_s	旋轉軸的座标
q_3	連杆重	ω	圓周运动的角速度; 扰力的圓頻率
Q	基础的荷重	ω_0	固有振动的圓頻率
Q	减振器所产生的慣力	ω_a	吸振器的固有頻率
Q	時間 t 內經過管內的流量	ω_k	建筑物的固有頻率
r_t	破碎机軸与主軸重心間的距离	ω_d	减振器的固有頻率
r_n	破碎机主軸与偏心块軸重心线間的距离	ω_k	机器扰力振动固有頻率
		$\omega_{1,2}$	建筑物与减振器的偶合固有頻率

目 录

符 号

第一篇 机器基础的理论与应用

第一章 一般机器基础	1
1. 机器基础的重要性	1
2. 一般计算方法	2
第二章 振动理论的基本原理	2
1. 简谐振动, 匀速圆周运动	3
2. 无阻尼的自由振动	5
3. 振动中的能量情况	7
4. 有阻尼的自由振动	8
5. 强迫振动	10
A) 无阻尼的强迫振动 (10) B) 有阻尼的强迫振动 (11) C) 双质点体系的无阻尼强迫振动 (16) D) 双质点体系的有阻尼强迫振动 (17)	
6. 机器基础的强迫振动	19
7. 基本体系的固有频率	22
A) 多自由度体系的精确解 (23) B) 多质点体系的直线振动 (28) C) 单质点及双质点体系的横向振动 (32) D) 无限自由度体系的振动 (33) E) 近似解 (37)	
8. 固有频率的试验验算	40
第三章 机器基础与机器的分类	41
1. 简单的块式基础	41
2. 复杂的基础	42
第四章 机器基础设计的基本原理	43
第五章 机器基础的建筑材料	44
1. 在反复荷载作用下材料的性能	44
2. 材料的弹性性能	46
3. 结构中常用作承荷与传荷的建筑材料	46
A) 砖 (46) B) 石 (46) C) 素混凝土 (46) D) 钢筋混凝土 (47) E) 金属 (48) F) 木料 (48)	
4. 吸振与吸音材料	48
A) 软木 (49) B) 橡胶 (49) C) 毛毡 (50) D) 聚氯乙烯 (50) E) 吸振木料 (51) F) 金属结构 (51)	
5. 保护机器基础的材料	53

第二篇 土的动力研究 振动器 测振仪表 土动力学的 理論与实践 机器基础分析原理 实验研究

第六章 动力作用对土的影响及其检验	54
1. 土的动力研究一般情况	54
2. 用于土动力研究的仪器	55
A) 动力发生设备 (55) B) 测振仪器 (58)	
3. 测振方法	71
4. 土研究的实践	72
5. 对现有基础的考查	74
6. 机器与房屋基础测振中的一个同时同步新方法	79
7. 用模型振动台研究振动	83
8. 土的动力研究及其成果	87
第七章 土的弹性性质的理论与实用确定法	93
1. 表示土的弹性变形特性的常数	93
A) 胡克定律 (93) B) 楊氏模量 (94) C) 泊松比——土的弹性模量 (94)	
2. 土的弹性变形	95
A) 土的均匀压缩 (96) B) 土的非均匀压缩 (98) C) 土的均匀位移 (99)	
D) 土的非均匀位移 (99)	
3. 桩基的弹性分析	100
A) 桩基研究 (100) B) 群桩研究 (102) C) 作用于桩基上的竖向偏心荷载 (102)	
D) 作用于桩基上的水平荷载 (103)	
第八章 在动荷载下土的性能	103
1. 在动荷载下土的摩擦力与粘結力	103
2. 粘滞系数	103
3. 孔隙比	104
4. 相对密度	105
5. 密度、振幅与振动方向的相互关系	105
6. 振动压缩曲线	106
7. 相对含水量对振动压密的影响	107
8. 振动持续时间对土的压密的影响	107
9. 最小振动压密	107
10. 由于静压力与振动同时作用所发生的沉降	108
A) 当仅有土的振动粘滞性阻力作用于侧面时物体的沉降 (109) B) 由于正面振动而引起的物体沉降 (109)	
11. 控制振动沉降的方法	110
第九章 对于控制确定具有动荷载机器基础的容許土应力的一些考虑	111
第十章 机器基础的計算原理	112
1. 基础的竖向振动	112
A) 不考虑土阻尼作用的基础竖向振动 (112) B) 考虑土阻尼作用的基础竖向振动 (114) C) 土的阻尼作用对基础竖向强迫振动的影响 (117)	

2.基础的旋轉振动	119
3.基础的水平位移振动	120
4.基础同时具有豎向位移与水平位移,綫位移与旋轉位移的振动	121
A) 振动运动的微分方程式 (121) B) 基础的固有振动 (123) C) 基础的强迫振动 (125) D) 基础与机器质量有偏心时对固有頻率的影响 (126)	
第十一章 基础振动的实验研究	127
1.豎向振动的检验	127
2.阻尼系数的实验研究	129
3.桩基振动的检验	130
4.水平振动的检验	130
第三篇 机器基础的結構設計与分析	
第十二章 錘基础	131
1.构造类型	131
A) 由电动机传动的錘 (131) B) 蒸汽錘及空气錘 (134)	
2.設計原則	138
3.荷載資料	140
第十三章 錘基础計算	140
1.概論	140
2.分析理論	141
A) 基本計算数据 (141) B) 固有頻率的确定 (143) C) 振幅的确定 (146) D) 容許振幅的确定 (147) E) 弹性系数的确定 (147) F) 錘基础重及底面积的初步估算 (149) G) 动力的确定 (151) H) 当基础与土层間設有弹簧时錘基础的計算 (152)	
3.錘基础計算方法的比較及建議的計算步骤	153
4.錘基础的計算	155
A) 直接放在地上的錘基础的計算 (155) B) 基础与土之間設置弹性支承的錘基础的計算 (156)	
5.錘基础的結構設計	158
A) 下設弹簧的錘基础的构造 (160) B) 上設弹簧的錘基础的构造 (160)	
6.鋼筋混凝土錘基础构造的建議方案	160
第十四章 曲柄传动的往复运动机器基础	163
1.构造类型	163
A) 蒸汽机 (163) B) 柴油机及煤气机 (166) C) 容积压缩机 (169) D) 容积泵 (169)	
2.建議的設計方案	171
3.确定尺寸的原則	174
第十五章 往复运动机器基础的計算	174
1.概論	174
2.設計理論	174
A) 基本原則 (174) B) 扰动力的計算 (175) C) 形心的确定 (178) D) 质量慣	

V

矩的确定 (178)	E) 底面慣矩的确定 (179)	F) 弹性垫层的劲度系数 (180)
G) 固有频率的计算 (183)	H) 振幅的确定 (185)	I) 作用在基础上的力 (187)
3. 往复运动机器基础计算方法的比较及其建议的计算程序	195	
4. 计算步骤	196	
5. 基础尺寸的确定	197	
第十六章 汽轮机基础	197	
1. 汽轮机组的分类	198	
A) 按照转速划分的汽轮机的分类 (193)	B) 汽轮机组的布置 (198)	C) 汽轮发电机的分类及其工艺 (204)
D) 汽轮机组的类型 (211)		
2. 关于汽轮发电机基础用料经济性的探讨	228	
3. 作用于汽轮机基础上的荷载	230	
A) 静荷载 (231)	B) 活荷载 (232)	
第十七章 汽轮机基础的计算方法	233	
1. 概論	233	
2. 计算理论	234	
A) 计算的基本原则 (234)	B) 离心力的动力效应 (239)	C) 扰动力的确定 (245)
D) 固有频率计算 (248)	E) 振幅的确定 (262)	F) 高度超共振后的钢结构基础的某些特殊问题 (267)
G) 实用的简化分析 (270)	H) 汽轮机基础分析中有关的横向振动问题 (272)	I) 动力 (273)
3. 汽轮机基础计算方法的比较	279	
4. 计算步骤	283	
A) 组合法 (283)	B) 确定振幅的计算步骤 (供复核用) (284)	
5. 设计的基本原则	285	
第十八章 其他机器	286	
1. 滚轧机基础	286	
A) 设计荷载 (287)	B) 设计工作的注意事项 (287)	C) 动力 (291)
2. 锻压机	293	
3. 落锤基础	296	
4. 破碎机基础	297	
A) 颚式破碎机基础 (297)	B) 锥式破碎机基础 (297)	C) 碾磨机基础 (300)
5. 机床基础	301	
A) 设计资料 (301)	B) 设计要点 (301)	
6. 楼板上的机器基础	303	
A) 基础设计原则 (303)	B) 确定楼板固有频率的简单方法 (305)	
第十九章 机器基础的结构细则	305	
1. 浇注基础及其与上层结构的连接	306	
2. 基础的模板、配筋和浇注	306	
A) 模板 (306)	B) 配筋 (307)	C) 浇注混凝土 (313)
3. 钢筋混凝土机器基础的维修与扩大	313	
4. 机器基础、楼板及其与房屋的连接	313	

5. 連接构件.....	314
6. 基础上机器的安装。楼盖連接。底面灌浆.....	320
7. 用角鋼保护边缘.....	321
8. 預应力混凝土基础.....	322
9. 解除現有基础共振的措施.....	323
10. 沉降地区的机器基础.....	323
11. 基础的上层鋼結構.....	324
12. 磚基础.....	324
13. 經濟基础。空心基础.....	324
A) 可不考虑动力的小型机器的基础 (324) B) 承受較大动应力的基础 (325)	
14. 預制基础.....	326

第四篇 减少振动的机械方法

第二十章 减少振动的机械方法.....	327
1. 概說.....	327
2. 临界轉速.....	328
3. 內平衡.....	331
4. 多缸机器的內平衡.....	346
5. 防振器.....	348
6. 吸振器.....	352
7. 橡胶弹簧减振器.....	357
A) 隔振原理 (357) B) 橡胶特性 (359) C) 确定橡胶弹簧的尺寸 (361)	
8. 柔性联轴节.....	370

第五篇 房屋、桥梁与車輛的振动

第二十一章 房屋、桥梁与車輛的振动.....	374
1. 振动对人身体的影响.....	374
2. 振动影响的确定.....	377
3. 房屋中观察到的现象及其由于振动的影响.....	378
A) 疲劳 (378) B) 振动的传播 (378) C) 确定結構构件中因振动引起的应力 (380) D) 振动的范围 (381) E) 房屋中产生不良振动的实例 (382)	
4. 防振.....	383
A) 振源处之防振 (383) B) 由风引起的房屋振动 (384) C) 高烟囱的振动 (386) D) 塔的振动 (386) E) 塔式机器厂房的振动 (388) F) 用吸振器防止仪器振动 (390)	
5. 吊車与吊車梁的动力.....	391
6. 桥梁的动应力.....	393
7. 車輛产生的振动.....	397
参考文献.....	399
中外文人名对照表.....	412

第一篇 机器基础的理论与应用

第一章 一般机器基础

在詳細叙述机器基础之前，让我们先看看它在土木与机械工程设计中的重要性。

1. 机器基础的重要性

所有机器基础，除了小型的之外，都应当作为严格的工程问题来对待，大者产生动荷载而引起振动，如果设计者要谋求一个既满足技术要求而又经济的解决方案，就必须考虑到这种振动。对静荷基础而言，只要知道荷载值和地基的试验资料就够了，但有动荷载的机器基础对设计者来说问题就复杂得多。建造这类基础时，为了避免有害的不均匀沉陷和裂缝，静动荷载的影响均需考虑。更进一步还必需谨慎的保证机器的平稳运转，以免在基础和地基产生不利振动。如机器不放置在地上时，则其支承楼板可能传播振动至其附近周围。

机器底座一般承受重荷，因而要求宽或深的基础，有时构筑物是在地下水位以下，则需采用桩基或沉箱，常常又需谨慎的防止热或化学作用和有害振动的影响。在设计房屋平面布置时，机器基础的要求就必需事先考虑周到。安装在房屋内机器的重要基础决定房屋的布置，并决定选择单层或多层房屋，为了保证一个技术上正确而又经济的解决方案，机械工程师与土木工程师必要密切合作。

过去，机器基础设计的重要性没有被认识到，常引用一些简单的计算方法，包括对静载乘以估计的“动力系数”，其处理结果是增加静荷，而对实际安全系数缺乏依据。由于对此无把握，采用的“动力系数”常常偏高，有时甚至采用了过高的系数，但实际表明运动中仍然产生有害的变形，这就有必要对动荷作进一步的研究。同时由于机器技术的突飞猛进，也迫切需要更细微的钻研。比旧的效能高百倍的机器会产生一定的应力，也就使问题一部分进入振动技术的领域，一部分进入土力学的领域。对机器生产者在图上给出简单说明，如“机器必需放在适当承载力地基上”至多再加上一些惯力的近似数值是不够的。

机器振动及其后果，即基础的不均匀沉陷、变形及裂缝会大大干扰机器的运转。经常非均匀静的磨损会使运转发热或甚至会使轴损坏。

消除所有振动的实际影响，对于与基础安装相连的管道，具有十分重要意义，因振动会促使管道节点松释，由而可能引起漏气和爆炸，造成相当损害。

人们的健康也要求避免振动，因为对人们可能有不利影响。设有精密仪器的试验室必须设置在离机器较远的地方，以慎重的隔绝有害的土层振动。

塔式的工业结构，如储仓、烟囱，当遇有周期扰力时，可能产生特别危险的摇摆。机器荷载是不可能改变的，一般也无法改变机器的速度，以改变其频率，因此唯一的目标就

必需集中到消除有害振动。

消除振动的一个方法，是使机器建立内部平衡。为此，譬如使用作用方向相反而大小相同的旋转质量。但类似的质量平衡很少实际应用，除非是特殊的基础造价过高，或是施工质量十分困难的情形下才需要这样做。按照振动原理设计的弹簧基础，在一般情况下，均适宜于吸收振动，基本上可以消除动荷载的危害影响。

机器基础的造价是工程设备价值很小的一部分，但不合格建造的基础会造成损坏和停产，其损失远超过基础投资何止百倍。因此显然正规的机器基础设计在整个结构上占头等重要的地位。

2. 一般计算方法

在叙述基本定义及详细考虑各种计算方法和解法之前，可以指出机器基础设计的实践已发展成两种典型的计算方法，其基本原理可简述如下：

迄今为止，一般设计者是按照振动理论先计算基础物体的固有频率，这些固有频率与扰力无关，而仅与基础的重量、形状和设计以及地基土的力学性质有关。此法的最重点在于基础必需不发生共振，即基础必需设计成为具有与机器的转速相差至少20~30%的固有频率。

另一方法之特点，在于基础振动振幅不超过一定的允许值。不同机器要求不同的允许振幅。

两种方法都考虑到近代土动力性能研究的试验成果。这些试验给设计者提供了土的动力性能的资料，而且，由于来自研究与试验，它们远比以前引用数据更为可靠。

当两法相辅而行，其间相对的实用优点，以及其相应的全面阐述将在第三篇中予以讨论。

第二章 振动理论的基本原理

作用于机器基础上的周期运动的或冲击荷载的力称为动荷，以区别于静荷。

动荷的一般特点是在一定时间内它是有规律的出现，大小则按时间起着剧速的变化。

我们试以摆为例，在某时脱离其平衡位置，当释放后，摆就在竖面内摇摆，经过一定时间回到原来位置，摆从开始到回到原位的所需时间称为周期。

以后我们所要考虑的是指无阻尼的情形，或使力的作用恰足以维持摆的一种匀速运动，由摆始点开始再回到原来运动情况的位置，并且同向到达的所经时间称为整个摆动周期。

摆运动投影于与摆动面垂直的平面上时是一条直线，投影两端是两个“死点”。

一物体经过一定时间后回到原先位置，并再重复其变位的运动称为周期性的运动。

这种运动是用时间的周期函数来描述的，即圆函数。

不論在自然界或技术领域中，周期运动是常常遇到的，例如机器零件的运行，振动与摇摆运动，悬挂在弹簧上的重量的运动，发出音响物体的运动等均属于周期性质。

周期运动与弹性介质中一质点开始运动的波动是密切相关的。振动质点的部分动能传播到它的邻近质点。由于邻近质点的惯性这种传播显然需要时间，故而其他质点的运动必在其后，是以波动并不是材料的运动而是其空间传播的振荡，运动体表现出同一位置的质点称为同相质点。两点间的距离称为波长。一种波，将所有同相点连起来的面形成球形（如声波）是为球面波。另一种波，有关面是在一个平面内的（如水面波）是平面波。当产生波动的力形成间隔的冲击（如爆破或爆炸）时，是为冲击波。

综上所述，可归纳为每一物体在完成其运动中重复于相隔一定时距者（即周期运动），则称之为振动物体。当振动在空间传播时，乃产生波动。

振动与波动分析对机器基础的设计十分重要，因此为了使机器基础设计中常遇到问题处理更加简便起见，扼要的回顾一下振动理论的基本原理是十分必要的。

振动概念可以用悬挂在螺旋弹簧上的一个球的运动分析来简单加以说明（图1），球上系以铅笔，使之垂直于弹簧的轴线，即能在弹簧后具有水平匀速运动的纸条上划出正弦曲线，此正弦曲线相当于球的上下运动，可用一正弦曲线来表达的任意物体运动称为振荡。从弹簧将球向上曳拉以迄仍推回到原定的时距称为振动周期。一周内完成一个振动周期，可以用正弦曲线描述的振动称为简谐振动，下面我们就要说明在简谐振动与均匀角转速之间存在着一种简单关系。

1. 简谐振动，匀速圆周运动

图1 a) 中示P点在半径 $A = \overline{OP}$ 的圆周上匀速运动，为了给出运动的定义，我们假定P点与圆心O间的距离永远不变，而 α 角随时间 t 增加，以数字形式表示之：

$$A = \text{常数}, \alpha = \omega t + \varphi$$

其中 ω 为圆周运动的角速度，或换言之，单位半径（ $r=1$ ）圆周上一点的环速； φ 角是在转动开始时，即当 $t=0$ 时的 α 角数值。

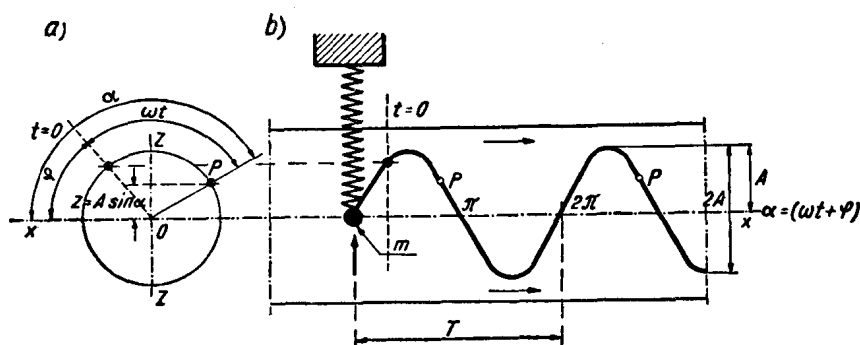


图1 悬挂在弹簧上物体的简谐振动

现将圆半径 $\overline{OP} = A$ 投影于 z 轴上，其投影为： $z = A \sin \alpha$ ，由于 $\alpha = \omega t + \varphi$ ，经代进后，可得

$$z = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

从而可看出，如 P 点在半径 A 的圆上以均速运动，半径 A 在 z 轴上的投影可用角 $\alpha = \omega t + \varphi$ 的正弦函数来描述。将此函数表明于图 1 b 中的纸条 x 轴上，连成曲线，我们得质量为 m 的物体行程是一正弦曲线，式 (1) 是振动运动的方程式。

距离 $\overline{OP} = A$ ，即 P 点所循圆的半径，称为振幅，此半径之大小可作为使球振动的弹簧强弱之说明。

角速度 ω 称为振动的圆频率，并据此以给出一个完整振动的时距，设运动自 t_1 开始，至 t_2 回到原处，则 P 点在圆上走了 2π 的路程，划出一个完整的正弦曲线，因得

$$2\pi = \omega t_2 - \omega t_1$$

由此得周期时间为

$$T = t_2 - t_1 = \frac{2\pi}{\omega} \quad (2)$$

T 为一个完整振动的时距，此振动过程所用之时间称为周期，每秒钟所重复同一运动之次数称为频率，以 n 表示之，故

$$n = \frac{1}{T} \quad (3)$$

由式 (2) 与 (3) 得

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi n \quad (4)$$

即圆频率为周频率的 2π 倍。一秒钟内之周次，即周频率，以赫兹 (c.p.s.) (cycles per second) 表示之。在其他著作中也有用其他符号的，如在德文著述中用 Hz 或 c/s 等等。

将式 (1) 中的 ω 代进式 (4)

$$z = \sin(\omega t + \varphi) = A \sin(2\pi n t + \varphi) = A \sin\left(2\pi \frac{t}{T} + \varphi\right) \quad (5)$$

其中 t 表示经过的时间， T 为振周， φ 角表示在 $t=0$ 时的相角差，它的范围由 0 到 2π ，两极属同一位置。

我们将两种不同频率的正弦振动迭加，如其比例 $n_2:n_1=2:3$ ，则总的振动运动不再是正弦的，但却仍是周期性的 (见图 2)。

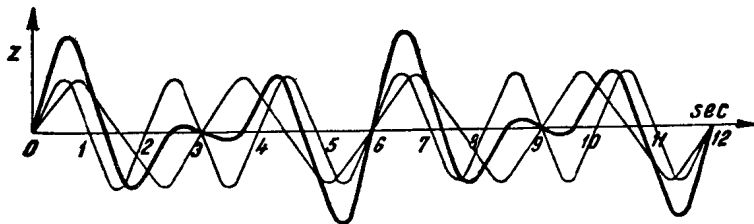


图 2 周期振动中两种不同频率正弦振动的迭加

这种周期性振动运动，每经一定时距 T ，自身重复一次，虽不能用简单正弦函数来描述，但显然却可把简谐特性用展开傅里叶级数来代表若干简谐运动，这称为简谐分析 (详见 81 页)。

这里还可注意到当两个近似相同频率的振动迭加时——如 $n_1:n_2=12:11$ ——而使振幅相同，则产生“拍”的现象（见图 3），它的特点是相互起伏的振动。“拍”的频率，即拍频率，是振动分量之间频率的差。

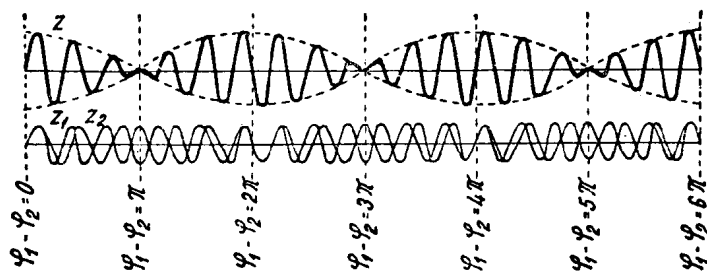


图 3 拍的振动（振荡的周期性起伏）

2. 无阻尼的自由振动

按照上述定律的说明，简谐振动发生作用于物体上的力与变位成正比，而方向相反，这样性质的力（如在弹簧中）称为准弹性的，为此

$$P = -cz \quad (6)$$

式中 c ——准弹性力常数；

z ——变位。

确切地说，常数 c 实即在振动方向产生单位变位的力。此值如大，弹簧是柔性的，反之，其值如小，弹簧是硬性的。

按牛顿第二定律（力 = 质量 × 加速度）

$$P = m\ddot{z} \quad (7)$$

式中 m ——物体质量；

$\ddot{z}$ ——加速度。

将式（6）、（7）合并，并重排式项，得

$$m\ddot{z} + cz = 0 \quad (8)$$

是以惯性力与弹簧力永相平衡。

式（8）是一常系数的两阶齐次线性微分方程，其通解为

$$z = A \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t \quad (9)$$

其特解为

$$z = A \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t \quad (10)$$

此与式（1）相似，互比之下，可知

$$\omega = 2\pi n = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (10a)$$

可以看出，一物体被所施力形成振动时之频率是与质量之平方成反比的，符合相应微

分方程的运动称为无阻尼自由振动。

同样材料的物体和同类结构具有一个或若干个固有的固有频率。如物体的材料与结构形式无改变，则各个的固有频率仍旧与作用力及使之振动的大小无关，但振幅却非定值，其大小主要决定于运动开始时的初始条件，这种条件可用来定出自由无阻尼振动微分方程式解中的常数。

圆频率 (ω_0) 与每秒钟转数 (n) 的关系可写为

$$n = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

故每分钟转速

$$N = \frac{60\omega_0}{2\pi} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (11)$$

式中 N = 每分钟转数；

ω_0 = 自由振动之圆频率。

可以看出一个较大质量 m 会使自由振动之圆频率减速，而弹簧常数 c 之增加，使之加速。

利用上述解，可以定出各种不同载荷梁的固有频率，如所周知

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

和

$$P = cz$$

以 δ 表示由上述 P 力作用于梁的变位，则写成变位时

$$P = mg = cz = c\delta$$

$$c = \frac{mg}{\delta}$$

将此 c 值代进式 $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ ，得

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

同时 $\omega_0 = \frac{2\pi N}{60}$ ，故

$$\frac{2\pi N}{60} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

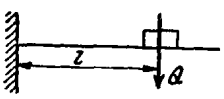
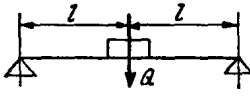
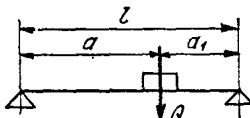
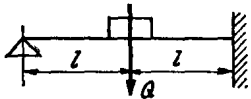
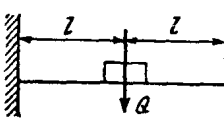
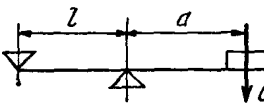
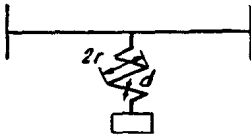
我们以 g 等于 981 厘米/秒² 代进上式：

$$N = \frac{300}{\sqrt{\delta}} \quad (\delta \text{ 以厘米计}) \quad (11a)$$

此式给出自由振动的每分钟频率，由两端轴承支承的旋转轴与固有频率相同的转速，称为轴的临界转速，由上式可以看出自由振动与静载下的变位有一简单关系，表 1 示出一定荷载下的变位，将 δ 代进上列简单公式后，即可求得其固有频率。

梁的变位、弹簧常数与固有频率

表 1

	δ	c	ω_0
	$\frac{l^3 Q}{3EI}$	$\frac{3EI}{l^3}$	$\sqrt{\frac{3gEI}{l^3 Q}}$
	$\frac{l^3 Q}{6EI}$	$\frac{6EI}{l^3}$	$\sqrt{\frac{6gEI}{l^3 Q}}$
	$\frac{a^2 a_1^2 Q}{3lEI}$	$\frac{3lEI}{a^2 a_1^2}$	$\sqrt{\frac{3glEI}{a^2 a_1^2 Q}}$
	$\frac{7l^3 Q}{96EI}$	$\frac{96EI}{7l^3}$	$\sqrt{\frac{96gEI}{7l^3 Q}}$
	$\frac{l^3 Q}{24EI}$	$\frac{24EI}{l^3}$	$\sqrt{\frac{24gEI}{l^3 Q}}$
	$\frac{(l+a)a^2 Q}{3EI}$	$\frac{3EI}{(l+a)a^2}$	$\sqrt{\frac{3gEI}{(l+a)a^2 Q}}$
	$\frac{64ir^3 Q}{d^4 G}$	$\frac{d^4 G}{64ir^3}$	$\sqrt{\frac{gd_4 G}{64ir^3 Q}}$

3. 振动中的能量情况

无干扰体系自振能量包括两部分：动能 $\left(\frac{mv^2}{2}\right)$ 与位能。位能者实际是这体系所蓄存的由于常力（即准弹性力）引起振动的所做的功，我们可举以变形的弹簧或有位移的摆所蓄藏之功能为例，功能之形成是由于变位乘以力；在此情况下，以 c 表示弹簧常数， z 为位移，则准弹性力等于 cz ，此力乃位移之函数，因而，所做的功必然是对每一单元部分位移 dz 之总和，亦即其积分，积分后得出体系之位能

$$\int_0^z cz \, dz = \frac{cz^2}{2} \quad (12)$$

自振体系的圆频率用 ω_0 来表示。