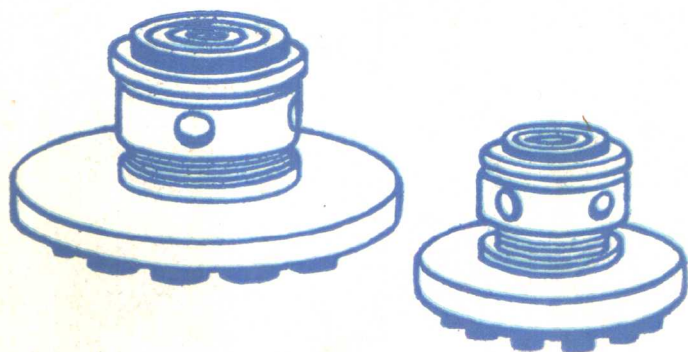


机床安装新工艺 及 ZXJ 型 自动校平减振装置

邓荣鑫 吴秉德 编著
周家品 王胜利



机械工业出版社

机床安装新工艺及ZXJ型 自动校平减振装置

邓荣鑫 吴秉德 编著
周家品 王胜利

机械工业出版社

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号）

北京理工大学出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ · 印张 $2^{1/4}$ · 字数 51 千字

1989年10月北京第一版 · 1989年10月北京第一次印刷

印数 00.001—5000 · 定价：2.00 元

*

ISBN7-111-02025-1/TG·514(x)

前 言

据不完全统计，全国机床拥有量近 320 万台，以役龄 15 年计（国外一般为 7~10 年），每年都有大批到龄机床淘汰和新机床投入使用，且为这些机床的安装、调整将付出大量的人力、财力和物力。因此优化机床设备的安装技术，对促进我国工农业的发展和加速实现“四化”有着极其重要的意义。

本书以实用为目的，通俗易懂地介绍了机床的振动，机床传统的安装与调整，并着重介绍了曾获国家专利技术的新型 ZXJ 自动校平减振装置的结构、性能参数、试验使用数据，以帮助从事机床安装技术的工程技术人员、管理工作者掌握有关机床安装、调整的一些基本知识和规范，提高分析解决机床安装工程中的一些实际问题的能力。本书对从事机床设计的科技人员也有一定的参考价值。

本书第一章由邓荣鑫同志编写，第二章由吴秉德同志、周家品同志编写，第三章、第四章由王胜利同志编写，全书由邓荣鑫同志审校。

由于编者水平有限，编写时间短促，缺点、错误一定不少，望读者不吝指教，来信请寄成都中国测试技术研究院邓荣鑫同志收。

目 录

第一章 机床的振动

§1 振动产生的原因及类型.....	(1)
§2 振动对机床加工性能的影响.....	(2)
§3 机床的减振与隔振.....	(2)
一、机床设计中的措施.....	(3)
二、机床安装中的措施.....	(3)
三、减振装置和隔振装置.....	(3)
1. 动力减振器.....	(3)
2. 摩擦减振器.....	(5)
3. 冲击减振器.....	(6)
4. 隔振装置.....	(7)

第二章 机床安装与调整

§1 机床的传统安装与调整.....	(10)
一、制定安装规程.....	(10)
二、机床基础的设计.....	(10)
1. 基础的主要作用.....	(10)
2. 机床基础的设计.....	(11)
三、机床的安装与调整.....	(17)
1. 机床基础的验收.....	(17)
2. 地脚螺栓与垫铁.....	(17)
3. 机床的就位、找正与调平.....	(21)
4. 灌浆.....	(22)
四、机床的安装与验收.....	(24)
§2 机床安装的新型装置——弹性支承.....	(24)
一、弹性支承的提出.....	(24)

二、弹性支承的结构与分类.....	(25)
三、弹性支承在机床安装上的应用.....	(29)

第三章 ZXJ 型自动校平减振装置

§ 1 结构与特点.....	(31)
§ 2 ZXJ 型减振装置的选用与布局.....	(32)
一、ZXJ 型减振装置的系列参数.....	(32)
二、ZXJ 型自动校平减振装置的布局方式.....	(33)
三、选用 ZXJ 型系列产品的估算方法.....	(34)
四、ZXJ 型系列产品的安装使用要求.....	(35)

第四章 机床安装与调整的革新

§ 1 传统安装工艺存在的弊端.....	(37)
§ 2 ZXJ 型减振装置的先进性.....	(38)
§ 3 社会效益与经济效益.....	(39)
附录1. 中国测试技术研究院测试证书.....	(41)
附录2. 成都仪表机床研究所测试报告.....	(54)
附录3. 江苏省磨床质量测试站测试报告.....	(58)
附录4. 技术评审证书.....	(63)

第一章 机床的振动

振动是影响机床加工性能的主要因素之一，振动的大小将直接关系到加工质量和切削效率。因此，它一向是机床设计者致力研究的重要课题。由于科学技术的发展，在机床设计过程中，人们的注意力已从机床的静态特性转向动态特性。因为机床的振动参数，决定了机床的动态特性并作为优化设计的主要依据。

§ 1. 振动产生的原因及类型

机床本身就是一个复杂的弹性系统，其静态力是引起弹性变形的主要原因，而作用于系统的动态力则是系统产生振动的主要原因。动态力由两个方面产生，一是外界环境的干扰力（如公路上行驶的车辆、打桩机、锻锤、车间里工作中的机床等。）经地基传给机床；二是机床本身产生的干扰力（如电机、液压装置、齿轮箱、轴承、相对运动产生的机械磨擦、回转件的动不平衡、切削过程等）。对机床的激励。这些干扰力有周期性的交变力、非周期性的冲击力和任意力。

机床在动态干扰力的激励下可以产生自由振动、受迫振动及自激振动。

自由振动——当振动系统失去平衡状态后只靠其弹性恢复力来维持的振动。这种振动由于系统的实际阻尼而很快就会衰减。其特点是无外部能量补充，振动频率等于系统的固有频率。

受迫振动——由系统外部的干扰力维持的振动。其特点是振动频率等于干扰力的频率。

自激振动——在特定条件下，由系统本身产生的交变力来维持的稳态振动。其特点是交变力是非振荡性的且能对振动系统的损耗进行能量补充，振动频率近于系统的固有频率。

§ 2. 振动对机床加工性能的影响

前述三种振动，由于实际的振动系统中都存在阻尼，所以一般来说，自由振动会很快地消失。因此，影响机床加工性能的振动主要是受迫振动和自激振动。这些振动可能在机床的各个部分产生，但其综合效应将体现在刀具和工件之间的相对振动，致使刀具和工件之间产生周期性的变位，使加工出来的零件表面留下振纹，从而影响了工件的几何尺寸和表面粗糙度。当切削过程产生自激振动时，切削效率即被确定。因此，机床抗自激振动能力愈强，其切削效率愈高。

§ 3. 机床的减振与隔振

现代机床的结构愈来愈复杂，其每个零部件都是弹性系统，它们使机床构成非常复杂的多自由度振动系统，在这个系统中有各种各样独立的和相关的动态参数，使整个系统对不同的激励源有着不同的响应。况且外部环境和机床本身的激励源是很多的，因此机床在工作时产生受迫振动是难免的，要想彻底消除也是不可能的。我们只能采取各种有效措施，使其减小到预期达到的指标。下面可以从机床的设计及

安装两个环节来说明有关减振与隔振措施。

一、机床设计中的措施

(1) 通过合理的结构设计（如对称布局、受力的力臂尽量短，零件布筋等）、用比刚度大（质轻高强度）和内阻尼大的材料来提高零部件或系统的静刚度和动刚度，从而提高抗振能力。

(2) 提高零部件的加工精度（几何尺寸、粗糙度、间隙、动平衡等），以减小机床在工作时产生的激振力。

二、机床安装中的措施

尽管是经过精心设计的机床，在工作时仍然会出现难以消除的受迫振动。为了更充分发挥机床的加工性能，根据有关动力学原理，目前已经设计出各种各样的减振装置和弹性支承装置，在机床安装时用来对局部或整体实施减振或隔振。例如，用于局部减振的有动力减振器、液体摩擦减振器、固体摩擦减振器、冲击减振器；用于整体隔振的有各类弹性支承构成的积极隔振和消极隔振装置。

三、减振装置和隔振装置

1. 动力减振器

动力减振器就是在产生受迫振动（主振系统）的部位附加一个有阻尼的单自由度系统，将主系统的振动转移到附加系统上，使其产生与主系统的激振力相等、方向相反的动力来抑制主

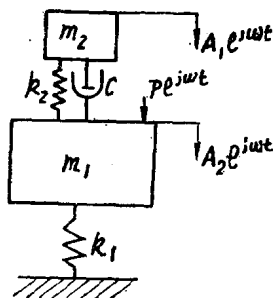


图 1-1 动力减振器系统模型

振。

从图 1-1 中知，该系统是二自由度系统。

设：

$\delta = \frac{P}{k_1}$ 表示主系统相当激振力 P 作用下的静位移；

$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$ 表示主系统的固有频率；

$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ 表示附加系统的固有频率；

$\lambda = \frac{\omega}{\omega_1}$ 表示激振频率与主系统固有频率之比；

$a = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ 表示固有频率比；

$\mu = \frac{m_2}{m_1}$ 表示附加质量与主质量之比；

$\xi = \frac{c}{2\sqrt{k_2 m_2}}$ 表示附加系统的阻尼比；

A_1 、 A_2 分别表示主系统和附加系统的振幅；

k_1 、 k_2 分别表示主系统和附加系统的刚度。

该二自由度系统的主系统的相对振幅有如下关系式：

$$\left(\frac{A_1}{\delta}\right)^2 = \frac{(a^2 - \lambda^2) +}{((1 - \lambda^2)(a^2 - \lambda^2) - \mu \lambda^2 a^2)^2 +} \rightarrow$$
$$\leftarrow \frac{+ (2\xi a \lambda)^2}{+ (2\xi a \lambda)^2 (1 - \lambda^2 - \mu \lambda^2)^2}$$

(1-1)

如果不考虑附加系统的阻尼, 即 $\xi=0$, 则式 (1-1) 可简化为

$$\left(\frac{A_1}{\delta} \right) = \frac{a^2 - \lambda^2}{(1 - \lambda^2)(a^2 - \lambda^2) - \mu \lambda^2 a^2} \quad (1-2)$$

从式 (1-2) 可以看出, 只要附加系统的固有频率等于主系统的激振频率, 即 $\omega_2 = \omega$ 时, 则有 $a = \lambda$, 式 (1-2) 等于零, $A_1 = 0$, 这样主系统的振动完全被抑制。但实际上系统的阻尼总是存在的, 因此在设计动力减振器时, 通过合理选择阻尼比、质量比和频率比, 就能将主振系统的振动控制在所要求的范围内。

2. 摩擦减振器

摩擦减振器就是在产生受迫振动的部位附加一个只有阻尼元件而无弹性元件的单自由度系统, 如图 1-1 中去掉 k_2 即是。假如受迫振动是扭振, 则系统模型为图 1-2 所示, 它也是个二自由度系统。它是将主振系统的能量通过附加系统的阻尼来消耗的。如果阻尼器中采用的是液体做阻尼介质的即为液体摩擦减振器, 如果采用的是固体介质的即为固体摩擦减振器。

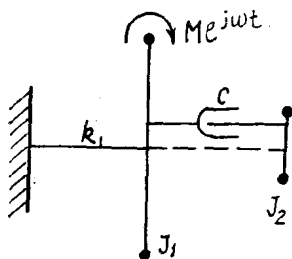


图 1-2 摩擦减振器系统模型

该系统的有关数学表达式只要将式 (1-1) 中的对应参数加以变换, 即 $A \rightarrow Q$, $m \rightarrow J$ 并令 $k_2 = 0$, 则 $a = 0$, 当 $\xi = 0$ 时有

$$\frac{Q_1}{Q_{s1}} = \frac{1}{1 - \lambda^2} \quad (1-3)$$

当 $\xi = \infty$ 时有

$$\frac{Q_1}{Q_{s1}} = \pm \frac{1}{1 - \lambda^2 - \mu \lambda^2} \quad (1-4)$$

式中 $Q_{s1} = \frac{M}{k_1}$ 表示主振系统相当于在扭矩 M 作用下的静位移。

如果要排除阻尼比的影响，可令式 (1-3) 和 (1-4) 相等，则可求出激振频率与主振固有频率比为

$$\lambda = \sqrt{\frac{2}{2 + \mu}} \quad (1-5)$$

其相对振幅为

$$\frac{Q_1}{Q_{s1}} = \frac{2 + \mu}{\mu} \quad (1-6)$$

通过合理的选择最佳阻尼比和附加系统的等效转动惯量来满足抑制主振的要求。

3. 冲击减振器

冲击减振器就是在受迫振动的部位附加一自由质量，使其在主振系统的作用下与主质量相碰撞后造成能量损失而达到抑制振动的目的。

从图 1-3 中可以看出，当主系统以 $x = A \sin \omega t$ 规律运动时，从 a 处开始， m_1 带动 m_2 一起移到 b 处，此时 m_1 、 m_2 的速度达最大值 ($\dot{x}_{\max} = A\omega$)，从 b 至 c， m_1 开始减速，

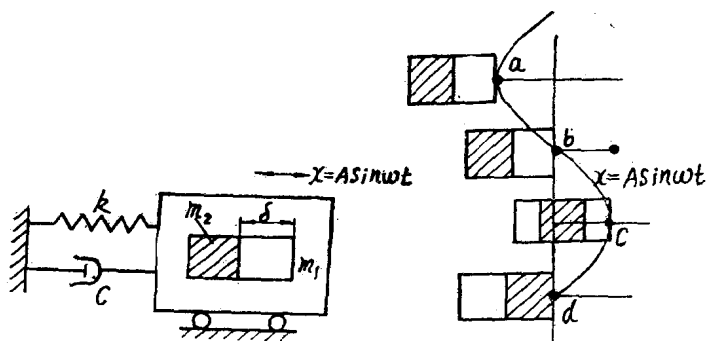


图 1-3 冲击减振器系统模型

m_2 因惯性继续移动并与 m_1 脱离，当 m_1 从 c 移动到 d 时，两质量发生碰撞。为了使 m_1 与 m_2 均以最大的速度相撞，造成最大能量损失。为此从图示中知 m_2 是由 b 处移动到 d 处走完行程 δ 的，所需时间正好等于 m_1 的振动周期的一半，于是有

$$\frac{\delta}{\dot{x}_{\max}} = \frac{T}{2} = \frac{\delta}{A\omega} = \frac{\pi}{\omega}$$

得 $\delta = \pi A$

故选择合适的间隙 δ 是设计冲击减振器的关键。

4. 隔振装置

隔振装置是指各种各样的弹性支承，将它放在振源与隔振对象之间，让振源振动通过隔振装置后被大部分吸收而达到隔振目的。其系统模型见图1-4。也可以视为合理地使用隔振装置后，系统的动态刚度增大了，提高了系统的抗振能力。

隔振有两种情况，假如隔振对象本身就存在振源，隔振装置是为了不让其振动传给其他设备的，称之为积极隔振；假如隔振对象本身无振源，隔振装置是为了隔离外界干扰，使之不传给设备，称之为消极隔振。下面以单自由度系统为例说明隔振基础诸参数的关系。

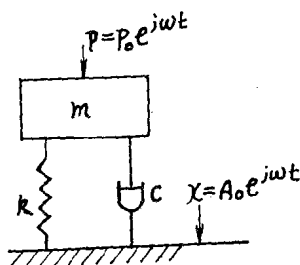


图 1-4 隔振装置系统模型

当系统只有干扰力 P 作用时，则隔振系数为

$$\eta = \frac{P}{P_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}}$$

当系统只有干扰位移 x 作用时，则隔振系数为

$$\eta = \frac{x}{A_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 + \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}}$$

上两式中各符号与式 (1-1) 同，且隔振系数是相等的。于是，将频率比 λ 为横坐标，隔振系数 η 为纵坐标，作出在不同阻尼比 ξ 的隔振系数幅频特性图。

由图 1-5 可以看出，当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时， $\eta < 1$ ，在这个范围内均有隔振效果，且随 λ 增大和 ξ 的减小，隔振效果愈明显，故将此范围称之为隔振区。

当 λ 约在 $0.6 \sim 1.3$ 时， $\eta > 1$ ，在此范围内不但没有隔振效果，反而把干扰振动放大了。尤其是当 $\lambda = 1$ 时，整个系统将产生共振，为此称之为共振区。

当 $\lambda < 0.6$ 时， $\eta \approx 1$ ，此时系统不起隔振作用，称之为

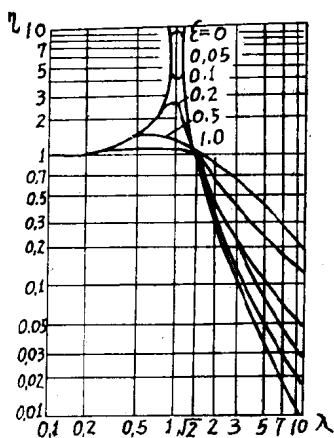


图 1-5 隔振系数幅频特性

准静态区。

由以上介绍可知减振器是用于减弱机床的某一部分的受迫振动，而隔振装置主要是用于对整台机床或设备进行隔振，因此装置的质量即是机床或设备的质量。对于积极隔振，假如设备本身的质量较小，且存在较大的振源时，往往要附加质量块，这样由隔振器和附加质量块组成的装置即所谓的隔振基础。

第二章 机床安装与调整

§ 1. 机床的传统安装与调整

一、制定安装规程

根据实际情况，制定和选择机床到位运输方法、施工步骤、检测质量标准及方法、检测工具、安全防护工作等。

二、机床基础的设计

机床的基础必须是机床的可靠底座，并能长久保证机床正常运行，对邻近建筑不得有任何妨碍。

1. 基础的主要作用

- (1) 根据工艺要求，把机床牢固地固定在设计位置上；
- (2) 能承受机床的全部（包括工件）重量，能承受机床运转过程中产生的各种力和力矩，并能使它均匀地传布到土壤中去；
- (3) 能吸收或隔离因动力作用产生的振动，防止产生共振现象。

因此，对基础的基本要求是：

- (1) 具有足够的强度、刚度和稳定性；
- (2) 能耐周围各种介质的腐蚀；
- (3) 不发生过度的沉陷和变形，确保机床的正常运行；
- (4) 不因机器本身运转时的振动而对周围建筑物产生影响；
- (5) 在保证满足上述条件下，能最大限度节省材料和施

工费用。

因此,要想合理的设计基础并进行科学施工,必须要了解地基的地质条件,机床的倾覆力矩、机床的振动频率、周围厂房的振动频率,机床的总重、底座的尺寸、地脚螺栓的位置和尺寸等。

2. 机床基础的设计

机床基础的设计主要是按照机床说明书的工艺要求,根据安装现场的土质,核算地耐力,确定基础深度,选定基础材料和合理的结构形式等。

(1) 对于重量小于 3t 的轻型机床,如普通车床、高速车床、加工件重量很轻切屑量单一的铣床等,可直接将机床安装在 150~200mm 厚的车间混凝土地坪上;不用地脚螺栓而直接用混凝土向四周灌浆固定,砂浆宽度距机床底座边 100~200mm 为宜。

(2) 对于重量大于 3t 的机床的基础一般采用混凝土基础,这类基础的主要几何尺寸有基础机座面积 F 、基础高度 h 、基础重量 Q_0 、基础垫座面积 F_1 、基础体积 V 。

基础机座面积 F : 基础机座面积是与机床底座相接触的,因此,机座的尺寸决定于机床底座的尺寸,并大于机床底座。一般车床基础每边比底座大 100~300mm,刨床每边大 200~500mm,磨床每边大 200~700mm,基础平面上安装螺孔至基础边缘应不小于 200mm。

基础高度 h : 基础高度 h 等于地脚螺栓埋入深度 l 与螺栓尖端与土壤隔离距离 A 之和,如图 2-1 所示,即 $h=l+A$,一般情况下, A 通常取为 15~20cm, B 通常取为 (0.8~1) C , C 通常取为 30~70cm, 当 C 值太大时,需配置钢筋,以防