

高等学校试用教材

机 床 动 力 学

(I)

昆明工学院 杨 棣 唐恒龄 廖伯瑜 编

12

机械工业出版社

高等学校试用教材

机床动力学

(I)

昆明工学院 杨 楠 唐恒龄 廖伯瑜 编



机械工业出版社

机床动力学

(1)

昆明工学院 杨 楠 唐恒龄 廖伯瑜 编

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可登记证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

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 $10^{5/8}$ · 字数 231 千字

1983 年 6 月北京第一版·1983 年 6 月北京第一次印刷

印数 00,001-15,300 · 定价 1.10 元

*

统一书号: 15033 · 5423

前 言

本书是根据 1978 年 4 月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会的精神编写的。全书分为 (I)、(II) 两册, 第 (I) 册作为机制专业高年级学生的选修教材, 基本上按照 1981 年 4 月在昆明召开的全国高等院校《机床动力学》讲习讨论会讨论的教学大纲编写。

近年来, 由于机械振动和结构分析理论的日趋成熟, 先进的动态试验和数据分析处理技术的不断出现, 电子计算机的广泛应用, 《机床动力学》得到了迅速的发展, 并在生产中发挥了越来越大的作用, 国内外的不少高等院校也相继开出了这门课程或类似的课程, 但是这方面的书籍, 特别是能作为这门课程教材的书籍还很少。为此, 编写本书以满足教学的需要, 也为从事机械振动的研究人员以及从事机械设计和制造的技术人员提供一本参考书。

《机床动力学》涉及广泛的基础知识和专门知识。本书从加强基础理论的基本思想出发, 力图系统地介绍这些知识, 但鉴于本门课程作为选修课, 各个学校安排的学时数不尽相同, 因此, 在选材的深度和广度上适当地考虑了不同学时数的要求, 某些章节的内容有一定的独立性, 以便各校使用时有一定的选择余地。

本书由昆明工学院机械振动研究室杨楠、唐恒龄、廖伯瑜三同志合编, 由杨楠统稿。

本书由天津大学机械动态研究室审阅, 审稿工作在

IV

彭泽民同志指导下，由刘又午同志主审，曾子平和徐燕生同志参加审稿。在编写过程中，得到昆明工学院屈维德同志的指导，其他许多同志也为本书做了不少工作。责任编辑是一机部教编室孙祥根同志。

由于我们的水平有限以及编写时间仓促，本书难免有不少缺点和错误，肯定有许多需要改进之处，恳切地希望读者和有关同志提出宝贵意见。

目 录

第一章 绪论	1
§ 1-1 机床的加工性能与动态性能	1
一、加工质量与抗振性	1
二、切削效率与稳定性	3
§ 1-2 机床中的各种振动	4
一、机床空运转时产生的振动	4
二、切削加工中产生的振动	6
§ 1-3 机床动力学的主要任务和内容	7
一、机床动力学的发展	7
二、机床的动力分析和动态设计	8
三、本书的主要内容	9
第二章 振动分析基础	11
§ 2-1 概述	11
一、振动的表示方法	11
二、动力学模型	14
§ 2-2 单自由度系统	15
一、自由振动	15
二、受迫振动	21
三、系统的阻尼	33
四、非谐周期性激振	38
§ 2-3 多自由度系统	45
一、运动方程	46
二、坐标变换	53
三、固有频率和主振型	58
四、模态分析	64
五、动力响应	73

V

六、计算固有频率的近似方法	79
第三章 机床振动特性的试验分析	87
§ 3-1 机床的振动特性及其试验分析方法	87
一、表征机床振动特性的指标	87
二、分析评定机床振动特性的试验方法	88
§ 3-2 机械阻抗及其在机床结构动力分析中的应用	94
一、机械阻抗的概念	95
二、振动系统中各元件的机械阻抗	104
三、简单振动系统的机械阻抗	106
四、机械阻抗的模态参数表达式	127
§ 3-3 机械阻抗的测试	128
一、测试过程	129
二、测试系统	129
三、简谐激振测试中的有关问题	136
第四章 机床中的受迫振动	144
§ 4-1 机床受迫振动的振源	144
一、不平衡离心惯性力	144
二、齿轮的振动	154
三、滚动轴承的振动	157
四、电机和液压装置的振动	161
五、交变切削力	163
§ 4-2 减振装置	164
一、动力减振器	165
二、液体摩擦减振器	171
三、固体摩擦减振器	173
四、冲击减振器	174
§ 4-3 隔振原理	177
一、主动隔振	177
二、被动隔振	178

三、隔振设计步骤	181
第五章 金属切削过程中的自激振动	183
§ 5-1 自激振动的基本概念	184
一、自激振动的特征	184
二、自振系统的组成	187
三、自激振动中的能量关系	187
四、自振系统中输入能量的条件	188
五、自激振动的实例	192
§ 5-2 切削过程的动力特性	196
一、动态切削过程	196
二、切削厚度变化效应——再生效应	199
三、进给速度变化效应——切入效应	203
四、切削速度变化效应——下降特性	204
五、动态切削力的数学表达式	205
六、引起颤振的其它原因	209
§ 5-3 金属切削加工过程中的稳定性	209
一、机床切削稳定性的判别方法	209
二、再生颤振的稳定性	212
三、振型关联颤振的稳定性	223
四、多种效应引起的颤振的稳定性	230
§ 5-4 提高机床切削稳定性的基本途径	239
一、减小方向因素	239
二、提高系统的等效静刚度	249
三、增加等效阻尼	252
四、选用合理的切削参数	256
第六章 机床部件动力特性的分析计算	261
§ 6-1 主轴部件	261
一、主轴部件动力特性的分析和评价	261
二、主轴部件动力特性的计算方法	266

三、传递矩阵法	276
四、提高主轴部件动态性能的措施	291
§ 6-2 进给系统	298
一、传动链的扭转振动	299
二、进给系统的动刚度	311
三、进给系统的自激振动	317
参考文献	328

第一章 绪 论

§ 1-1 机床的加工性能与动态性能

为适应机床的现代化发展,除了要求机床重量轻、成本低、使用方便和具有良好的工艺可能性外,还着重要求机床具有愈来愈高的加工性能。机床的加工性能包括其加工质量和切削效率两个重要的方面,通常用被加工零件能达到的最高精确度和表面光洁度来评定机床的加工质量,用金属切除率或切削用量的最大极限值来评定机床的切削效率。而机床的加工性能又与其动态性能紧密相关,事实证明,随着机床加工性能的不断提髙,对机床动态性能的要求也愈来愈高。

从图 1-1 可以看到,在机床切削加工时,刀具与工件之间的相对变位直接影响着机床的加工质量和切削效率,而刀具与工件的相对变位又受作用在机床上的各种力,以及机床-工件-刀具弹性系统的力学特性的影响。因此,为提高机床的加工性能,除了要减小作用在机床上的各种力以外,还应提高机床的静刚度和动态性能,本书仅讨论减小动态力和提高动态性能的问题。机床的动态性能主要是指它抵抗振动的能力,包括其抗振性和稳定性。下面进一步叙述机床的加工性能与动态性能的关系。

一、加工质量与抗振性

机床的加工质量,不仅取决于机床的制造误差、弹性变形、热变形和磨损等因素,而且还取决于机床所产生的振

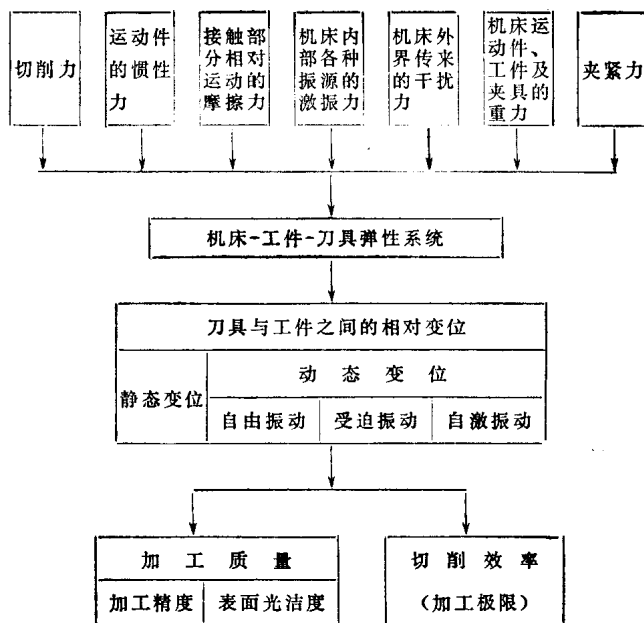


图1-1 作用在机床上的力及其影响

动。从被加工零件的形成过程知道，如果机床切削时，刀具与工件沿着预定的轨迹作相对运动，则能得到所希望的工件形状。但是，在实际切削时，来自切削过程、机床传动系统以及机床外界的各种力，将作用在机床-工件-刀具的弹性系统上，其中的静态力引起弹性变形，动态力使系统产生受迫振动，致使刀具与工件之间产生相对变位，改变了它们之间的正确位置关系，并在加工表面上留下振纹，从而降低了被加工零件的精确度和光洁度。

采取措施有效地控制各种动态力的产生或使其减小，只是提高机床加工质量的一个方面。而重要的是提高其抗振性，使机床在各种动态力的作用下，刀具与工件的相对振动

量能控制在加工质量所允许的范围之内。

在相同激振力作用下，机床产生的振动愈小，表示其抵抗受迫振动的能力愈好，亦即抗振性愈好。一般用机床产生单位振动量所需要的激振力，表示其抗振性。

二、切削效率与稳定性

机床的切削效率往往不是由机床的功率、机床所能承受的最大载荷所决定，而是由机床切削时发生自激振动的条件所决定。这是因为切削过程的自激振动，破坏了切削过程的稳定性，不仅不能满足加工质量的要求，而且切削也难以继续进行。为了使切削能在保证加工质量的条件下顺利进行，就不得不降低切削用量，从而限制了机床性能的充分发挥，降低了切削效率。因此，为提高机床的切削效率，就应使机床在额定功率范围内应用时，都不会产生切削自激振动。也就是说，要求机床具有足够的切削稳定性。通常用切削时开始出现自激振动的所谓极限切削宽度，来表示机床切削稳定性的好坏，即极限切削宽度愈大，机床抵抗自激振动的能力愈好，其切削稳定性愈高。

机床在匀速运动状态下受到干扰后，如果能恢复到原来的运动状态，表示机床的运动是稳定的，如果不能恢复到原来的运动状态而产生振动，则机床的运动是不稳定的。机床的稳定性除了上述切削稳定性外，还包括其运动稳定性。机床运动稳定性的好坏，用机床抵抗其传动系统中出现自激振动（爬行、振荡……）的能力来表示。

综上所述，要提高机床的加工性能，从动力学的角度出发，就应提高其动态性能，使机床的振动量控制在满足加工性能所允许的范围之内，使机床在额定功率范围内应用时，都不会发生切削自激振动，做到在保证加工质量的前提下，

充分发挥机床的切削效率。如何提高机床的动态性能，是机床动力学的重要课题，将在以后各章中进行讨论。

§ 1-2 机床中的各种振动

机床振动不仅使工件和刀具的相对位置和相对速度发生变化，恶化了切削过程，是限制加工质量和切削效率的主要原因。而且，振动还使机床和刀具在动载荷下工作，加速了两者的磨损和精度的丧失，从而降低了机床的使用寿命和刀具的耐用度。振动还产生恶化环境的噪声。因此，机床振动是研究机床动态性能的主要内容。要提高机床的动态性能就必须研究机床中可能出现的各种振动的特性、规律和产生机理，进而找出防治各种振动的相应措施。

任何机械振动按其产生的原因可以分为以下三种：

自由振动——当机械系统受到干扰而破坏了其平衡状态后，由系统的弹性恢复力来维持的振动。当系统有阻尼时，由于在振动过程中只有能量消耗而无输入，振动将逐渐衰减。自由振动的频率就是系统的固有频率。

受迫振动——由外界持续激振力引起和维持的振动。振动的频率就是激振频率。

自激振动——系统在一定条件下，没有外部激振力而由系统本身产生的交变力激发和维持的一种稳定的周期性振动。振动的频率接近于系统的固有频率。

在图 1-2 里，列出了机床中产生的各类振动及其原因。为便于在机床中寻找振动的原因，将其分为以下两大类：

一、机床空运转时产生的振动

这种与切削加工无关，主要是由机床传动系统引起的振动，不仅影响机床运动的平稳性，而且也将影响切削过程，

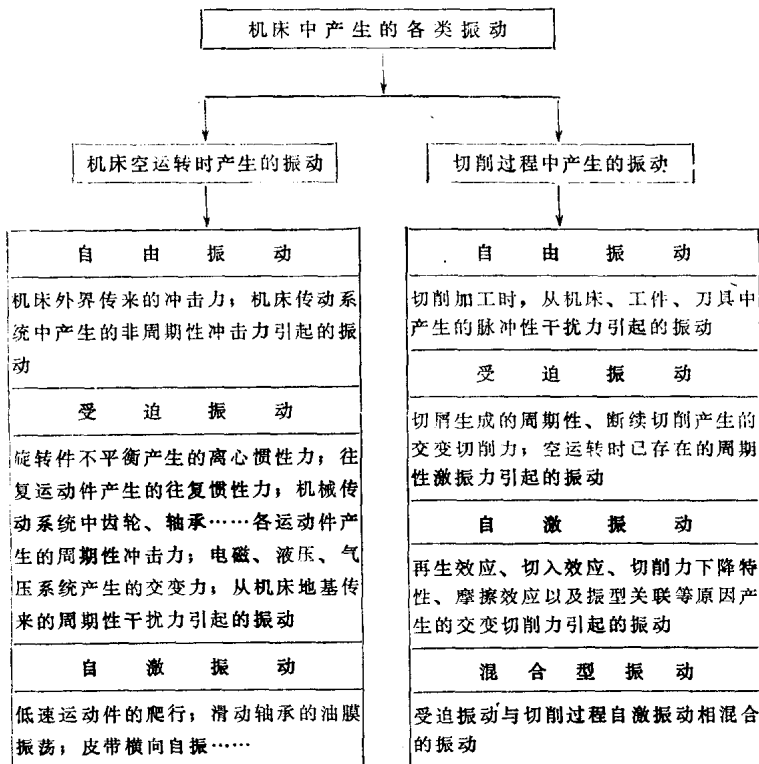


图1-2 机床振动的类型

又是机床的主要噪声源。这是机床中普遍存在和难以避免的振动，虽然容易找出其振源及振动的传递路线，可以采取抑制和隔离的措施进行控制，但是，要将这种机理清楚的振动控制到很小，还存在技术上的实际困难。例如，高精度磨削加工中，影响很大的就是这种振动。因此，研究对这种振动的防治，在机床动力学中占有重要的位置。

作一个简单的测试，就可对这种振动进行粗略地分析。先测出机床停止时由机床外界干扰引起的振动，再测出机床

空运转时的振动，排除前者就是后者。对于那些频率与各旋转件的转速有关的振动，就可认为是其中的受迫振动。对于那些频率与转速无关而与机床各零、部件的固有频率有关的振动，就可认为是其中的自激振动。

二、切削加工中产生的振动

这种伴随切削加工产生的振动，虽然受机床空运转时产生的振动的影响，但是，主要是由于切削过程不稳定而引起的。它直接影响着机床的加工质量和切削效率。在控制这种振动时，应考虑机床的类型，对于精密机床应在保证加工质量的前提下考虑切削效率。相反，对于粗加工重型机床应在保证切削效率的前提下考虑加工质量。对于普通机床以及目前正在发展的粗精加工都能使用的机床应两者兼顾。切削过程中的自激振动，其产生的机理比较复杂，在目前的大量研究工作中，出现了各种理论和学派，为此，本书列了专门的一章进行介绍。

如图 1-3 所示，在排除了机床停止和空运转时产生的振

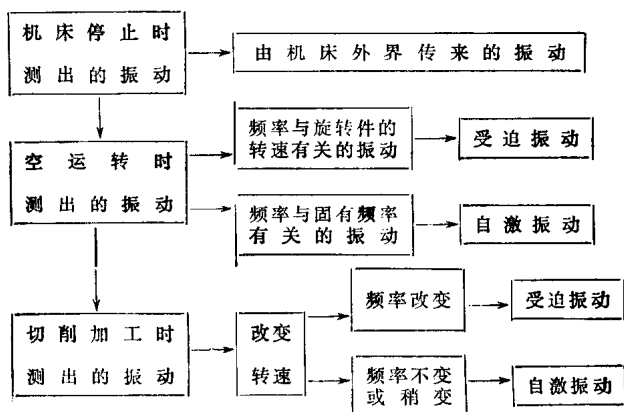


图1-3 振动原因的简单分析

动之后，进行切削试验即可得出这种振动。再进一步改变机床转速进行试验，又可分辨出其中的各种振动。对于转速改变频率随之改变的振动，就是其中的受迫振动。对于转速改变频率不变或稍变的振动，就是其中的自激振动。

§ 1-3 机床动力学的主要任务和内容

一、机床动力学的发展

长期以来，机床的结构设计基本上是根据经验进行的，对它的动态性能只作粗略的原则性考虑。为了获得具有较高动态性能的结构，往往需要经历多次试制和改进设计这样一个漫长的过程。造成这种状态的主要原因，不仅在于机床是一个由许多零、部件组成的复杂结构，又在多变的动态条件下工作，对它在工作中出现的某些振动的机理及其与各部分结构的定量关系尚不十分清楚，而且还在于结构动态分析的理论和方法也不够完善，动态分析的计算工作量又很大，没有现代化的计算工具根本无法进行。

由于机床振动和结构分析理论的迅速发展，先进的动态试验和分析技术的不断出现，电子计算机的广泛运用，以及机床切削自振理论的逐渐深入和统一。目前，已有可能解决机床在工作过程中由于动态力的作用而产生的各种问题，并能在设计阶段对机床结构的动态性能作理论分析，进行机床结构的动态优化设计，用最经济、合理的手段获得具有预定动态性能指标的结构，使机床发挥出应有的加工性能。为研究这些问题而发展起来的一门学科，就是机床动力学。简单地说，对机床进行动力分析和动态设计，使所设计的机床具有良好的动态性能，使所使用的机床能发挥出应有的加工性能，就是机床动力学的主要任务。

二、机床的动力分析和动态设计

对机床各零、部件直至整机的各动力系统，推导出表达其动力特性的数学模型，并对数学模型进行分析研究，预测出系统的动态性能，这些就是动力分析的任务。由于机床结构的复杂性，系统必定是由若干部分组成的，所以，建立数学模型应从每个部分开始，它的一般过程是：

(1) 画出已知或初拟系统的示意图，并确定其参数；

(2) 对实际结构进行简化或将其划分为若干子结构，应用力学定理写出每个部分的方程并通过综合方法将它们合成，而得到系统的数学模型。如果不能直接用力学定理写出方程，则可以应用测试数据来建立其数学模型，即通过系统的输入（激振）和输出（响应）的关系识别系统参数以建立数学模型——系统识别。

(3) 证明数学模型的准确性。数学模型的准确性只能通过试验来回答。因此，比较由模型方程计算而得的系统动态性能的预测和试验结果，如果两者有很大差别，则改变模型直到差别达到满意时为止。

在已知机床工作条件下，为满足其预定的动态性能，寻找一个完善的机床结构的过程，就是机床的动态设计。由于机床结构十分复杂，它不仅是一个有无限多自由度的振动系统，而且其中还包含有阻尼和刚度不易确定的结合部。因此，设计不会一次就获得成功，必然是一个反复试凑-修改的过程。

首先按要求设计一个初拟系统，在电子计算机里，应用初拟系统的数学模型进行分析。运算系统对各种输入及干扰的响应，如果初拟系统不能满足设计要求，则修改初拟系统并完成相应的分析。这个设计和分析的过程反复地进行，直到要求达到时为止。从而在进行结构的具体设计之前完成初