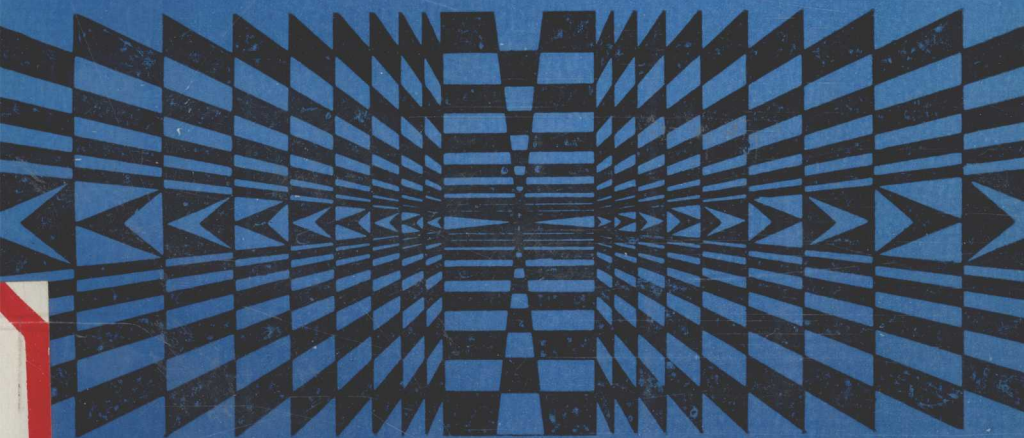


机床 颤振研究 与控制的 新进展

师汉民 吴 雅 等著



华中理工大学出版社

机床颤振研究 与控制的新进展

师汉民 吴 雅 著
梅志坚 杨叔子

江苏工业学院图书馆
藏书章

基金与
资助)

华中理工大学出版社

内 容 简 介

本书是根据作者们自 80 年代以来在机床颤振研究与控制方面的主要研究成果而写成的。包括切削过程再生颤振的非线性理论，机床颤振的早期诊断与在线监控，强迫再生振动及其控制，时变切削系统颤振，典型机床的振动分析与控制，切削噪声动力学研究。

本书可作为高年级大学生、研究生、教师、工程技术人员与科学研究人员的参考用书。

机床颤振研究与控制的新进展

师汉民 吴 雅 著
梅志坚 杨叔子
责任编辑 叶翠华

华中理工大学出版社出版发行

(武昌喻家山)

新华书店湖北发行所经销

武汉大学出版社印刷总厂印刷

*

开本：850×1168 1/32 印张：7.625 字数：186 000

1994 年 3 月第 1 版 1994 年 3 月第 1 次印刷

印数：1—1 000

ISBN 7-5609-0790-3/TH·70

定价：5.90 元

(鄂) 新登字第 10 号

前 言

我十分高兴地看到《机床颤振研究与控制的新进展》这本专著出版。

金属切削机床颤振是金属切削加工中的一种突发的强烈振动，是切削加工系统这一非线性系统的自激振动；它严重地影响加工质量，降低机床生产率，甚至破坏机床、刀具与工件。在切削加工过程实现高速化、精密化、自动化时，必须予以解决。从根本上了解机床颤振的机理，从机床加工中实现颤振的在线监视与控制，是今后在发展计算机控制的机械加工自动化系统中无可回避的一项关键技术。然而，机床颤振问题也是金属切削加工领域中的一大难题。早在本世纪 30~40 年代，已有学者对这一问题予以极大注意与深入研究，在 70 年代形成了研究的热潮，多方探讨机床颤振实质及其形成机理，并希望由此提出解决问题的措施。尽管国际上有关知名学者与组织为此开展了大量理论分析与试验研究，但是，机床颤振问题并未得到解决。80 年代初，国际上已有学者将注意力转向机床颤振的在线监视与控制，而不去考察颤振的机理，企图从实用角度出发，解决在线控制与抑制颤振。

80 年代初，我校教师师汉民同志（现为教授）作为访问学者在英国 Birmingham 大学机械系进行访问研究，参加了国际机床动力学知名专家 T. A. Tobias 教授所领导的机床颤振研究工作，深入研究了颤振机理与颤振中的非线性因素，取得了理论上的重要进展，建立了金属切削机床颤振的非线性理论与模型，阐明了机床颤振中的一系列现象，被 T. A. Tobias 教授评价为“近十几年来这方面最好的研究工作”。几乎与此同时，我作为访问学者在美国 Wisconsin 大学 (Madison) 机械系访问，了解了 S. M. Wu 教授所领导的采用 DDS 方法（动态数据系统方法，实时时间序列分析方法）对机床颤振进行在线预测与控制的研究工作。我们回国后，深感一方面必须深入弄清机床颤振机理，以便从根本上采取措施，

杜绝颤振；另一方面也必须研究机床颤振在线监测与控制的原理与方法，因为切削加工过程十分复杂，参数时变，非线性因素众多，难于事先采取完全可靠的措施以防患于未然，应努力于在线监视颤振的孕育、发生，以便及时采取措施，抑制颤振，即实现颤振的在线监控。

正因为如此，我们先后申请了国家自然科学基金资助与国家教委博士点基金资助：1983年获国家自然科学基金（当时名“中国科学院科学基金”）资助，项目为“机床颤振的在线测量与预报控制”；1987年获国家教委博士点基金资助，项目为“机械加工过程动态稳定性的在线监控”；1988年获国家自然科学基金资助，项目为“机床颤振的基础理论及其在线监控”。这些项目都已圆满完成，分别于1986年与1990年通过正式鉴定。研究成果以“金属切削机床颤振的非线性理论”名称获1987年国家自然科学四等奖与国家教委科技进步二等奖；以“切削过程动态稳定性在线监控的基础理论和技术”名称获1990年国家教委科技进步二等奖。以上研究工作都是结合梅志坚、卢天凯、昌松同志的硕士学位论文与梅志坚同志的博士学位论文，在陈日曜教授、刘经燕副教授、谢月云副教授等参加下而开展的。以上工作形成了本书第一至第三章的内容。

在此基础上，1988年，第二汽车制造厂提出了一项紧迫而重大的生产关键课题“Mx-4曲轴连杆颈车床振动、噪声源分析与对策”。Mx-4曲轴连杆颈车床是二汽1985年从美国引进的关键设备，是当时唯一用于东风牌汽车曲轴连杆颈粗加工的设备。自引进以来，该车床加工精度一直达不到要求，切削噪声高达105dB(A)以上，并从1987年底至1989年底在加工中发生了14次加工曲轴折断的严重事故。这不仅导致该车床的严重损坏，加工精度恶化，曲轴加工流水线部分停产，而且由于加工余量的增大导致后续磨削工序的负荷增大，使后续曲轴磨床的精度迅速丧失，这样，可能导致二汽停产。美国制造厂商两次派人到二汽修理与改

造该车床,也未获成功. 1988 年底,当时作为博士生的吴雅同志同二汽委托我校培养的硕士生李维国同志、我校硕士生柯石求同志、二汽徐善祥工程师(现为高级工程师)一起,在二汽技术装备部、二汽发动机厂与有关部门的全力支持下,同工厂技术人员、工人奋战在生产第一线,于 1990 年成功地解决了这一难题,并在理论上作出了重大发展,1990 年 10 月研究成果通过正式鉴定. 这一研究成果获湖北省 1991 年科技进步二等奖. 这一研究成果的有关内容同吴雅、梅志坚等同志的另外有关内容一起,以“金属切削机床的振动、噪声及其控制”为名获国家教委 1991 年科技进步二等奖. 以上工作形成了本书第四至第七章的内容.

本书就是在以上研究成果的基础上写成的. 第一、二章由师汉民同志执笔,第三章由梅志坚同志执笔,第四、五、六、七章由吴雅同志执笔. 全书在师汉民同志初步统稿后,师汉民同志赴美访问,由吴雅同志最后统稿与定稿,并负责出版中有关事宜. 正因为本书内容都是同著者研究有关的成果,而非全面阐述与介绍机床颤振的研究工作及其成果,因此,非著者所从事的研究内容与成果就不包含在本书之中. 由于机床颤振的机理、监视、控制的研究工作还在不断发展,毫无疑问,其中一定不会出现不少更新的成果,这是第一. 第二,我们所进行的工作也不会没有不足与失误之处.“嚶其鸣矣,求其发声”. 这是我们撰写本书的目的. 我们由衷地希望本书能起着抛砖引玉的作用,希望读者与同行能给我们以帮助,推动我们的工作前进.

最后,我们对本书成书过程中给予我们关心与帮助的有关教授与专家致以衷心的感谢! 对国家自然科学基金委员会与国家教委的支持致以衷心的感谢! 对第二汽车制造厂的支持致以衷心的感谢!

杨叔子

1992. 11. 11 于华中理工大学

目 录

第一章 绪论 (机床颤振研究概要)	(1)
§ 1. 1 自激振动的特点和机制	(3)
§ 1. 2 速度反馈引起的切削颤振	(10)
§ 1. 3 位移延时反馈引起的切削颤振	(17)
§ 1. 4 模态耦合引起的切削颤振	(33)
第二章 切削过程再生颤振的非线性理论	(42)
§ 2. 1 基于机床结构的非线性刚度的切削颤振模型	(43)
§ 2. 2 基于刀刃振离工件的非线性因素的切削颤振模型	(52)
§ 2. 3 基于刀刃振离工件与切削力的非线性特征的切削颤振模型	(68)
§ 2. 4 切削颤振的数字仿真	(85)
第三章 机床颤振的早期诊断与在线监控	(96)
§ 3. 1 特征信号的选取与分析	(97)
§ 3. 2 描述信号特征变化的特征量及其快速算法	(104)
§ 3. 3 机床颤振的早期诊断	(108)
§ 3. 4 在线调整切削参数抑制机床颤振	(114)
§ 3. 5 机床颤振的计算机在线监控试验系统	(123)
第四章 机床切削系统的强迫再生振动及其控制	(138)
§ 4. 1 强迫再生振动	(138)
§ 4. 2 强迫再生共振	(146)
§ 4. 3 强迫再生颤振	(147)
§ 4. 4 强迫再生振动的计算机仿真	(148)
§ 4. 5 强迫再生颤振的判别	(156)

§ 4. 6 强迫再生颤振的控制策略.....	(159)
第五章 时变切削系统颤振的时序分析.....	(164)
§ 5. 1 时变切削系统.....	(165)
§ 5. 2 ARMA 模型与系统分析	(168)
§ 5. 3 时变切削系统颤振的 AR 模型分析	(173)
§ 5. 4 SETAR 模型与非线性系统的极限环	(180)
§ 5. 5 时变切削系统颤振的 SETAR 模型分析	(183)
第六章 机床的振动分析与控制实例.....	(189)
§ 6. 1 Mx-4 车床概况与振动试验系统	(189)
§ 6. 2 Mx-4 车床的振动分析	(192)
§ 6. 3 Mx-4 车床的颤振控制	(202)
第七章 机床切削噪声动力学研究.....	(209)
§ 7. 1 机床动态特性对切削噪声的影响.....	(210)
§ 7. 2 切削噪声与切削振动的相关关系.....	(214)
§ 7. 3 切削噪声的频率结构分析.....	(221)
§ 7. 4 切削噪声的倒谱分析与回声剔除.....	(224)
§ 7. 5 切削噪声发声系统的二维 ARMAV 模型辨识	(228)

第一章 绪论 (机床颤振研究概要)

在机械加工过程中,工艺系统有时会发生振动,即在刀具切削刃和工件上正在被切削的表面之间,除了名义上的切削运动以外,还会出现一种周期性的相对运动.这种相对运动会招致一系列不良的影响,有时甚至会带来相当严重的后果.首先,刀具和工件之间的相对振动会恶化被加工零件的表面粗糙度,影响零件的使用性能并缩短其寿命.其次,出现振动时,实际的瞬时切削厚度将在设定的名义切削厚度附近波动,振动严重时,刀刃有时会跳离工件,切削厚度降至零;而有时刀刃又会深深地扎入工件,其瞬时切削厚度可以比名义值大好几倍.刀具的实际前角和后角也都在周期性地变化.这些因素将引起一个周期交变的动态切削力,其幅值可能比没有振动时的静态切削力还要大.这种交变的动态切削力会促使刀具切削部分疲劳,引起崩刃、打刀,并且使机床和夹具的有关部位加速磨损,丧失精度.此外,强烈振动还会产生很大的噪声,污染环境,危害操作者的健康.振动现象往往成为机械加工中限制生产率提高的主要障碍之一.

近年来,机械工业的发展使得对机械加工振动的控制问题变得更为迫切和重要.一方面,由于精密加工和超精密加工技术的发展,加工精度要求达到亚微米级、甚至纳米级,而切削加工中哪怕是极其微小的振动,也会降低零件的加工质量.另一方面,陶瓷等各种新型的刀具材料在机械加工中日益获得广泛的应用,这些材料一般硬度高,耐热性好,能进行高速切削,提高生产效率,可是,它们往往比较脆,易于崩刃,对振动特别敏感.因此,在使用这些刀具材料时,要严格控制振动.与此同时,由于金属切削和磨削向高速和强力方向发展,也使得出现振动的可能性增加;

日益得到广泛应用的钛合金等各种难加工材料在机械加工中易于激起振动；此外，机械结构和机械零件向轻型化、薄壁型发展，也使得切削加工中易于激起振动。因此，有必要认真研究机械加工中发生振动的原因及其防治方法，以便能严格控制振动。

金属切削过程中的振动并非只能为害，如应用得法，也可变害为利，取得意想不到的效果与效益。近年来这方面的研究颇多，如以振动切削加工难加工材料；将切削振动的振纹作为精密配合表面的贮油空间，以减缓零件的磨损；又如以振动切削加工金属纤维，以满足制造复合材料的需要，等等。

金属切削过程中发生的振动可分为强迫振动与自激振动两大类。强迫振动是机床内部的周期振源或外界传入的振动的激励引起的，其发生的现象、机理和规律在一般机械振动的书籍中都有阐述。本书主要研究与探讨金属切削过程中的自激振动（又称为颤振），以及自激振动与强迫振动的综合效应。

本世纪40年代，金属切削过程的颤振理论已问世，此后一直局限于线性理论的范围。传统的线性理论成功地预测了开始发生颤振的临界条件，即“稳定性阈”，却无法解释并预测颤振发生以后的种种现象，如振幅稳定的根源，稳定振幅与切削用量的关系，跳跃现象以及外加扰动对切削过程稳定性的影响等。这些对于工业生产以及学科的发展，却有着重要意义。

本书在第一章概述颤振的线性理论的基础上，将在第二章中着重论述作者们近十年来在颤振的非线性理论方面的研究成果，即提出了基于刀刃振离工件表面与切削力的非线性特征这两项非线性因素的切削过程再生颤振模型，从而圆满解释了上述线性理论所不能解释的现象，这是颤振研究与控制的基础。

当代计算机控制的机械加工自动化系统的发展，提出了对机床颤振进行在线监视和实时控制的迫切要求，同时又为实现这一目标提供了技术基础。机床颤振的在线监控又是当代机床振动研究的一个颇具活力的发展方向。此项研究把监视、分析、预报和

控制联系成一个有机的整体,把传统的离线测试、建模改为在线监视,又把在线监视推进到实时控制,这一研究路线与方向有助于使传统的机床颤振理论与知识更好地为工业生产服务,从而使其增添新的活力。本书将在第三章中阐述作者们在切削颤振监控方面的研究成果。

关于自激振动与强迫振动的综合效应,只有星铁太郎进行过一些研究,本书将在第四章中阐述作者们提出的强迫再生振动,强迫再生共振,强迫再生颤振的概念、模型、特征及控制对策,并介绍相应的理论研究与实际应用成果。

对于切削颤振系统,一般多视为定常系统,但在许多情况(如曲轴、凸轮轴加工)下,切削颤振系统却是时变的。本书将在第五章中应用时间序列分析方法研究时变切削系统的动态特性,而实际上,所提出的建模、分析方法对于一般时变系统都是适用的。

本书还在第六章中针对一台车床(Mx-4 曲轴连杆颈车床)进行了详细的振动分析,确定了该车床的颤振薄弱环节,提出并实施了相应的控制对策。实践表明,这些工作是成功的。编写此章的目的,是试图以此为例,介绍并发展一些颤振分析与控制的实用技术。

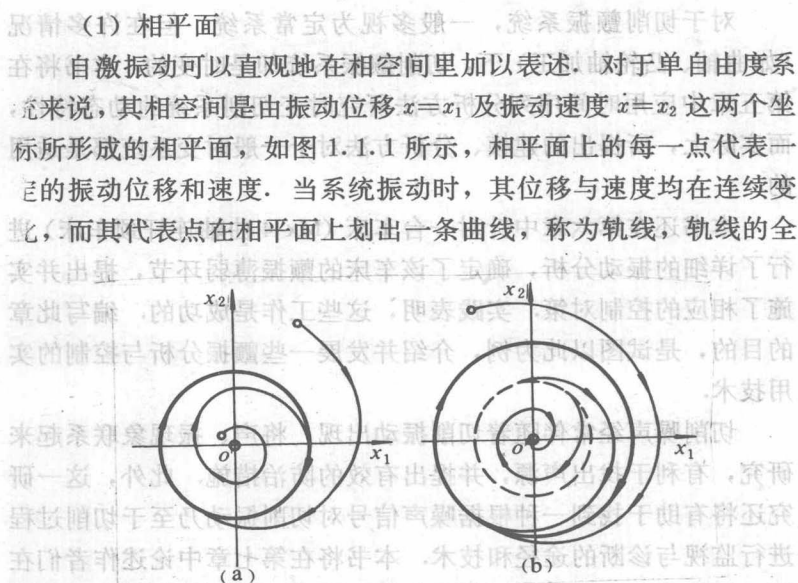
切削噪声经常伴随着切削振动出现,将声、振现象联系起来研究,有利于找出声源,并提出有效的防治措施。此外,这一研究还将有助于找到一种根据噪声信号对切削振动乃至于切削过程进行监视与诊断的途径和技术。本书将在第七章中论述作者们在声、振关系方面的研究成果,并提出了建立切削噪声动力学的初步设想。

§ 1.1 自激振动的特点和机制

工程中的自激振动往往是系统内部的寄生反馈所引起的,对

这类自激振动的机理的揭示以及对它的控制往往比对强迫振动的研究和控制要困难得多，其原因在于强迫振动一定有某个或某些“激振源”，只要追根求源，就不难加以抑制。而自激振动并无外界的交变激振源，其振动是内部原因，即内在反馈引起的。这些内在反馈寄生于机器或装置的正常运行过程中。为了正确理解本书后续内容，这里有必要简要介绍一下与自激振动（即颤振）有关的种种基本概念。

1.1.1 平衡点、极限环及其稳定性



本形成相图。相图反映了一个振动系统的整体动态特性。

一个振动系统的定态和周期运动往往在工程上具有实际意义，值得认真研究。它们分别与相图上的平衡点和极限环相对应。

(2) 平衡点及其稳定性

当系统处于平衡状态时，其速度 ($\dot{x}=x_2=0$) 与加速度 ($\ddot{x}=0$)

$\dot{x}_2$)均为零,即有 $\dot{x}_1=\dot{x}_2=0$,相平面上满足这一条件的点称为平衡点。例如,图1.1.1中假定原点为平衡点。显然,一个处在平衡点上的系统既无初速度,又不受力,当然不会自行运动起来。

平衡点分为两类,即稳定的平衡点和不稳定的平衡点。其差别并不在于平衡点本身的状态,而在于系统在略为偏离其平衡点时的运动趋势:是趋向于回到平衡点、保持在平衡点近旁或者趋向于偏离该平衡点愈来愈远。相应地,该平衡点称为渐近稳定的、仅稳定的或不稳定的,其中前两种又统称为稳定的平衡点。

必须了解“平衡”与“稳定”这两个概念之间的联系与差别。须知,“平衡点”并不一定稳定,而“稳定性”则一定是围绕某一平衡点而言的。这些概念对于理解一个金属切削系统的稳定性是至关重要的。一般说来,一个切削系统如果能够稳定地运行,则它应该工作在其平衡点上。但这还不够,应该说,它必须工作在其稳定平衡点上。这是由于一个真实的系统必然经受各种各样的扰动,只有稳定平衡点才具有抗扰动的能力,从而能将系统维系在其周围,稳定地运转。对于处在这种平衡状态下的系统,任何短暂、微小的扰动只会引起其工作状态短暂微小的变化,而这些变化一般是工程实践可以容忍的。可是对于不稳定平衡点来说,任何短暂微小的扰动,都会使系统永远地、大幅度地偏离其正常工作点,完全破坏系统的工作条件。由于这种不稳定平衡状态不具备抗扰动的能力,因此只是一种理论上的平衡状态,实际上是观察不到的。

(3) 极限环及其稳定性

机床振动系统由于与外界具有能量交换,因而属于非保守系统。非保守系统的相图中也可以存在一种封闭的轨线,如图1.1.1(a)、(b)中的粗实线和虚线圆圈所示。与保守系统不同,这类非保守系统的封闭轨线具有以下特点:

第一,非保守系统在一封闭轨线上运动时,其总机械能并不守恒,它既吸收能量,又耗散能量,总机械能在不断变化,只

过经过一周以后,能量的“收支”必须平衡,而系统的状态变量返回原状,然后再开始下一个周期的运动。

第二,非保守系统的封闭轨线还可以具有一种“吸引力”,它可以把从该轨线以外的其它点上出发的轨线“吸引”到该封闭轨线上来,如图 1.1.1 中以粗实线表示的封闭轨线即具有这种性质。因此,非保守系统的这种封闭轨线代表一种与初始条件无关的周期运动。这种周期运动是由系统本身决定的,初始条件的变化(图(a)),或者初始条件在一定范围内变化(图(b)),并不影响最后趋近的这种周期运动。而保守系统的封闭轨线是由其初始条件决定的。

具有以上特性的非保守系统的封闭轨线称为“极限环”(Limit cycle)。除了常数解(平衡点)以外,周期解(极限环)也是动态系统的一种重要的运动方式。因此,对极限环的研究具有实际的工程意义。

极限环分为两种:稳定的与不稳定的。前述图 1.1.1 (a)、(b)中以粗实线表示的极限环是稳定的,而图(b)中以虚线表示的极限环是不稳定的。一般对于一封闭轨线 c , 如果其附近的任一轨线都始终保持在其附近,则称 c 是轨道稳定的;如果其附近的轨线(当 $t \rightarrow \infty$ 时)都无限趋近于 c , 则称 c 是轨道渐近稳定的;如果其附近的轨线都倾向于离开 c , 则称 c 是轨道不稳定的。

稳定极限环具有抗扰动的能力。当系统沿着一稳定极限环运动时,即使由于外界扰动使它暂时地偏离该极限环,但它总还是会回到该环上,或者保持在该环附近运动,不致于产生过大偏差。而不稳定极限环只是理论上的一种可能性,由于实际环境中的各种扰动不可避免,因此在实验中是不可能观察到沿着不稳定极限环的运动的。

图 1.1.1 给出了极限环与平稳点的两种典型的配置方式。图(a)中,原点是不稳定的平衡点,而包围原点的极限环是稳定的;图(b)中,原点也是一个平衡点,其外包围着一个不稳定极限环

(虚线),再外层是一稳定极限环(实线).在图(b)情况下的原点,对于小的扰动(在虚线环之内)是稳定的,而对于大的扰动(超过虚线环)则是不稳定的,这种原点称为具有“有限振幅不稳定性”.

平衡点与极限环相结合,可用以描述自激振动的过程与特点.在图 1.1.1 (a) 的情况下,系统不可能静止在其中心的平衡点上,任何微小的初始扰动均会激起激剧上升的振动,而最后振动被约束在稳定极限环上.在图 1.1.1 (b) 的情况下,如果扰动不超过虚线环所规定的阈限,系统可以稳定在其中心平衡点上;一旦扰动越过这一阈限,就立即激起增幅的自激振动,而最后振动被稳定在外层的实线(稳定性)极限环上.

1.1.2 自激振动的特点

自由振动是由一定的初始条件激起的,而强迫振动则是由某种持续的过程激励激起的.那么“自激振动”是不是就不需要外界激励而自行起振呢?现举图 1.1.1 (a) 为例,系统的状态点如果停留在原点,它是不可能自行离开该点的,因为原点是平衡点.可是如果任何偶然的外界扰动使状态点略为偏离原点(哪怕是偏离一点点),那么系统本身在原点附近的不稳定性会立即迫使状态点沿螺线迅速偏离原点,即产生激剧上升的振动.由此可见,自激振动的发生需要两个条件:第一,系统在平衡点附近的不稳定性;第二,迫使系统的工作点略为偏离平衡点的外界扰动.由此可见,自激振动并非不需要外界的刺激.其实,应该说自激振动是一种“扰激振动”,因为它总是发端于某一个偶然的外界扰动,只是由于这个扰动的大小与形式无关紧要,且现实中又总是充满了各种各样的扰动,因此上述第二个条件总是满足的.这样,只要第一个条件一旦形成,即只要系统本身在平衡点附近的不稳定性一旦构成,则完全无需等待,自然立即会有某个偶然扰动出现,引发急剧上升的振动.正因为如此,对自激振动进行研究的着眼

点与方法，就与对自由振动和强迫振动的研究不同：无需研究引发振动的那个偶然扰动的大小和形式，也无需探讨这种扰动与它所激起的振动之间的关系，而是着重研究形成系统自身不稳定性的机理与规律。

图 1.1.1 (b) 所描述的系统也是一种自激振动系统，但是与上述系统不同，它要求激发振动的扰动具有一定的大小，即其幅度需超过图中的虚线圆圈，才能激发起自行上升的振动。这种情况称为“硬自激振动”，其中虚线圆圈的半径称为激振“阈值”，而图 1.1.1 (a) 所示的情况则称为“软自激振动”。

自激振动一旦被激起，其振幅会迅速上升，这一点与自由振动正好相反，在后一种情况下，振幅会由于阻尼的存在而不断衰减。这表明在自激振动系统中存在着一种与阻尼的作用正好相反的因素，这种因素即是所谓的“负阻尼”。

除了负阻尼以外，多自由度系统的各个模态之间的耦合也可能成为一种助长振动的因素。

自激振动的维持与扩大并不需要持续的外加交变激励，这使它与强迫振动区别开来。自激振动是靠系统内部各部分之间的相互作用而得以维持与扩大的。因此，自激振动系统内部一定存在某种反馈关系，以实现各部分之间的相互作用。

自激振动在被激发以后，其振幅的上升当然不可能是无限的。当其振幅上升到一定的程度以后，会自行稳定下来，而形成一种稳定的周期振动。值得注意的是，这种周期振动的形式与周期是由系统本身的特点决定的，而与振动开始被激发的初值无关，如图 1.1.1 所示，这再次说明了激起自激振动的干扰的具体形式并不重要。

稳态自激振动的轨线和周期，与其运动的初始条件无关，这是它与无阻尼自由振动的重要区别。我们知道，在后一种情况下，运动的轨线或者其周期（如果系统是非线性的话）是由初始条件决定的。

自激振动的这种振幅自稳定性是由于系统中的某些非线性因素的作用而发生的。为描述与解释这种现象，需要非线性模型与非线性理论，不过如果只需研究系统开始发生自激振动的条件，即判明“稳定性阈”，那么采用线性模型即可解决问题。

最后，还需说明，自激振动并不是“自给振动”，在能量上它并不能“自给自足”，而需依赖于外界的能量，以补充阻尼所造成的能量耗散，并扩大振幅。由此可见，自激振动系统一定具有某种机构或机制，以便从外界摄取能量来维持或扩大其振动。自由振动与强迫振动也都需要能源，前者是将开始就贮存在系统中的机械能转化为交变的振动，而后者是将交变激励的能源转化为交变的振动。自激振动与以上两者均不同，它是将一种“直流”的能源转化成为交变的振动。从这个意义上讲，自激振动系统很像一个将直流电转化成为交流电的“变流器”。

综上所述，一个自激振动系统一般应该由振动体、能源、调节能源供给的“阀”，以及按照振动体的振动反过去控制“阀”的能量供给的反馈机构这四部分所组成，如图 1.1.2 所示。

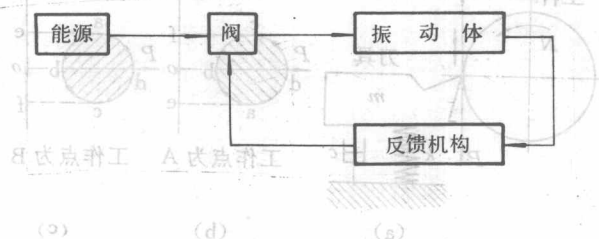


图 1.1.2

在金属切削过程中，由于反馈量与反馈方式的不同，可以有不同类型的颤振以及不同的失稳方式，以下分述之。