

冲击和振动手册

C. M. 哈里斯 主编
C. E. 克雷德

科学出版社



53.51
411

DG54/105
冲击和振动手册

C. M. 哈里斯 C. E. 克瑞德 主编
众 师 译



科学出版社

1990

10243



内 容 简 介

本书全面系统地论述了有关冲击和振动问题的各个方面。全书四十四章,每章论述一个专题。全书主要内容可归纳为以下四个部分: 1.冲击和振动的理论基础; 2.所用仪器和测量手段; 3.冲击和振动系统的分析、测试手段以及计算机的使用; 4.控制冲击和振动的方法,其中包括阻尼、隔振和平衡等方法。此外,还专门论述了设备设计、包装以及冲击和振动对人体的影响。

本书可供在机械、土木、声学、航空、电学、运输、仪器设备制造、维修、测量、控制、环境试验和包装等方面从事工作的工程技术人员使用,可供大专院校有关专业的师生阅读参考。

Edited by C. M. Harris and C. E. Crede
SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK
SECOND EDITION
McGraw-Hill Book Company, 1976

冲击和振动手册

C. M. 哈里斯 主编

C. E. 克瑞德

众 师 译

责任编辑 李成香

科学出版社出版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100707

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

1990年12月第 一 版 开本: 787×1092 1/16
1990年12月第一次印刷 印张: 57 3/4 插页: 3
印数: 0001—1 250 字数: 1 470 000

ISBN 7-03-000925-8/O·223

定价: 51.20 元



第二版序言¹⁾

自从《冲击和振动手册》第一版于1961年问世和我的朋友、本手册主编之一 C. E. 克雷德 (Crede) 过早地于1964年去世以来,冲击与振动工程已经有了许多重要的进展。现在,许多冲击与振动测量仪器已经推陈出新,振动测量的许多标准已经建立,并且随着大型计算机的普及应用,冲击与振动的数据处理技术也已经有了长足进步。此外,冲击与振动的其他许多专门领域也有进展。这就需要将原手册再版,把反映当代工程实践的内容充实进去。

《冲击和振动手册》第一版首次把冲击与振动看成一个整体,并将经典振动理论及其在当代工程实践中的应用,包括机械冲击、振动与冲击仪器装备等专题,在一本书中全面地加以论述。每一章尽量全面论述一个特定的专题。许多章节的内容比先前所有专业书中所搜集的资料更为丰富,有一些章节包含了相当多尚未收入文献的资料。结果,《手册》成了全世界的一本标准参考书。

本手册第二版仍然是一本综合论著,只不过作了一些重要改动,全部档案性材料均已删去。随着技术的发展,第一版中有些章节的内容已不显重要,例如分析中的比拟法,在第二版中也予以删去,还删去了对于诸如船舰、飞机与导弹等专门领域的冲击与振动论述过于详细的章节,虽然如此,可用于这些专门领域中的理论、仪表、测量方法、数据分析以及控制方法等仍然包含在其他章节中。另一方面,与当代举世瞩目的工程问题有关的内容都得到了扩充。尽管增加了许多实际应用方面的篇幅,但由于大量删节,总页数已比原来的三卷本减少了三分之一,因而有可能将新版本改成更为方便的一卷本。

本书(第二版)统一处理冲击与振动的内容,至少相当于五本一般的教科书。书中44章分别由54位来自各个企业、研究机关和大学的作者撰写。

本手册(第二版)每一章论述一个专题。全书可分成四个部分,每一部分由内容相关的章节组成。第一部分各章提供冲击与振动分析的理论基础。第二部分讨论仪器与测量,其后新加了一章,是论述振动标准的。第三部分论述分析与试验、实测数据的处理方法、经受冲击与振动的系统的分析和试验手段等。在这一部分中,还新添了一章,论述数字计算机的应用。第四部分论述冲击与振动的控制这一重要课题,其中包括隔离、阻尼与均衡等章节。最后就是有关设备设计、包装以及冲击与振动对人的影响等章。各章内容没有重复之处,而各章之间常相互引用。各章末附有大量参考文献。

虽然《手册》并不是教科书,但许多教师仍可从中找到适于课堂教学的一些经典的与严格的论证,特别是大量实例可作为教学上十分有用的补充材料。冲击与振动的控制在许多工程领域中有重要实际意义。《手册》目的是为机械、土建、声学、航空、电学、空调、运输、化学工程的工程师与科学家们提供的一本工作参考书。对于从事研制与设计工作的工程师以及对于从事机器制造(包括维修)、测量与控制、环境测试以及包装运输等专业的工程师来说,本手册也有非常重要的

1)① 原书中采用的单位,例如磅、英寸、奥斯特等,与我国颁布的法定计量单位不相符合,为非许用单位。为尊重原书,中译本中均照原文译出,在非许用单位第一次出现时用加脚注的办法说明许用单位与非许用单位的换算关系。

② 原书中质量与力的单位均用 lb 表示,中译本中也一概译为磅,读者阅读时注意区分磅与磅力。——编者

价值。

在准备第二版过程中，许多个人与组织（例如海军研究所的冲击与振动情报中心）都做了不少有益的建议和贡献，由于为数众多而无法在此一一列举，只能在此对他们表示衷心感谢。各位撰稿人勤奋地工作使我们达到了预期的目标，即每一章都反映了所在领域的现有成果。最后，感谢撰稿人所在的政府机关与企业组织准许发表文中所援引的材料。

C. M. 哈里斯
(方同译)



目 录

第二版序言	iii
第一章 手册引论	C. M. 哈里斯 (Harris), C. E. 克雷德 (Crede) 1
第二章 振动理论基础	R. E. 布莱克 (Blake) 18
第三章 弹性支承刚体的振动	H. 小海麦布劳 (Himeblau), S. 鲁宾 (Rubin) 37
第四章 非线性振动	H. N. 阿布劳姆森 (Abramson) 71
第五章 自激振动	F. F. 埃瑞奇 (Ehrich) 95
第六章 动力减振器和辅助质量阻尼器	F. E. 瑞德 (Reed) 110
第七章 具有分布质量与刚度的系统的振动	W. F. 斯托凯 (Stokey) 137
第八章 对阶跃函数和脉冲函数的瞬态响应	R. S. 爱尔 (Ayre) 169
第九章 碰撞对结构的影响	W. H. 霍普曼 (Hoppmann) 207
第十章 机械阻抗	E. L. 希克森 (Hixson) 214
第十一章 振动的统计概念	J. W. 米勒斯 (Miles), W. T. 汤姆逊 (Thomson) 249
第十二章 冲击、振动测量引论	E. E. 艾勒 (Eller) 259
第十三章 测量冲击和振动的机械式仪器	G. 斯塔索鲍劳斯 (Stathopoulos), C. E. 福瑞丁格 (Fridinger) 278
第十四章 自容式电子振动计和专用传感器	J. D. 拉姆博兹 (Ramboz) 285
第十五章 感应式传感器	R. R. 鲍赫 (Bouche) 297
第十六章 压电和压阻拾振器	A. I. 德兰奈兹 (Dranzetz), A. W. 奥拉克赫奥 (Orlacchio) 310
第十七章 应变片测量系统	E. J. 威尔森 (Wilson) 327
第十八章 传感器的校准	J. R. 拉姆博兹 (Ramboz) 338
第十九章 振动标准	R. L. 埃斯勒门 (Eshleman) 362
第二十章 测量技术	R. D. 巴克斯特 (Baxter), J. J. 伯克门 (Beckman), H. A. 布朗 (Brown) 372
第二十一章 试验和数据处理引论	C. T. 莫罗 (Morrow) 383
第二十二章 振动数据分析概念	A. J. 库特斯 (Curtis) 398
第二十三章 冲击数据分析的概念	S. 鲁宾 (Rubin) 417
第二十四章 环境规范和试验	C. T. 莫罗 (Morrow) 437
第二十五章 振动试验机	K. 尤霍尔兹 (Unholtz) 446
第二十六章 冲击试验机	I. 韦哥奈斯 (Vigness), J. R. 沙里文 (Sullivan) 464
第二十七章 数字计算机的应用	A. J. 库特斯 (Curtis) 478
第二十八章 分析的矩阵方法	厄兰德 (Crandall), R. B. 马克考里 (McCalley) 488
第二十九章 第一部分: 地面运动引起的结构振动	N. M. 纽马克 (Newmark), W. J. 哈耳 (Hall) 510
第二部分: 风引起的结构振动	A. G. 达范泡特 (Davenport), M. 诺伐克 (Novak) 523

第三十章 隔振理论	C. E. 克雷德 (Crede), J. E. 拉济卡 (Ruzicka)	539
第三十一章 冲击隔离理论	R. E. 牛顿 (Newton)	577
第三十二章 隔振器的应用与设计	C. E. 克雷德 (Crede)	600
第三十三章 空气悬挂和伺服控制的隔振系统	R. D. 卡伐诺夫 (Cavanaugh)	631
第三十四章 机械弹簧	A. H. 丘奇 (Church)	647
第三十五章 橡胶弹簧	W. A. 弗里 (Fryc)	656
第三十六章 材料阻尼与滑动阻尼	L. E. 古德曼 (Goodman)	669
第三十七章 应用阻尼方法控制振动	R. 普龙克特 (Plunkett)	690
第三十八章 往复式机器中的扭转振动	F. M. 勒威斯 (Lewis)	704
第三十九章 旋转机械的平衡	D. 马斯特 (Muster)	732
第四十章 机床振动	J. G. 鲍林格 (Bollinger)	754
第四十一章 包装设计	M. T. 哈特 (Hatac)	769
第四十二章 设备设计理论	E. G. 菲舍 (Fischer)	790
第四十三章 设备设计实践	E. G. 菲舍 (Fischer), H. M. 福克斯 (Forkois)	816
第四十四章 冲击和振动对人的影响	H. E. 冯吉克 (Von Gierke), D. E. 苟德曼 (Goldman)	845
索引		886



第一章 手册引论

冲击与振动的概念

振动一词表示机械系统中的振荡。它由频率(一个或多个)和振幅所定义。不论是具体物体与结构的运动,还是作用于机械系统的波动力,从广义上说都是振动。就概念而论,振动的时间历程可以认为是正弦的或简谐的形式。频率定义为每单位时间内的振动周数,而大小则由幅值(正弦量的最大值)表示。实际中遇到的振动通常并没有这样规则的模式。它可以是若干个正弦量的组合,各个量的频率和振幅都彼此不同。如果每个频率分量都是最低频率的整数倍,则振动在一定的时间间隔后自行重复,并称为是周期的。如果各个频率分量之间没有整数倍的关系,则振动没有周期性,并称为是复合的。

振动可以是定则的或随机的。如果是定则的,振动按照既定的模式进行,在未来的任何给定时刻,振动的值都可以从过去的历史完全预测。如果振动是随机的,则它未来的值只有根据概率预测,除此以外没有别的办法。随机振动用某些统计术语来定义,从中可以看出各个指定的幅值与频率出现的概率。随机振动的分析,需要用到某些不同于分析定则振动时所用的物理概念。

对一个实际结构的振动,我们常常用含有一个质量与一个弹簧的模型来考虑。这种模型(或系统)的振动,可以是“自由”的或者“强迫”的。在自由振动中,没有能量输入系统,振动只是初始扰动的持续的结果。一个理想系统,为了便于数学分析,可以认为是无阻尼的。在这种系统中,自由振动假定是无限地延续的。在任何实际系统中,阻尼(即能量耗散)将使自由振动的振幅不断衰减以至可以略去不计。这种

自由振动有时称为瞬态振动,和自由振动不同,强迫振动在“定常态”下继续进行,因为能量不断输入系统,以补偿系统中由于阻尼而耗散的能量。一般来说,能量输入的频率(亦即激励频率)就在系统的振动中出现。强迫振动可以是定则的或随机的,无论哪一种都依赖于激励函数与系统特性的关系。这种关系是振动分析的一个重要的部分。

冲击是定义不太严格的一种振动,其中激励是非周期性的,例如脉冲的、阶跃的或者瞬态振动的形式。“冲击”这个词意味着某种程度的突然性与猛烈性,但这种说法只有相对的意义,而不是对于冲击特征的绝对的量度,只是通俗的概念,而不是对适用原则作基本分析时所必需的。从分析的观点看,冲击的重要特征是:受冲击作用的系统的运动既含有冲击激励的频率,又含有系统的固有频率。如果冲击是短暂的,则系统随后的运动是按固有频率的自由振动。

显然,冲击与振动的技术包括理论与实验这两个方面。因此,分析方法以及测量冲击与振动的仪器都是头等重要的。分析与测量的结果可以用来评估冲击与振动的环境,拟定试验步骤与设计试验机,以及设计或操作设备与机器。按照具体情况的不同,冲击与振动可以是需要的,也可以是不需要的。例如输送机与筛分机这些设备,主要的工作方式是振动。铆钉机依靠碰撞与冲击进行铆接。不过,在更多的情况下冲击与振动是不需要的,我们的目的是消除或者减弱它们,或者设计出耐振装备。这些措施详见下节冲击与振动的控制。各种控制方法是本手册中自始至终强调的内容。

冲击与振动的控制

冲击与振动的控制方法可以划分为三大

类:

1. 减除振源

- a. **运动质量的平衡**. 来源于转动件或往复运动件的振动, 常常可以通过平衡来减弱甚至消除振动力. 例如, 在风扇或鼓风机的制造中, 通常的做法是使每个转子转动, 按需要在转子上恰当增加或减去一些材料以达到平衡.
- b. **磁力的平衡**. 由电机中磁效应引起的振动力, 有时可以改变磁路使其减小. 例如为了减除电动机产生的振动, 可以把叠片电枢上的槽开成斜向.
- c. **间隙的控制**. 振动与冲击常常产生于机器运行中的碰撞. 在有些实例中, 碰撞是由于设计或制造的缺陷, 例如轴承中过大的间隙造成的, 只须对尺寸多加注意就可以减小. 在另一些实例中, 例如继电器中的可动电枢, 采用橡皮缓冲器来缓和铁芯在行程极限处的运动, 以达到减弱冲击的目的.

2. 隔离

- a. **振源的隔离**. 一个机器, 如果在正常运行时产生明显的冲击或振动, 可以支在隔振器上, 以保护其他的机器与人员使其不蒙受冲击与振动的影响. 例如, 锻锤产生的冲击往往很强烈以致邻近的精密仪器的功能受到干扰. 把锻锤装到隔振器上就可以减除冲击的影响.
- b. **灵敏设备的隔离**. 有些设备往往须在不受剧烈的冲击或振动的环境中使用. 把这种设备装在隔振器上可以使其免受环境影响. 例如, 军舰上的设备, 在海战中将受到强烈的冲击, 把它们装在隔振器上就可能避免损坏.

3. 减小响应

- a. **改变固有频率**. 如果一个设备其结构的固有频率与外加振动的频率重合, 则由于发生共振, 结构的振动将会严重得多. 在这种情形下, 如果扰的

频率实际上不变, 我们常常可以改变结构的固有频率来减小振动. 例如, 改变风扇叶片的加强筋, 从而改变叶片的固有频率, 使与叶片的旋转频率不会发生共振, 可使风扇叶片的振动显著减小. 或者不改变叶片的刚度, 而改变它的质量, 也可以得到类似的结果.

- b. **增加能耗**. 如果激励频率并不保持常值, 或者有好多个激励频率, 则改变对应结构的固有频率, 很可能达不到减振的目的. 此时可以通过能量耗散来消除共振的严重后果. 例如, 在洗衣机壳体的内表面覆以阻尼材料的涂层, 可以使洗衣机外壳不易产生振动.
- c. **附加质量**. 减除系统振动的另一方法是: 用弹簧把一个质量连接到系统上. 通过恰当调谐, 可以使附加质量进行振动, 从而减除系统的振动. 例如, 纺织厂房的振动受到几百台织机的影响, 把若干个大质量用弹簧连在房屋的一面墙壁上, 这些质量将有比较大的振动, 而墙壁的振动则显著减小. 在这个附加的质量系统中引进阻尼, 减振效果还可以进一步提高.

本手册的内容

本手册的各章分别讨论冲击与振动科目的某一单独方面. 有不少处指出互相参阅, 目的在于联系到其他各章的基本理论, 引起对补充知识的注意, 并给出说明和实例. 因此, 如果连同需要参阅的各章有关内容一起阅读, 则每一章都对冲击与振动科目提供了完整的一面.

处理类似题材的各章编集在一起. 在第一章引论之后的前十章讨论冲击与振动的基本概念. 第二章讨论可以由集中参数并用同类坐标描述的线性系统的自由振动与强迫振动. 第三章讨论刚体的性质以及弹性支承的刚体的振动, 其中几个振型互相耦合. 非线性振动的讨

论见第四章，自激振动见第五章。第六章详细讨论2自由度系统——包括基本理论以及将这种理论应用于动力吸振器与附加质量减振器。由分布参数，主要是梁与板描述的系统振动，见第七章。第八章与第九章研究冲击；第八章是关于集中参数系统对阶跃激励与脉冲激励的响应，第九章考虑碰撞对结构的影响。标题为“机械阻抗”的第十章提出这样一些概念，使复合系统的特征可以从系统的组成部分的特征来确定。随机振动见第十一章。

第二组各章讨论测量冲击与振动所需要的仪表装备。一般原理见第十二章。第十三章描述了范围广泛的许多种仪表——从小巧的自立式仪表到包括传感器与记录装置的完善的仪表系统。有许多种性能范围很宽的传感器，手册中用了整整四章（第十四至第十七章）专门讨论许许多多传感器的设计、性能与一般特性，由此也可以想见这个题材的重要性。仪表的校准见第十八章。第十九章描述冲击与振动测量的标准。现场测量技术见第二十章。

准备在冲击与振动的环境条件下使用的设备，通常先须经过实验室中在模拟条件下的试验。这种试验的重要性由这方面六章的内容可以认识。第二十一章引入一些概念，第二十二与第二十三章讨论数据分析的适用概念。第二十二章是关于描述振动条件的数据的分析，并且讨论从振动测量的时间历程变换为较简洁的数据形式的方法。第二十三章是关于描述冲击条件的时间历程的变换的类似说明。第二十四章讨论环境规范与试验。第二十五章说明实验室中使用的振动试验机的构造与运用。第二十六章是关于冲击试验机的类似说明。

下一组讨论计算方法。计算机的应用见第二十七章；所介绍的概念，对分析工作与实验工作都很有用。第二十八章说明在振动分析中的近代数值方法，主要是列出了为了应用数字计算机而需用的矩阵表示式，以及其他的数值计算方法。第二十九章讨论由地面运动以及由气流所激发的振动。

控制冲击与振动的最常用的方法之一是隔

离。第三十章详细讨论了振动隔离理论；对冲击隔离理论的类似说明见第三十一章。第三十章的振动隔离包括了振动频率很高以致有关结构不能再看为刚体的情况以及振动是随机性质的情形。关于隔离的较实用的内容见第三十二章，包括隔振器的应用与设计。第三十三章讨论两类特殊的隔振器——应用空气弹簧的以及含有伺服控制的。这些原理常应用于同一隔离系统，所以就并在同一章中讨论。第三十四与第三十五章介绍隔振器所用材料以及所用弹簧的设计。金属弹簧见第三十四章，橡皮弹簧见第三十五章。

控制冲击与振动的重要方法是在容易发生振动的结构上增加阻尼装置或者能量耗散装置。第三十六章讨论阻尼的一般概念以及这些概念对滞后阻尼与滑动阻尼的应用。阻尼材料在结构上的应用见第三十七章。

手册的最后几章介绍分析基础、测量方法与控制技术的特殊应用，因为在某些领域中，上述三个方面已得到充分发展并形成各自独立的课题，第三十八章讨论扭转振动，以及对内燃机的特殊应用。第三十九章讨论转子的平衡并介绍几种平衡机。第四十章考虑有关机床设计与运用的特殊振动问题。冲击与振动出现最多的场合之一是商品的装卸与运输。为了保护设备避免因冲击与振动损坏的包装问题，见第四十一章。第四十二与第四十三章说明能经受冲击与振动的设备的设计步骤，前一章主要论述设计理论，后一章考虑实际问题。第四十四章广泛讨论与人有关的冲击与振动，说明冲击与振动对人的影响。

符 号

本节列出了符号及其常用英制单位；本手册通常采用英制单位，但书中也给出公制单位以备选用。在特殊情形下，下列符号有的在某几章中具有不同的含义，具体定义在这些章中有说明。另一些独特的或用途不广的符号，将在各章中用到时加以定义。

a	半径	英寸 ⁰	M	力矩	磅·英寸
B	磁通量密度	高斯	M	互感	亨利
c	阻尼系数	磅·秒/英寸 ²⁰	\mathcal{M}	导纳	英寸/(磅·秒)
c	声速	英寸/秒	n	圈数, 支点数等	
c_c	临界阻尼系数	磅·秒/英寸	p	交变压力	磅/英寸 ²
C	电容	法拉	p	概率密度	
D	直径	英寸	P	概率分布	
e	电压	伏特	P	静压力	磅/英寸 ²
e	偏心距	英寸	q	电荷	库仑
E	能	英寸·磅	Q	共振因数(或电抗与电阻之比)	
E	拉压弹性模量(杨氏模量)	磅/英寸 ²	r	电阻	欧姆
f	频率	周/秒	R	半径	英寸
f_n	无阻尼固有频率	周/秒	\Re	实部	
f_i	多自由度系统的无阻尼固有频率, 其中 $i = 1, 2, \dots$	周/秒	s	弧长	英寸
f_d	有阻尼固有频率	周/秒	S	膜、管等的面积	英寸 ²
f_r	共振频率	周/秒	t	厚度	英寸
F	力	磅	t	时间	秒
f_f	Coulomb 摩擦力	磅	T	传递率	
g	重力加速度	英寸/秒 ²	T	动能	英寸·磅
G	剪切弹性模量	磅/英寸 ²	v	线速度	英寸/秒
h	高度, 深度	英寸	V	势能	英寸·磅
H	磁场强度	奥斯特 ³⁾	w	宽度	英寸
i	电流	安培	W	重量	磅
I_i	面积或质量对 i 轴的转动惯量	英寸 ⁴ 或磅·秒 ² ·英寸	W	功率	英寸·磅/秒
I_p	极转动惯量	英寸 ⁴	W_c	激励的谱密度	
I_{ij}	面积或质量对 i, j 轴的惯量积	英寸 ⁴ 或磅·秒 ² ·英寸	W_r	响应的谱密度	
θ	虚部		x	沿 X 轴向的线位移	英寸
j	$\sqrt{-1}$		y	沿 Y 轴向的线位移	英寸
J	惯量常数(重量转动惯量)	磅·英寸 ²	z	沿 Z 轴向的线位移	英寸
J	冲量	磅·秒	Z	阻抗	磅·秒/英寸
k	线刚度	磅/英寸	α	绕 X 轴的角位移	弧度
k_t	转动(扭转)刚度	磅·英寸/弧度	β	绕 Y 轴的角位移	弧度
l	长度	英寸	γ	绕 Z 轴的角位移	弧度
L	电感	亨利	γ	剪切应变	
m	质量	磅·秒 ² /英寸	γ	重度	磅/英寸 ³
m_u	不平衡的质量	磅·秒 ² /英寸	δ	挠度	英寸
			δ_{st}	静挠度	英寸
			Δ	对数减缩	

1) 1英寸=0.0254米; 2) 1磅=0.4536公斤;

3) 1奥斯特=(1000/4 π)安培/米。——编者

ϵ	拉应变或压应变	
ζ	临界阻尼分数, 阻尼比	
η	刚度比	
θ	相角	弧度
λ	波长	英寸
μ	摩擦系数	
ρ	(质量)密度	磅·秒 ² /英寸 ⁴
ν	Poisson 比	
ρ	(质量)密度	磅·秒 ² /英寸 ⁴
ρ_i	对 i 轴的迴转半径	英寸
σ	法向应力	磅/英寸 ²
σ	均方根值 (rms)	
τ	周期	秒
τ	剪切应力	磅/英寸 ²
Φ	磁通量	麦克斯韦
ϕ	相角	弧度
ω	扰动角频率	弧度/秒
ω_n	无阻尼固有角频率	弧度/秒
ω_i	无阻尼多自由度系统的固有角频率, 其中 $i = 1, 2, \dots$	弧度/秒
ω_d	有阻尼固有角频率	弧度/秒
ω_r	共振角频率	弧度/秒
Q	转速	弧度/秒
\approx	近似地等于	

度与加速度的幅。数学上, 它们定义如下:

$$x_0 = x_0 \quad \dot{x}_0 = (2\pi f)x_0 \quad \ddot{x}_0 = (2\pi f)^2 x_0 \quad (1.4)$$

位移幅值 x_0 通常在英制单位中用英寸表示, 而在公制中则用厘米或毫米。因而速度幅值 \dot{x}_0 在英制中表示为英寸/秒, 在公制中表示为厘米/秒或毫米/秒。加速度幅值 \ddot{x}_0 则常常表示为重力加速度的无量纲倍数, 其中 $g = 386$ 英寸/秒²或 980 厘米/秒²。例如, 加速度 3860 英寸/秒²记为 $10g$ 。

由一种单位变换到其他单位的线速度与线加速度值的换算因数列于表 1.1; 角速度与角加速度的类似因数列于表 1.2。位移、速度与加速度的幅值(用英制单位表示)作为频率的函数示于图 1.1, 或者图 1.2 (诺模图)。

在分析中, 为了某些目的, 最好把幅值表示为谐和函数的平均值、均方根值(rms)或者两倍

谐和运动的特性

谐和函数在冲击与振动的分析中时常用到。一个进行简谐运动的物体遵循下式所定义的位移模式:

$$x = x_0 \sin(2\pi ft) = x_0 \sin \omega t \quad (1.1)$$

式中 f 是简谐运动的频率, $\omega = 2\pi f$ 是对应的角频率, 而 x_0 是位移的幅值。

物体的速度 \dot{x} 与加速度 \ddot{x} 可由位移求导一次与两次分别得出:

$$\dot{x} = x_0(2\pi f) \cos 2\pi ft = x_0 \omega \cos \omega t \quad (1.2)$$

$$\ddot{x} = -x_0(2\pi f)^2 \sin 2\pi ft = -x_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (1.3)$$

进行谐和运动的物体, 其位移、速度与加速度的最大绝对值出现在方程(1.1)至(1.3)中三角函数数值等于 1 的时刻。这些值分别称为位移、速

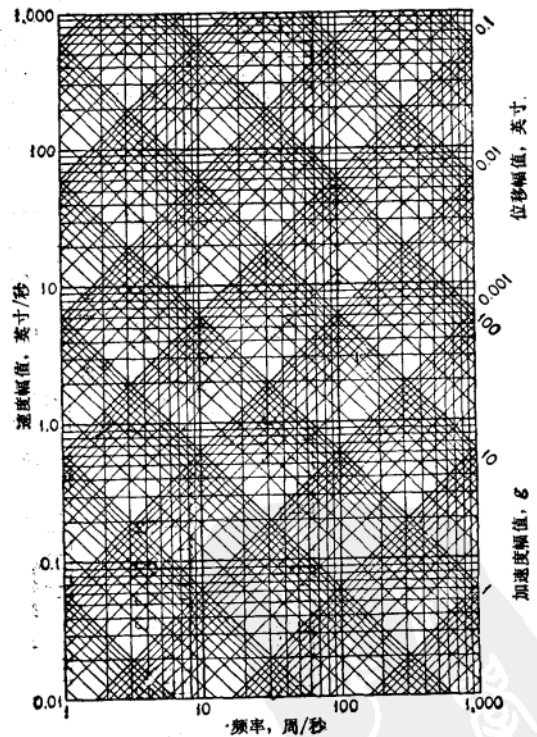


图 1.1 频率与谐和运动中位移、速度、加速度的幅值的关系

峰值(即峰-峰值)。这些名词将在第二十二章中

给出数学定义;为了便于参考,有关的数值换算因数列表 1.3。

表 1.1 线速度与线加速度的换算因数

用右列单位表示的值→ 或→ 乘以 即得下列单位表示的值↓	$g \cdot \text{秒}$ g	英尺/秒 英尺/秒 ²	英寸/秒 英寸/秒 ²	厘米/秒 厘米/秒 ²	米/秒 米/秒 ²
$g \cdot \text{秒}$ g	1	0.0311	0.00259	0.00102	0.102
英尺/秒 英尺/秒 ²	32.16	1	0.0833	0.0328	3.28
英寸/秒 英寸/秒 ²	386	12.0	1	0.3937	39.37
厘米/秒 厘米/秒 ²	980	30.48	2.540	1	100
米/秒 米/秒 ²	9.80	0.3048	0.0254	0.010	1

表 1.2 转动速度与转动加速度的换算因数

右列单位表示的值→ 或→ 乘以 即得下列单位表示的值↓	弧度/秒 弧度/秒 ²	度/秒 度/秒 ²	转/秒 转/秒 ²	转/分 转/(分·秒)
弧度/秒 弧度/秒 ²	1	0.01475	6.283	0.1047
度/秒 度/秒 ²	57.30	1	360	6.00
转/秒 转/秒 ²	0.1592	0.00278	1	0.0167
转/分 转/(分·秒)	9.549	0.1667	60	1

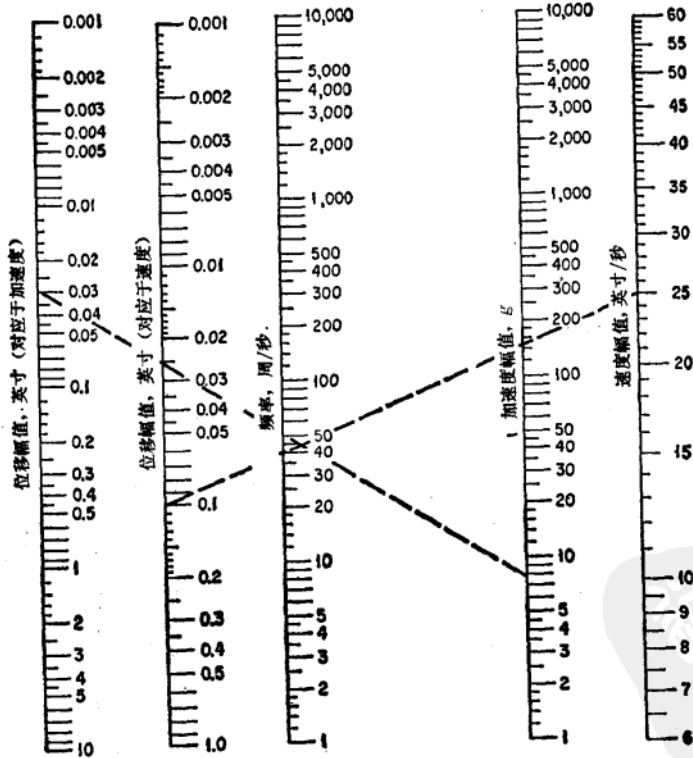


图 1.2 谐和运动的诺模图,表示频率与加速度幅值对位移幅值(最左标尺)的关系以及频率与速度幅值对位移幅值(左起第二标尺)的关系。图上虚线表示诺模图的使用法。例如,位移幅值为 0.03 英寸、频率为 50 周/秒的谐和运动,有加速度幅值 7.7 g;位移幅值为 0.10 英寸、频率为 40 周/秒的谐和运动,有速度幅值 25.1 英寸/秒



表1.3 简谐运动换算因数

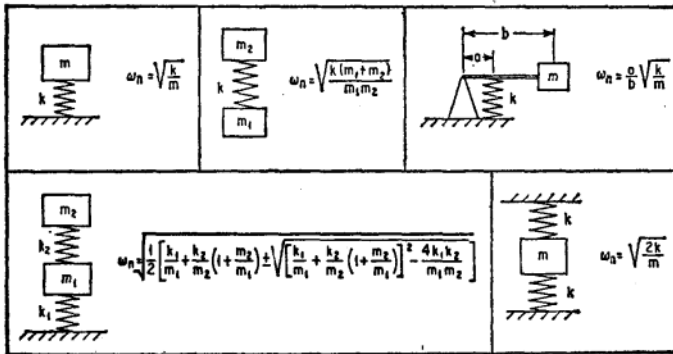
右列各量的值 乘以 即得下列 各量的值	幅值	平均值	均方根值 (rms)	峰-峰值
幅值	1	1.571	1.414	0.500
平均值	0.637	1	0.900	0.318
均方根值 (rms)	0.707	1.111	1	0.354
峰-峰值	2.000	3.142	2.828	1

附录 1.1 常用系统的固有频率

振动分析中最重要的工作往往是机械系统固有频率的计算和测量。固有频率在本手册的许多章中都要着重讨论。附录 1.1 汇集了各种普通机械系统的固有频率的常用表达式，为了便于参考，列成表的形式。梁与板的数据摘录自第七章。

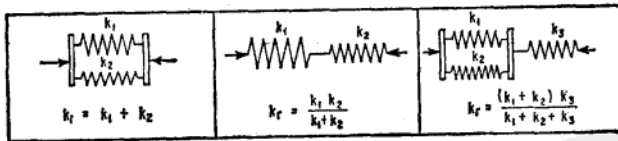
平行移动中的质量-弹簧系统 (刚体质量与无质量的弹簧)

k = 弹簧刚度, 磅/英寸 m = 质量, 磅·秒²/英寸 ω_n = 固有角频率, 弧度/秒



弹簧的组合

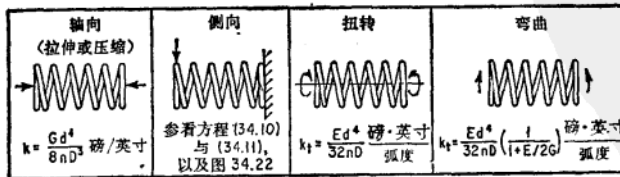
k_r = 弹簧组合的合成刚度



螺旋形弹簧

d = 簧丝直径, 英寸 D = 簧圈平均直径, 英寸 n = 有效圈数

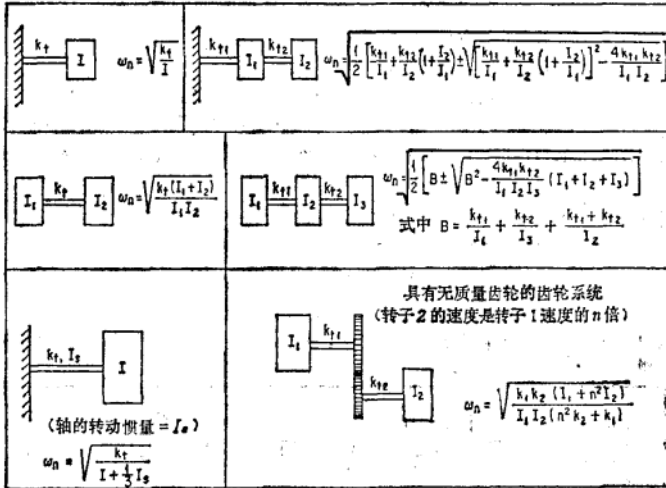
E = 杨氏模量, 磅/英寸² G = 剪切弹性模量, 磅/英寸²



转子转轴系统

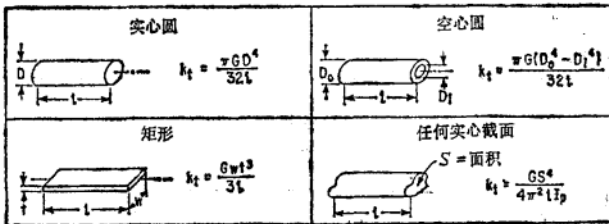
(刚性转子与无质量轴)

k_t = 轴的扭转刚度, 磅·英寸/弧度 I = 转子的质量转动惯量, 磅·英寸·秒²
 ω_n = 固有角频率, 弧度/秒



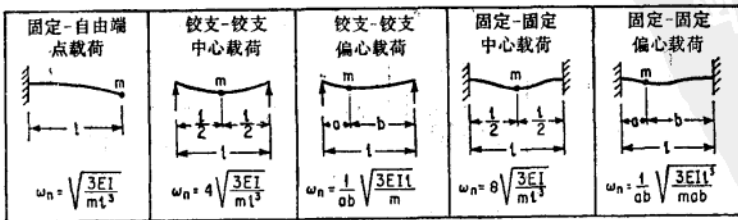
轴的扭转刚度

G = 剪切弹性模量, 磅/英寸² l = 轴的长度, 英寸
 I_p = 轴横截面的极转动惯量, 英寸⁴



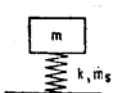
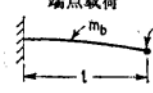
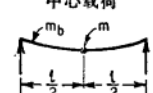
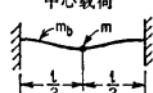
有集中质量载荷的无质量梁

m = 载荷的质量, 磅·秒²/英寸 l = 梁的长度, 英寸 I = 梁的横截面的面积转动惯量, 英寸⁴
 E = 杨氏模量, 磅/英寸² ω_n = 固有角频率, 弧度/秒



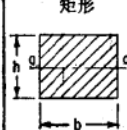
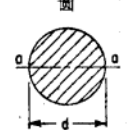
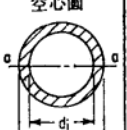
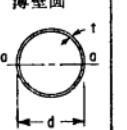
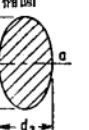
有集中质量载荷的重弹簧(梁)

m = 载荷的质量, 磅·秒²/英寸 $m_s(m_b)$ = 弹簧(梁)的质量, 磅·秒²/英寸
 k = 弹簧刚度, 磅/英寸 l = 梁的长度, 英寸 I = 梁的横截面的面积转动惯量, 英寸⁴
 E = 杨氏模量, 磅/英寸² ω_n = 固有角频率, 弧度/秒

<p>质量-螺旋弹簧</p>  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m + \frac{m_s}{3}}}$	<p>固定-自由 端点载荷</p>  $\omega_n = \sqrt{\frac{3EI}{l^3(m + 0.23m_b)}}$	<p>铰支-铰支 中心载荷</p>  $\omega_n = \sqrt{\frac{48EI}{l^3(m + 0.5m_b)}}$	<p>固定-固定 中心载荷</p>  $\omega_n = 14 \sqrt{\frac{EI}{l^3(m + 0.375m_b)}}$
--	--	--	--

梁的横截面的面积转动惯量

(对于轴 $a-\bar{a}$)

<p>矩形</p>  $I = \frac{bh^3}{12}$	<p>圆</p>  $I = \frac{\pi d^4}{64}$	<p>空心圆</p>  $I = \frac{\pi}{64}(d_o^4 - d_i^4)$	<p>薄壁圆</p>  $I = \frac{\pi d^3 t}{8}$	<p>椭圆</p>  $I = \frac{\pi d_1 d_2^3}{64}$
---	---	--	--	---

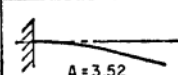
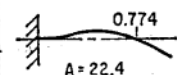
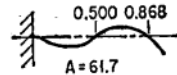
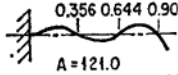
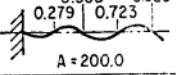
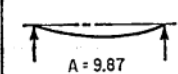
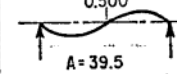
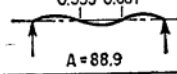
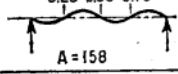
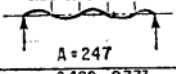
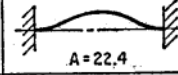
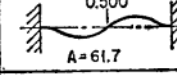
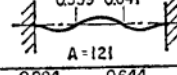
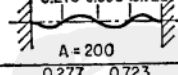
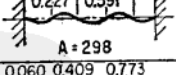
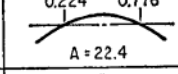
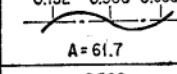
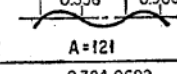
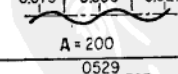
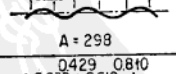
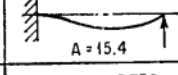
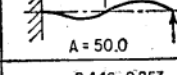
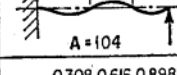
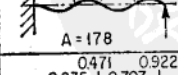
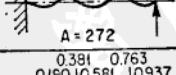
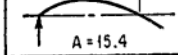
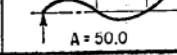
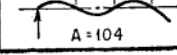
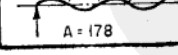
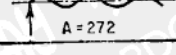
有均布载荷的等截面梁

固有角频率 $\omega_n = 1 \sqrt{\frac{EI}{\mu l^4}}$, 弧度/秒

其中 E = 杨氏模量, 磅/英寸² I = 梁的横截面的面积转动惯量, 英寸⁴

l = 梁的长度, 英寸 μ = 梁单位长的质量, 磅·秒²/英寸³ A = 系数, 见下表

下表中, 节点的位置表示为从左端量起的距离与梁长 l 之比

固定-自由 (悬臂梁)	 A = 3.52	 A = 22.4	 A = 61.7	 A = 121.0	 A = 200.0
铰支-铰支 (简支梁)	 A = 9.87	 A = 39.5	 A = 88.9	 A = 158	 A = 247
固定-固定 (固端梁)	 A = 22.4	 A = 61.7	 A = 121	 A = 200	 A = 298
自由-自由	 A = 22.4	 A = 61.7	 A = 121	 A = 200	 A = 298
固定-铰支	 A = 15.4	 A = 50.0	 A = 104	 A = 178	 A = 272
铰支-自由	 A = 15.4	 A = 50.0	 A = 104	 A = 178	 A = 272

等厚度的薄平板的固有频率

$$\omega_n = B \sqrt{\frac{Et^3}{\rho a^4(1-\nu^2)}}, \text{ 弧度/秒} \quad E = \text{杨氏模量, 磅/英寸}^2$$

t = 板的厚度, 英寸 ρ = 质量密度, 磅·秒²/英寸⁴ a = 圆板直径或方板边长, 英寸 ν = Poisson 比

板的形状	图	边界条件	对不同振型时的 B 值								
			1	2	3	4	5	6	7	8	
圆		周边夹紧	11.84	24.61	40.41	46.14	103.12				
圆		自由	6.09	10.53	14.19	23.80	40.88	44.68	61.38	69.44	
圆		圆心夹紧	4.35	24.26	70.39	138.85					
圆		周边简支	5.90								
正方		一边夹紧, 三边自由	1.01	2.47	6.20	7.94	9.01				
正方		四边夹紧	10.40	21.21	31.29	38.04	38.22	47.73			
正方		两边夹紧, 两边自由	2.01	6.96	7.74	13.89	18.25				
正方		四边自由	4.07	5.94	6.91	10.39	17.80	18.85			
正方		一边夹紧, 三边简支	6.83	14.94	16.95	24.89	28.99	32.71			
正方		两边夹紧, 两边简支	8.37	15.82	20.03	27.34	29.54	37.31			
正方		四边简支	5.70	14.26	22.82	28.52	37.08	48.49			

在圆心有集中质量载荷的无重圆板

周边夹紧 $\omega_n = 4.09 \sqrt{\frac{Eb^3}{ma^2(1-\nu^2)}}$
 周边简支 $\omega_n = 4.09 \sqrt{\frac{Eb^3}{ma^2(1-\nu)(3+\nu)}}$

其他几种系统的固有频率

(ω_n = 固有角频率, 弧度/秒)

单摆	复摆	圆柱面轨道上的球	气动系统
$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{l}}$ <p>g = 重力加速度 (g 与 l 用一致的单位)</p>	$\omega_n = \sqrt{\frac{og}{\rho_0^2} + \frac{ogW}{I_0}}$ <p>ρ_0 = 对支轴的迴转半径 g = 重力加速度 W = 摆的重量 I_0 = 对支轴的转动惯量 在转动鼓轮上的长板</p>	$\omega_n = \sqrt{\frac{2g}{3(R_2 - R_1)}}$ <p>g = 重力加速度 R_1 = 轨道半径 R_2 = 圆球半径</p>	$\omega_n = \sqrt{\frac{2pS^2}{mV_0}}$ <p>p = 气缸每端的压力, 磅/英寸² S = 活塞面积, 英寸² m = 活塞质量, 磅·秒²/英寸 V_0 = 气缸每端的体积, 英寸³</p>
$\omega_n = \sqrt{\frac{2g}{S}}$ <p>g = 重力加速度</p>	$\omega_n = \sqrt{\frac{2\mu g}{a}}$ <p>g = 重力加速度 μ = 板与鼓轮之间摩擦系数</p>	$\omega_n = \sqrt{\frac{9(1+S_1/S_2)}{h(1+S_1/S_2) + l(S_1/S_0)}}$ <p>h = 重力加速度 S_1 = 水箱 1 的面积 S_2 = 水箱 2 的面积 S_0 = 连通管的横截面积</p>	$\omega_n = \sqrt{\frac{5g}{7(R_1 - R_2)}}$ <p>g = 重力加速度 R_1 = 轨道半径 R_2 = 圆柱体半径</p>