



精密机械与仪器 零件部件设计

上海交通大学·清华大学
上海机械学院 合编

JINGMI JIXIE YU
YIQI LINGBU
JIAN SHEJI

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书为高等院校精密机械、精密仪器、光学仪器和自动化仪表等专业的教材。主要内容是：精密机械与仪器中常用零部件的工作原理和设计计算方法；精密机械与仪器结构设计的原则，精度分析和误差计算方法。全书共十八章，包括总论、摩擦轮传动、挠性传动、精密齿轮传动、螺旋传动、杠杆传动、轴、滑动轴承、滚动轴承、仪表特种支承、联轴器与离合器、精密轴系、精密仪器导轨、弹性元件、零件的联接、阻尼器与减振器、示数装置、外壳与基座等。

本书突出了精密机械与仪器结构设计的特点，对精密X—Y工作台，伺服传动和压力弹性敏感元件等的设计都作了较详细的论述。

本书还可作为其他机电结合专业的教材，亦可作从事仪器仪表结构设计的工程技术人员的参考书。

精密机械与仪器零部件设计

出版：上海交通大学出版社

(淮海中路1984弄19号)

排版：浙江上虞汤浦印刷厂

发行：新华书店上海发行所

印刷：常熟文化印刷厂印刷

开本：787×1092(毫米) 1/16

印张：23

字数：563000

版次：1989年1月第1版

印次：1989年3月第1次

印数：1—3800

科目：187—303

ISBN 7-313-00365-X/TH·11

定价：4.50元

前 言

《精密机械与仪器零部件设计》这门课程,在全国高等院校中是仪器仪表类各专业,特别是精密机械、精密仪器、光学仪器、自动化仪表等专业的一门主干课程。本课程的任务是通过课堂教学、实验和课程设计使学生掌握从事精密机械与仪器结构设计所必须具备的基础理论,培养学生进行独立设计的能力。

为了适应精密机械与仪器设计的需要,本书从设计的实际出发,将精度分析和误差计算作为编写的重点,即以精度为主,以精度概念贯穿始终;鉴于强度计算也是设计精密机械与仪器必须满足的基本要求,本书也给予了应有的重视,但在突出了仪器强度计算特点的基础上,作了必要的简化;零部件的设计最终必须以完善的结构来体现,本书对精密机械与仪器中常用的典型结构的设计和结构工艺性等问题也作了适当的充实和加强,做到理论与实际相结合。为了适应现代科技发展的需要,本书对微电子技术所必需的微细加工和精密测试设备中的精密X-Y工作台等的有关设计,对各种自动控制系统和自动装置中的伺服机械传动和压力弹性敏感元件等的设计,与同类教材相比都作了较详细的论述。此外,本书还重视培养学生独立分析和解决实际问题的能力,便于学生自学。

本书由清华大学、上海机械学院和上海交通大学三校共同编写。根据精密机械与仪器的发展现状,结合三校多年来的教学和科研的经验,并参照全国仪器零件或精密机械零件有关教材会议和教学经验交流会的精神,为共同搞好本课程的建设 and 不断提高本课程的教学质量,以突出重点,加强基础,逐步更新,便于学生自学为原则,三校共同编写了这本可适用于精密机械、精密仪器、光学仪器、自动化仪表等专业及其他机电结合专业的教材。全书共十八章,参加编写的人员有清华大学的李庆祥(五、十一、十三章)、徐毓娴(七、八、十二章),上海机械学院的胡寿镛(十、十五章)、陶娟(六、十四章)、王志新(十七、十八章),上海交通大学的林潮泳(二、九、十六章)、游俊魁(一、三、四章)。

本书由上海交通大学游俊魁主编,清华大学薛实福主审。

限于编者水平,错误之处在所难免,敬请使用本教材读者批评指教。

编 者

1988年12月

目 录

第一章 总 论	1
§ 1-1 精密机械与仪器在现代科学技术中的地位	1
§ 1-2 本课程的研究对象、性质和特点	1
§ 1-3 精密机械设计的基本要求、程序和方法	3
§ 1-4 精密机械设计中的精度分析和误差计算	5
§ 1-5 精密机械设计中的强度问题	7
§ 1-6 精密机械结构设计的基本原则	9
第二章 摩擦轮传动	14
§ 2-1 机械传动的基本概念	14
§ 2-2 摩擦轮传动的基本原理和特点	15
§ 2-3 摩擦轮传动中的滑动	18
§ 2-4 摩擦轮传动中的强度计算	21
§ 2-5 定传动比摩擦轮传动设计	23
§ 2-6 变传动比摩擦轮传动简述	25
第三章 挠性传动	28
§ 3-1 挠性传动的工作原理和特点	28
§ 3-2 皮带传动	28
§ 3-3 齿形带传动	39
§ 3-4 拖动式带传动	46
第四章 精密齿轮传动	49
§ 3-1 精密齿轮传动的特点、类型和设计要点	49
§ 4-2 齿轮传动类型的选择	53
§ 4-3 总传动比、传动级数、各级传动比的确定和分配	54
§ 4-4 齿数和模数的确定	65
§ 4-5 齿轮传动的强度计算	67
§ 4-6 齿轮传动的精度分析和误差计算	84
§ 4-7 传动链中的力矩计算	97
§ 4-8 齿轮传动的结构设计	98
§ 4-9 谐波齿轮传动	103
第五章 螺旋传动	110
§ 5-1 螺旋传动的类型、特点和应用	110
§ 5-2 滑动螺旋传动的设计	111
§ 5-3 螺旋传动的误差分析及提高传动精度的措施	121

§ 5-4 滚珠螺旋传动	129
第六章 杠杆传动	131
§ 6-1 杠杆传动的类型、特点和应用	131
§ 6-2 曲柄滑块机构	132
§ 6-3 正弦机构和正切机构	135
§ 6-4 杠杆传动设计的基本原则	136
第七章 轴	145
§ 7-1 轴的类型、要求和材料	145
§ 7-2 轴的设计计算	147
§ 7-3 轴的结构设计	152
第八章 滑动轴承	159
§ 8-1 轴承的类型和要求	159
§ 8-2 滑动轴承的特点、类型和材料	159
§ 8-3 普通圆柱形滑动轴承的设计与计算	161
§ 8-4 圆锥形滑动轴承的设计与计算	165
§ 8-5 滑动轴承的润滑	167
§ 8-6 液体动压和静压向心轴承工作原理	168
§ 8-7 空气静压轴承设计	172
第九章 滚动轴承	178
§ 9-1 滚动轴承的结构、特点和应用	178
§ 9-2 标准滚动轴承基本类型和选用原则	179
§ 9-3 滚动轴承代号	183
§ 9-4 滚动轴承尺寸(型号)的选择计算	185
§ 9-5 滚动轴承组合的结构设计	197
§ 9-6 非标准滚动轴承	200
第十章 仪表特种支承	204
§ 10-1 宝石支承	204
§ 10-2 弹性支承	213
§ 10-3 电磁支承	217
第十一章 联轴器与离合器	220
§ 11-1 联轴器与离合器的功能与用途	220
§ 11-2 联轴器	221
§ 11-3 离合器	224
第十二章 精密轴系	230
§ 12-1 精密轴系的基本要求和类型	230
§ 12-2 水平精密轴系	231
§ 12-3 垂直(竖)精密轴系	236
§ 12-4 高精度的精密轴系	240
§ 12-5 提高轴系精度的措施	242

第十三章 精密仪器导轨	244
§ 13-1 精密仪器导轨的作用、类型和主要质量指标	244
§ 13-2 滑动摩擦导轨	247
§ 13-3 滚动摩擦导轨	252
§ 13-4 滑动、滚动导轨设计中的几个主要问题	256
§ 13-5 弹性摩擦导轨	264
§ 13-6 静压导轨	267
第十四章 弹性元件	271
§ 14-1 弹性元件的类型和应用	271
§ 14-2 弹性元件的基本性能	271
§ 14-3 弹簧设计	276
§ 14-4 压力弹性敏感元件设计	288
第十五章 零件的联接	302
§ 15-1 联接的作用、类型和要求	302
§ 15-2 可拆联接	302
§ 15-3 不可拆联接	310
§ 15-4 光学零件与结构零件的联接	315
§ 15-5 精密机械与仪器中选用联接结构的基本原则	317
第十六章 阻尼器与减振器	318
§ 16-1 阻尼器	318
§ 16-2 减振器	326
第十七章 示数装置	336
§ 17-1 示数装置的作用、类型和要求	336
§ 17-2 标尺指针示数装置	336
§ 17-3 示数装置的误差及其减小方法	340
§ 17-4 示数装置的精读方法	341
第十八章 外壳与基座	345
§ 18-1 外壳与基座的功用和要求	345
§ 18-2 外壳	345
§ 18-3 基座	353

第一章 总 论

§ 1-1 精密机械与仪器在现代科学技术中的地位

精密机械与仪器是现代科学技术的基础,是仪器仪表工业的一个重要支柱。

精密机械与仪器的应用范围非常广泛。国防、工业、农业、科技等国民经济部门乃至人们的日常生活都离不开它。特别是在本世纪 80 年代,由于以微电子技术、信息科学、能源科学、材料科学、海洋工程、生物工程、宇航工业和智能机器人等为标志的新技术革命的兴起,精密机械与仪器的作用就更加重要了,人们对精密机械与仪器也提出了愈来愈高的要求。

精密机械与仪器是一个技术高度密集,自动化、智能化、机电一体化程度发展最为迅速的领域。现代的精密机械与仪器,事实上已不再局限于纯机械类的精密机械元件或零部件的组装,它们已是精密机械技术、电子技术(包括计算机控制技术)和检测技术(包括光电检测)的结合体,也就是通常所说的机、电、光相结合。

近年来,日本已提出“精密工程”的概念,联邦德国已提出“精密技术”的概念,在一些国家还新设立了“微细技术”专业。这些动向表明,为了适应现代科学技术发展的需要,对于从事精密机械与仪器方面的工程技术人员,不仅要有良好的精密机械技术的训练,而且还要能善于把电子技术和其他技术结合起来,才能推动现代科学技术的进步。例如,目前微电子技术已由大规模向超大规模发展,而且随着集成度的不断提高,其图形线条的宽度也越来越细,目前在科研产品上已开始由微米级(μm 级)向亚微米级($0.1\mu\text{m}$ 级)过渡,将来的目标是毫微米级($0.001\mu\text{m}$ 级)。制造这样的微细线条,必须要有整套高精度的微细加工和精密测试设备。这些设备的数量,一般要占整个生产线上设备总数的 $1/3$ 以上。在实际中,这些精密设备都是采用把激光定位技术、计算机控制技术和精密机械技术结合起来,组成一个精密机械系统,这样才能满足上述要求。

我国精密机械与仪器的发展速度是很快的,但与国际先进水平相比,目前还存在着差距。精密机械与仪器零部件是精密机械与仪器的基础,在很大程度上零部件的水平决定着整机的水平,零部件的质量决定着整机的质量。为了赶超世界先进水平,为了振兴我国的仪器仪表工业,首先要把基础打好,要把精密机械与仪器迅速搞上去,因此认真学好本课程是极为重要的。

§ 1-2 本课程的研究对象、性质和特点

一、研究 对 象

图 1-1 所示为一台用于对航天飞行目标进行控制和跟踪测量的现代大型精密测量仪器——光学电影经纬仪。仪器由光学、精密机械和电子三大系统组成,采用闭环伺服系统控制。图 1-2 为其伺服系统的方框图。

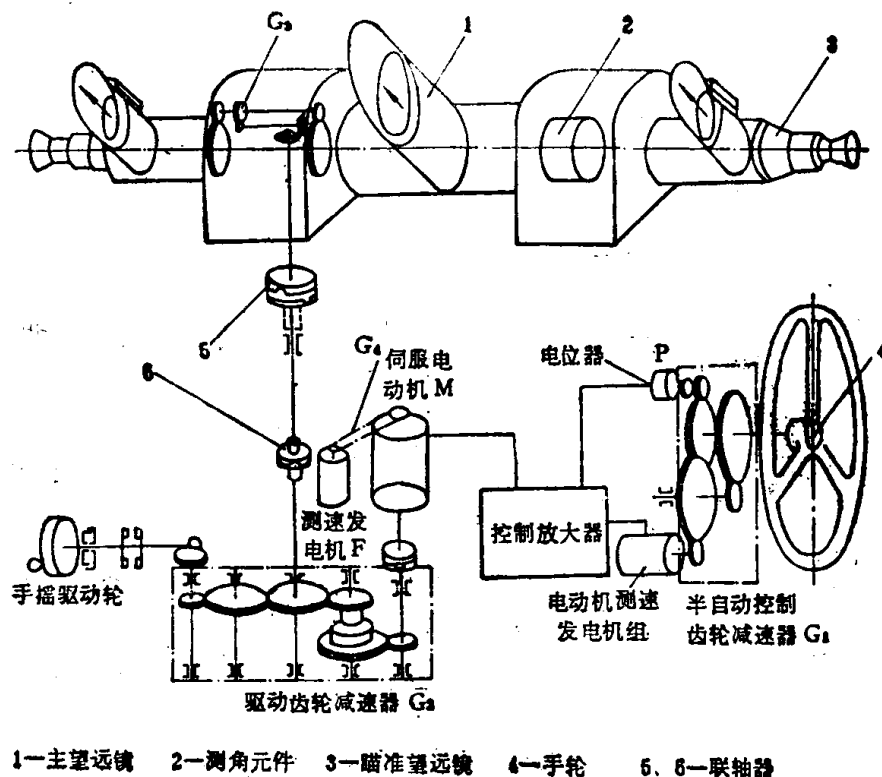


图 1-1 光学电影经纬仪

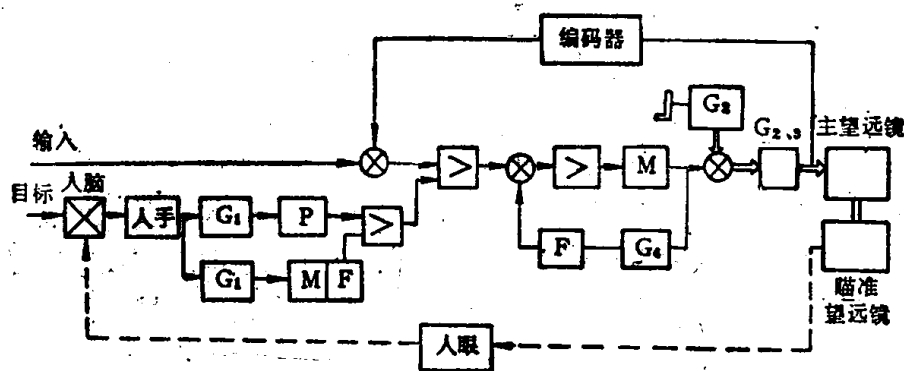


图 1-2 电影经纬仪伺服系统方框图

由图 1-1 和图 1-2 可知,本仪器具有自动跟踪控制和半自动人工控制两种工作方式。前者是指仪器可采用外部信号,即跟踪雷达或预定函数发生器的信号,通过伺服系统进行遥控;后者是指仪器可采用人工进行操纵,由操作人员通过转动手轮,并按照从瞄准望远镜中观察到的结果进行跟踪测量。图中齿轮减速器 G_1 由手轮 4 带动,用于驱动电位器和电动机测速发电机组,实现人工修正。齿轮减速器 G_2 由伺服电动机 M 驱动, G_2 的输出端通过联轴器 5 和 6 与经纬仪精密主轴上的齿轮传动装置 G_3 联接,从而带动主望远镜 1 对飞行目标进行精密跟踪测量。在精密主轴上安装了全部光学系统。齿轮减速器 G_4 安装在速度反馈回路中。

以上情况表明,在图示的光学电影经纬仪中,或其他精密机械与仪器中,机械部分所起的作用是极为重要的。任何精密机械与仪器的质量,首先取决于机械部分。

本课程的研究对象是精密机械与仪器中常用的机械类的零件和部件的工作原理和设计计

算方法,以及精密机械与仪器设计的基本要求、原则、程序和方法。其中设计计算包括结构设计、理论计算、精度分析和误差计算。

常用的机械类的零件和部件主要是以下三类:

- (1) 机械传动——包括摩擦轮传动、挠性传动、精密齿轮传动、螺旋传动和杠杆传动;
- (2) 轴系和导轨——包括轴、滑动轴承、滚动轴承、仪表特种支承、联轴器与离合器、精密轴系和精密仪器导轨;
- (3) 其他常用零部件——包括弹性元件、零件的联接、阻尼器与减振器、示数装置、外壳和基座。

二、本课程的性质

课程的性质是由课程的研究对象决定的。因此本课程的性质是:

- (1) 它是仪器仪表类各专业的一门技术基础课,它是介于普通技术基础课与专业课之间,且为专业课服务的,通常又称为专业技术基础课。同时它也是仪器仪表类各专业的一门主干课程,具有承上启下的重要作用。
- (2) 它是一门工程设计性课程。

三、课程的特点

由于工程设计本身就是解决生产实际中的问题,而生产实际中的问题又较为复杂,因而本课程的特点是:

- (1) 综合性强 在设计中要综合运用以前已学过的机械制图、工程力学、机械原理、互换性与技术测量、金属材料、精密仪器工艺等所有知识以及本课程中将要研究的知识,必要时,还须自行拓宽有关的知识。
- (2) 实践性强 在设计中必须从工程实际出发。零部件的好坏必须在整机上体现,为此设计中一定要坚持“以整机为出发点和归宿”的思想。此外设计中还须大量运用各种手册、图表资料以及采用不同的实验手段以真正解决工程实际问题。

§ 1-3 精密机械设计的基本要求、程序和方法

一、基本要求

在生产实际中,对精密机械与仪器及其零部件在设计时所提出的基本要求,主要有使用要求 and 经济要求两大类。

(一) 使用要求

使用要求又称技术要求,是指使用者对设计所提出的必须满足的技术指标。使用要求一般随着精密机械与仪器的用途和使用条件的不同而不同,但大体上可分为以下三个方面。

1. 基本功能与性能 基本功能主要是指用途,基本性能主要是指性能要求。性能要求通常用性能指标表示,例如在设计某精密 X-Y 工作台时,由使用者提出了如下要求: 1) 工作台移动范围(x, y): $130 \times 130\text{mm}$; 2) 工作台定位精度(x, y): $\pm 0.6\mu\text{m}$; 3) 工作台重复定位

精度 (x, y) : $\pm 0.25\mu\text{m}$ (3σ); 4) 工作台移动速度 (x, y) : $2.5\sim 5.0\text{mm/s}$;……。在这些指标中,最核心的是精度指标。这是由于精密机械与仪器本身的任务所决定的。为此,在设计时一般都要进行精度分析和误差计算。

2. 可靠性与稳定性 指在一定的使用条件下和规定的使用期限内,工作要可靠、稳定,要能按规定要求完成预定的功能和实现基本性能指标。要做到这一点,精密机械与仪器的零部件应该具有足够的强度、刚度和耐磨性等。为此,在设计时应根据具体情况进行相应的强度、刚度和耐磨性等方面的计算,其中最核心的计算是强度计算。

3. 其他特殊要求 指根据使用条件不同,对精密机械与仪器提出的附加设计要求。例如对民用产品要求外形美观;对仪表板上的仪表要求体积小;对航空和航天仪表要求体积小、重量轻;对海洋船舶上的仪表要求耐高温、低温、防腐蚀、密封性能要好等。此外还有维修要简单,使用操纵要方便等要求。

(二) 经济要求

这是在满足使用要求的前提下必须满足的又一基本要求。经济性好,即成本要低。成本包括设计成本、制造成本和使用成本。成本的高低主要取决于结构设计的好坏。不仅如此,任何一个设计最终都必须以完善的结构来体现。所以在设计精密机械与仪器时,结构设计(包括结构工艺性)是一个极为重要并必须妥善解决的问题。

综上所述在合理设计精密机械与仪器及其零部件时,必须紧紧抓住精度、强度和结构设计这三方面的工作。

在正确处理精度、强度和结构设计时,还应充分注意产品的先进性、可行性和经济性三者之间的关系,即设计的产品首先应该是先进的,然后是生产实际中可以行得通的,再者是经济性好。

二、设计程序

明确了基本要求以后,必须按一定的程序,才能一步一步地完成设计任务。一般的设计程序是:1) 明确设计任务和技术要求;2) 进行可行性分析和研究,即要从技术和经济两方面对实际设计任务进行论证,并回答是否可行;3) 总体方案设计;4) 具体技术设计,包括总体结构或总装配图设计、部件设计、零件设计、精度分析和误差计算、编写设计计算说明书等;5) 制造样机,样机鉴定并交付生产。

三、目前常用的设计方法

当前在精密机械与仪器及其零部件设计中,通常采用的方法有四种。

1. 理论设计 就是根据理论计算来进行设计。在材料力学中是根据强度理论来进行设计的;在精度分析和误差计算中是根据精度理论来进行设计的;在结构设计中将要研究的基本原则,也是根据理论来进行结构设计的。所以常用的设计方法主要是理论设计方法。

2. 经验设计 经验设计又称为类比法设计。有些零件,例如壳体、基座等,由于结构和受力均较复杂,故无法采用理论计算的方法进行设计。在这种情况下,只能参照在实际使用中已被证明设计是正确的和使用可靠的产品进行类比,或根据使用经验归纳出来的经验公式或关系式来进行设计,这种方法叫做经验设计或类比法设计。经验设计的理论根据是实践。

3. 模拟实验设计 在理论设计和经验设计都难以解决问题时,可采用模拟实验设计方

法。就是根据使用要求,将所需设计的零部件,初步定出形状和尺寸并做出模型,然后再通过实验手段对模型进行实验,根据实验结果来判断初步定出的形状和尺寸是否正确,并根据实验结果进行修正,以求逐步完善。这种方法的缺点是实验费用较贵,一般只用在特别重要的设计中。

4. 设计计算的新方法 随着科学技术和基础理论研究的发展,在工程设计中已逐步形成了计算机辅助设计(CAD),可靠性设计,概率法机械设计,优化设计等,这些设计新方法已开始精密机械与仪器的设计中采用,并已取得相应的效益。但由于这些方法涉及到的理论较多,故需另外作专门讨论。

§ 1-4 精密机械设计中的精度分析和误差计算

精度问题,在精密机械与仪器及其零部件设计中是头等重要的问题。

一、精度的概念

精度又称精确度,它是指准确的程度。精度的高低是用误差的大小来衡量的,误差小则精度高,误差大则精度低。

误差的大小是按实际值与理论值之差来进行计算的,即:误差值=实际值-理论值。实际值是指实际的数值,理论值一般是指名义值或公称值。由于实际值与理论值相比可大可小,故误差值是有“正”、“负”的,误差等于零是不存在的。

在设计时,进行精度分析和误差计算的目的是要找出产生误差的原因,研究误差传递的规律,计算仪器的总误差,并在此基础上合理地选择设计方案,确定结构参数和技术条件。

二、误差的来源

影响精密机械与仪器精度的因素,主要来自三个方面:

1. 原理误差 原理误差又称理论、方法或设计误差。这类误差主要产生在设计过程中,它是由于在设计过程中对某些环节采用了一些近似假定,或在制定总体方案时采用了近似机构来代替理论上正确的机构而产生的误差。

原理误差属于系统误差,在计算总误差时应按代数和相加。在设计时,通常采用增加调整或补偿环节的办法来减小或消除原理误差。

2. 制造误差 是指由于加工和装配不准确而引起的尺寸误差、形位误差、表面粗糙度等。制造误差属于随机误差在计算总误差时常假定误差分布规律为正态分布,故可按几何和相加。

3. 使用误差 是指在使用过程中,由于力变形、热变形、零件磨损和材料性质变化等而引起的误差。这些误差通常又称为力变形误差、热变形误差和磨损误差等,它们也属于随机误差,计算方法与制造误差相同。

三、误差的计算方法

1. 原理误差的计算 图 1-3 所示为某机械测微仪的原理图,这种高精度测量仪器的原理误差主要是由仪器的非线性刻度线性化带来的。

图 1-3 中测量杆 1 感受被测工件 2 的尺寸变化,其位移 s 经过一级杠杆传动(正弦机

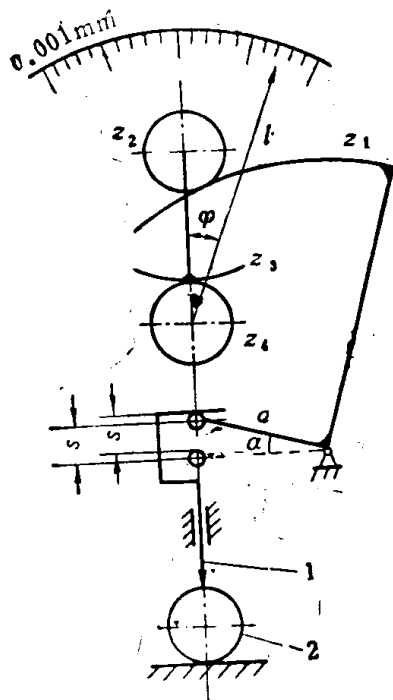


图 1-3 机械测微仪

将 L 和 s 的关系线性化,令

构)和两级圆柱齿轮传动(z_1, z_2 和 z_3, z_4), 使长 l 的指针偏转角度 φ 。由图可知:

$$\frac{s}{a} = \sin \alpha, \quad \alpha = \arcsin \frac{s}{a}, \quad \varphi = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \alpha.$$

指针末端位移 L 的理论值为

$$L = l\varphi = l \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \alpha = l \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \arcsin \frac{s}{a}, \quad (1-1)$$

式中

l ——指针长度;

z_1, z_2, z_3, z_4 ——齿轮相应的齿数;

α ——杠杆转角;

a ——杠杆臂长, 即杠杆球形端部中心至铰链中心的距离;

s ——被测尺寸。

式(1-1)即为机械测微仪的刻度方程式, L 和 s 是非线性的。非线性刻度的刻度盘制造困难, 读数不方便, 为了读数正确方便, 多数刻度盘都是采用线性刻度盘。这样, 应

$$L_a = l \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \frac{s}{a}. \quad (1-2)$$

因此, 由于非线性刻度线性化带来的原理误差 ΔL 为

$$\Delta L = L_a - L = l \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \left(\frac{s}{a} - \arcsin \frac{s}{a} \right). \quad (1-3)$$

式(1-3)很不直观, 为此按幂级数展开并取前二项得

$$\Delta L = l \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \left\{ \frac{s}{a} - \left[\frac{s}{a} + \frac{1}{6} \left(\frac{s}{a} \right)^3 \right] \right\} = -\frac{1}{6} l \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \left(\frac{s}{a} \right)^3. \quad (1-4)$$

式(1-4)为用指针末端位移误差表示的原理误差。在实际应用中, 为了更加清楚起见, 原理误差应采用被测量单位来表示。采用被测量单位来表示的机械测微仪的原理误差为

$$\Delta_1 = \Delta s = \frac{\Delta L}{\frac{l}{a} \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}} = -\frac{a}{6} \left(\frac{s}{a} \right)^3. \quad (1-5)$$

由式(1-5)可知, 原理误差的大小与测量范围 s 有关。若取 $s = \pm 0.1 \text{ mm}$, $a = 5.5 \text{ mm}$ 时, $\Delta s = \pm 5.5 \times 10^{-6} \text{ mm} = \pm 5.5 \times 10^{-3} \mu\text{m}$; 当 $s = \pm 1 \text{ mm}$ 时, $\Delta s = \pm 5.5 \times 10^{-3} \text{ mm} = \pm 5.5 \mu\text{m}$, 即相差 1000 倍。由此可见, 如要限制原理误差, 则应限定它的测量范围, 并合理选择杠杆臂长 a 的数值。

从以上分析可知, 原理误差的大小与仪器制造误差无关。

2. 制造误差的计算 在机械测微仪中, 如果尺寸 l 和 a , 以及齿轮 z_1, z_2, z_3, z_4 等有制造误差, 则也将引起测微仪产生误差。为简单起见, 现仅假定 l 有制造误差 Δl , a 有制造误差 Δa 。一般 Δl 和 Δa 均较小, 故由此两者引起的制造误差可按全微分方法进行计算。

将式(1-1)微分后可得

$$\Delta L' = \left(\frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \arcsin \frac{s}{a} \right) \Delta l - \left(\frac{l}{a} \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \frac{s}{\sqrt{a^2 - s^2}} \right) \Delta a, \quad (1-6)$$

$$\Delta s' = \frac{\Delta L'}{\frac{l}{a} \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}} = \left(\frac{a}{l} \arcsin \frac{s}{a} \right) \Delta l - \left(\frac{s}{\sqrt{a^2 - s^2}} \right) \Delta a = K_l \Delta l - K_a \Delta a, \quad (1-7)$$

式中 $\Delta L'$ 和 $\Delta s'$ ——用指针末端位移误差和被测量单位表示的制造误差；

K_l 和 K_a ——误差传递系数，分别表示 Δl 和 Δa 对制造误差的影响程度， $K_l = \frac{a}{l} \arcsin \frac{s}{a}$ ， $K_a = \frac{s}{\sqrt{a^2 - s^2}}$ 。

在式(1-7)中，如取 $a = 5.5\text{mm}$ ， $l = 55\text{mm}$ ，则可计算出 $\frac{K_a}{K_l} = 10$ ，即说明 Δa 对制造

误差的影响比 Δl 要大 10 倍。为此，在制定技术条件时应严格控制 a 的制造公差。

考虑到各个制造误差的随机性，故制造总误差应按式(1-8)进行计算：

$$\Delta_2 = \Delta s' \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n K_z^2 \Delta x_i^2}, \quad (1-8)$$

式中 $K_z \Delta x_i$ ——单个制造误差。

3. 使用误差的计算 使用误差的计算应与制造误差相同，如设力变形误差为 Δ_{s1} ，热变形误差为 Δ_{s2} ，其他误差为 Δ_{s3} ，则使用误差应为

$$\Delta_3 = \pm \sqrt{\Delta_{s1}^2 + \Delta_{s2}^2 + \Delta_{s3}^2}. \quad (1-9)$$

4. 总误差的合成方法 从以上分析可知，精密机械与仪器总误差应为系统误差(原理误差)和随机误差(制造误差和使用误差)之和，即

$$\Delta_2 = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = \Delta_1 \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n K_z^2 \Delta x_i^2 + \Delta_{s1}^2 + \Delta_{s2}^2 + \Delta_{s3}^2}. \quad (1-10)$$

§ 1-5 精密机械设计中的强度问题

在精密机械与仪器及其零部件的设计中，在保证精度之后必须保证强度。任何一个机械类的零件和部件，在工作时首先必须保证足够的强度。

强度分体积强度和表面强度两种。

一、体积强度计算

体积强度是表征零件抵抗整体破坏的能力。整体破坏是指整个零件被破坏。例如图4-12(a)所示的轮齿折断，即为整体破坏。零件产生整体破坏的原因主要是由于作用在零件上的拉伸、压缩、弯曲、扭转、剪切或复合应力过大而引起的。体积强度计算有两种方法。

(一) 通过工作应力 σ 进行计算

其强度条件式为

$$\sigma = \frac{\text{载荷}}{\text{几何尺寸}} \leq [\sigma] \quad (1-11)$$

或

$$\text{几何尺寸} \geq \frac{\text{载荷}}{[\sigma]}, \quad (1-12)$$

式中 σ ——零件的工作应力；

$[\sigma]$ ——零件材料的许用应力。

式(1-11)为校验计算形式,式(1-12)为设计计算形式。这两种计算形式应用最广。

(二) 通过工作安全系数 n 进行计算

其强度条件式为

$$n = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \geq [n], \quad (1-13)$$

式中 n ——零件的工作安全系数；

σ_{lim} ——零件材料的极限应力；

σ ——零件的工作应力；

$[n]$ ——零件的许用安全系数。

式(1-13)为校验计算形式。这种方法没有设计计算形式,主要用在形状复杂或受力极大的零件上。

在精密机械与仪器及其零部件设计中,最常见到的作用在零件上的载荷和应力有以下两类:

1. 静载荷和静应力 不随时间变化或变化很缓慢的载荷和应力,称为静载荷和静应力(图1-4(a))。例如零件的自重,等速回转时的离心力及其相应的应力。静应力的循环特性为 $r = +1$ 。

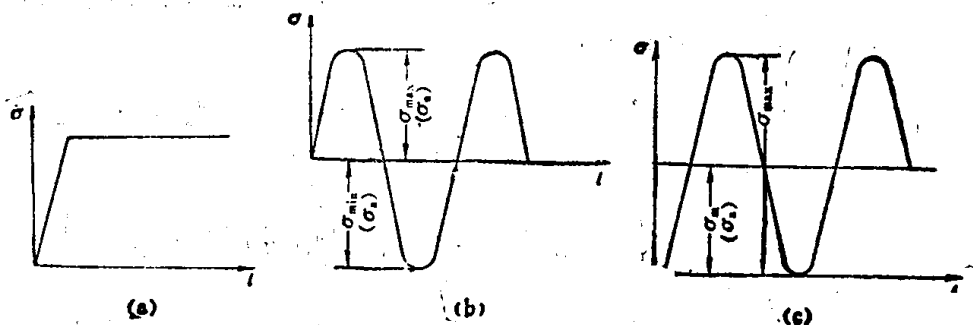


图 1-4 载荷和应力

2. 变载荷和变应力 随时间而变化的载荷和应力称为变载荷和变应力。其变化情况常有两种:一种是对称循环(图1-4(b)),其循环特性 $r = -1$;一种是脉动循环(图1-4(c)),其循环特性 $r = 0$ 。变应力可以由变载荷产生,也可以由静载荷产生。例如轴在不变弯矩作用下回转时,在横截面内所产生的弯曲应力是对称循环弯曲应力。

在具体计算时,对于载荷还应分为:

(1) 名义载荷 在稳定和理想条件下,作用在零件上的载荷称为名义载荷;

(2) 计算载荷 由于零件的变形,工作阻力的变动和工作状态的不稳定,例如冲击、振动等原因而引起的作用在零件上的实际载荷将大于名义载荷。考虑上述因素,将名义载荷乘以某些影响系数,作为计算时采用的载荷,此载荷通常称为计算载荷,表示为

$$F_1 = KF, \quad (1-14)$$

式中 F_j ——计算载荷;
 K ——影响系数;
 F ——名义载荷。

在计算强度时,对于许用应力的确定,可通过查表或按下式进行计算。

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{n}, \quad (1-15)$$

式中 σ_{lim} ——零件材料的极限应力,当零件工作应力 σ 的循环特性为 $r = +1$ 、 $r = -1$ 和 $r = 0$ 时,则 σ_{lim} 应取相应循环特性的极限应力 σ 、 σ_{-1} 和 σ_0 ;

n ——零件的工作安全系数,在设计时可根据材料的可靠性、零件的重要性和计算方法的准确性等进行确定。一般取 $n = 1 \sim 5$ 。

二、表面强度计算

表面强度是表征零件抵抗表面破坏的能力。表面破坏是指零件整体完好,但表面被破坏了。例如图 4-12(c) 所示的轮齿表面接触疲劳点蚀即为表面破坏。零件产生表面破坏的原因还有表面被挤压坏或磨损坏等。

表面强度的计算方法,原则上与体积强度的计算方法基本类同,差别仅在工作应力和许用应力不同,强度条件式为

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (1-16)$$

$$p \leq [p], \quad (1-17)$$

$$pv \leq [pv], \quad (1-18)$$

式中 σ_H 和 $[\sigma_H]$ ——接触应力和许用接触应力,主要用于控制接触强度;

p 和 $[p]$ ——比压和许用比压,主要用于控制挤压和磨损;

pv 和 $[pv]$ ——比压和接触表面线速度的乘积及其许用值, pv 值相当于摩擦功,主要用于控制摩擦发热。

§ 1-6 精密机械结构设计的基本原则

在精密机械与仪器及其零部件设计中,结构设计问题是极为重要而又复杂的问题。它既要涉及使用要求,又要涉及经济要求;既要涉及总体方案,又要考虑零部件的具体结构;既很灵活,又受设计者所拥有的资料和设计经验的限制。因此这里所提出的原则,只能是一般性的指导原则,要真正设计好一台整机,尚需了解同类产品的先进水平,发展趋势,并积累相当数量的资料和经验。

一、保证精度较高应注意的原则

1. 结构最简单原则 这是在设计精密机械与仪器时首先应该遵循的一条最基本的原则。它是指在满足使用要求的前提下,所选择的总体方案和所设计的结构,应该越简单越好。只有这样才能保证在较好经济性的条件下,获得较高的整机总精度。

2. 阿贝原则(同线原理) 这是指为了得到准确的测量结果,必须将仪器的读数刻度尺安放在被测尺寸的延长线上。遵守阿贝原则的仪器应符合图 1-5 所示的安排,图中 4 为被测零

件, 3 为读数刻度尺, 2 为指示器, 1 为导轨, 5 为工作台。遵守阿贝原则的仪器, 由于导轨间隙等引起的仪器误差, 经理论分析为二次微小误差, 可忽略不计。如果违背阿贝原则, 则由此引起的“阿贝”误差为一次误差, 数值较大。为此, 在设计精密机械与仪器时, 应该尽量遵守阿贝原则。在图 1-3 所示的机械测微仪中, 测量杆与传动杠杆的接触点被置于测量杆位移的方向线上, 这是符合阿贝原则的设计。否则, 如果设计成图 1-6 的样子, 就不符合阿贝原则, 将带来较大的误差。

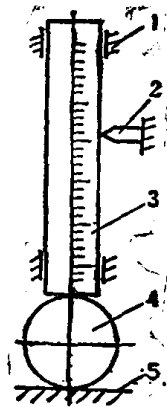


图 1-5 符合阿贝原则的安排

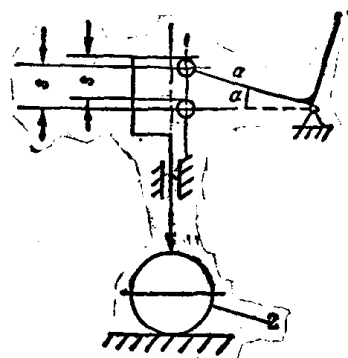


图 1-6 不符合阿贝原则的设计

3. 运动学——半运动学原理 根据刚体运动学六点定位原理, 任何一个机械类的零件, 在三维空间共有六个自由度, 即沿 x 、 y 、 z 三个坐标方向的移动和绕 x 、 y 、 z 三个坐标轴的转动, 如图 1-7 所示。若要去掉自由度, 应施加约束, 约束应是点接触。一个约束点消除一个自由度。约束点的安排应按三点决定一平面, 二点决定一直线的原则, 不允许产生过定位, 即静不定。

完全满足运动学设计原理的轴系和导轨如图 1-8(a)、(b) 所示。此外, 从实践的观点看, 完

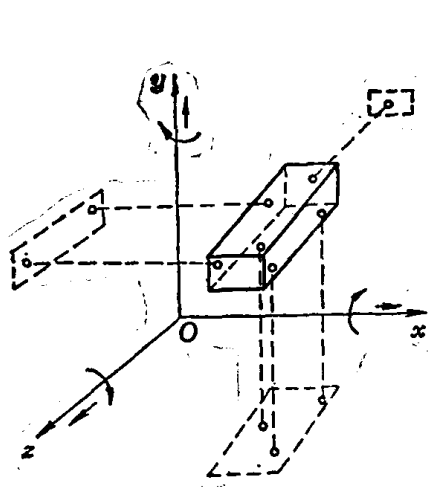


图 1-17 六点定位原理

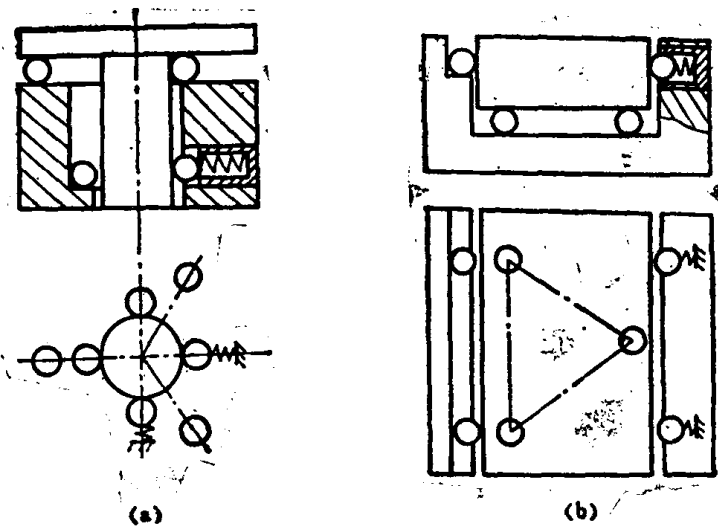


图 1-18 运动学设计

全违背运动学原理的设计是应该避免的, 但完全符合运动学原理的设计也存在着点接触易变形、不耐磨和稳定性差等问题。因此, 在实际应用中多数采用半运动学原理进行设计, 即部分违背运动学原理的设计。例如图 1-9(a) 所示为在上部采用过定位, 下部局部采用非点接触(圆柱

面)的半运动学轴系;图 1-9(b) 所示为采用过定位办法的双V型导轨。实践证明这两种设计都是成功的半运动学设计,其精度和稳定性均较高。图1-10所示为完全违背运动学原理的圆柱形

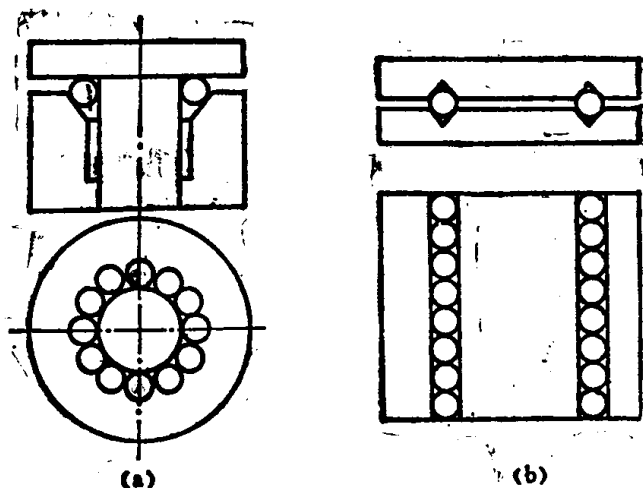


图 1-9 半运动学设计

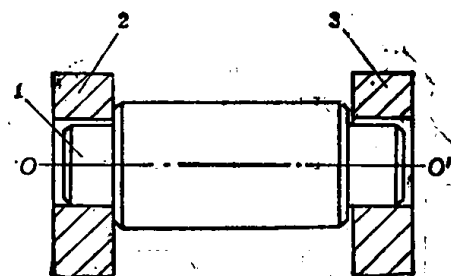


图 1-10 普通圆柱形轴承

滑动轴承,支板 2、3 上的轴承孔可限制轴的四个自由度,两轴承孔内侧面及轴肩可限制轴在 OO' 方向移动的自由度,因此轴只剩下绕 OO' 轴回转为自由度,轴在理论上是可自由转动的。但当支板 2 和 3 的轴承孔不同轴时,仍有被卡死的可能。为此必须增大轴和轴承孔之间的间隙,因而轴的回转精度较低。

4. 平均效应原理 在运动学设计中,是运用六点定位原理来避免过定位的干涉以提高精度的,而且此精度主要取决于定位点或单条线的精度。但如果单个定位点或单条线具有较大误差,则依靠运动学原理是解决不了问题的。为了克服这一缺点,可采用平均效应原理。与上述相反,它是利用在过定位处所产生的弹性变形可使误差得到均化的原理来进一步提高精度。例如在图 1-9(a)、(b) 所示的半运动学设计中,实际上就是采用了多加滚动体,依靠平均效应原理来提高精度和稳定性的。

采用平均效应原理是有条件的,其条件是: 1) 参与工作的滚动体或其他中间元件要易于产生弹性变形; 2) 滚动体和中间元件的制造误差要小于或等于弹性变形误差; 3) 在工作时外力应该能够使间隙自动得到消除。

5. 变形最小原则 零部件在工作时,如果产生变形,则必将引起仪器误差。为此在设计时,应力求使由于重量、外力、热膨胀、内应力等的影响所引起的变形为最小,这就是变形最小原则。

例如图 1-11 的较长等截面矩形零件,如能正确选择支点位置,可使由自重而引起的变形减至最小。

长度变化最小 $a = 0.22031l \approx \frac{2}{9}l$ (贝塞尔点); 端面

平行度变化最小 $a = 0.2113l \approx \frac{4}{19}l$ (爱雷点); 中间弯曲

量为零 $a = 0.2386l \approx \frac{6}{25}l$; 中间与两端变形量(下降)相等 $a = 0.2232l \approx \frac{2}{9}l$ 。

对于其他零件要减小外力引起的变形,主要应从加强刚度的角度出发进行考虑。要消除内应力的影响,主要依靠时效的办法。

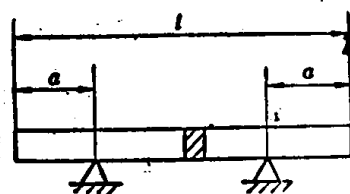


图 1-11 自重变形与支点位置