

机 械 零 件 设 计

上 册



上 海 交 通 大 学

修 订 版 序

本书是在我教研室1960、1963、1977年三次集体编写教材和总结多年来教学经验的基础上,参照1980年8月教育部颁布的四年制机械类专业及近机类、动力类专业的教学大纲,适当结合我校各专业情况而编写的。编写时考虑了我国当前的实际情况,并适当反映现代科学技术的成就。

本书的编排,基本上仍保持以前几版的体系,但对某些章节的内容,作了增删:

(1) 对齿轮传动、蜗杆传动、带传动、链传动等章的计算方法,参照目前通用的计算方法,作了更新或补充;

(2) 对机械零件强度计算准则、滑动轴承和轴等章的内容,作了必要的删改;

(3) 随着国民经济和科学技术的发展,“摩擦、磨损、润滑”问题——“摩擦学”,研究的重要性与日俱增,因此,改变过去放入绪论中讲解,而将其内容增补,另立一章,以示重要;

(4) “公差与配合”主要为不设该课程的某些专业而编写的,必要时可由学生自学;机械类各专业,一般均设有该课程或设有类似课程,故将此内容编于附录;

(5) 本书注有标号*的章节,可根据专业的需要和学时数的多少,作适当讲授,或简单介绍,或完全不讲;

(6) 本书尽量采用国家标准规定的物理量单位(GB1434—78),但对于某些多年来习惯使用的,例如,布氏硬度(HB)等,仍沿用原来单位。

参加本书编写工作的有:

第一、二章——汪一麟;第三、五、六、十、十四章及附录——谢绍玄;第九、十六、十七章——马家瑞;第八、十三、十八、十九章——沈继飞;第十一、十二章——花家寿;其它各章——辛一行。

全书在编写过程中,经有关教师集体讨论,由马家瑞校阅,并由辛一行、谢绍玄负责编定。

本书作为全校各专业“机械零件”或“机械设计”课程通用的教学用书,尚属初次尝试,水平有限,谬误必多,还望读者大力匡谬指正。

主要符号

一、基本符号

A ——传动中心距、面积、滚动轴承轴向载荷、功	O ——圆心
a ——加速度、材料破坏特性系数、推力轴承间隙比	P ——力、滚动轴承当量动载荷
B ——宽度	p ——压强、比压、齿距、周节、滚动轴承寿命离散指数
b ——宽度、弹簧高径比	Q ——力、摩擦轮压紧力、流量
C ——滚动轴承额定载荷、弹簧指数、形心、离心力、轴径计算系数	q ——材料敏感系数、线压、流量、单位长度重量、蜗杆直径系数
c ——螺栓刚度系数、间隙、倒角	R ——半径、可靠度、表面不平度、横向力、反作用力、调速幅度
D 、 d ——直径	r ——半径、应力循环特性系数
E ——弹性模量	S ——滚动轴承附加轴向力、螺旋导程、面积
e ——偏心距、自然对数的底、滚动轴承分界系数	s ——厚度
F ——力、面积	T ——扭矩
f ——摩擦系数、滚动轴承计算系数、频率、齿顶高系数	t ——时间、温度、链的节距、螺距
G ——切变弹性模量、重量、重心	U ——能量
GB ——国家标准	V ——体积、速度
g ——重力加速度	v ——速度
H ——高度、厚度、热量	W ——重量、剖面模量、功、速度
HB ——布氏硬度	w ——重量、速度
HRC ——洛氏硬度	X ——间隙量、滚动轴承径向系数
h ——高度、厚度、油膜厚度	x ——直角坐标、齿轮变位系数、距离
I ——惯性矩	Y ——过盈量、滚动轴承轴向系数、齿根弯曲应力计算系数、齿形系数
i ——传动比、个数、任意整数、惯性半径	y ——直角坐标、挠度、距离
J ——转动惯量	Z ——齿轮接触应力计算系数
K 、 k ——系数、有效应力集中系数、刚度、弹簧曲度系数	z ——直角坐标、齿数、蜗杆头数、个数
L ——长度、寿命、圆锥齿轮锥距	α ——角度、齿轮压力角、弹簧螺旋角、理论应力集中系数、线膨胀系数
l ——长度	β ——角度、齿轮螺旋角、零件表面系数、螺旋牙型角、离合器工作储备系数
M ——力矩、弯矩、质量	γ ——角度
m ——模数、指数、质量	δ ——角度、厚度、间隙
N ——法向力、应力循环次数、功率	ϵ ——滑动率、尺度系数、重合度、滚动轴承

寿命指数	Σ ——代数和、圆锥齿轮传动轴交角
η ——效率、坐标	σ ——法向应力、正应力
θ ——角度、向心滑动轴承偏位角	τ ——切向应力、剪应力
λ ——螺纹升角、变形量、滑动轴承特性数、 z 向无量纲坐标	Φ ——滑动轴承承载量系数
μ ——绝对粘度、压杆长度系数	φ ——角度、齿宽系数
ν ——泊松比、运动粘度	χ ——向心滑动轴承偏心率、螺栓外载荷系数
ξ ——坐标	ψ ——应力转化系数、花键齿间载荷分布不均系数、轴承相对间隙
π ——圆周率	ω ——角速度
ρ ——曲率半径、摩擦角、密度	[]——许用值

二、脚注

a ——辐度、轴向的	T ——试验的
B ——强度限	t ——圆周的、切向的、端面的
b ——弯曲的	V ——水平的
C ——计算的、临界的、离心的	w ——工况的
e ——当量的、外部的、顶圆的	x —— x 轴向的
H ——接触的、外平的	y —— y 轴向的
i ——内部的、根圆的	z —— z 轴向的
j ——基圆的	α ——端面的
l ——拉伸的	β ——轴向的
$\lim$ ——极限的	η —— η 轴向的
m ——平均的	ξ —— ξ 轴向的
$\max$ ——最大的、上限的	σ ——法向应力的
$\min$ ——最小的、下限的	τ ——切向应力的
o ——初始的、基准的、标准的、静止的	1——序号、小轮的、蜗杆的
p ——挤压的	2——序号、大轮的、蜗轮的
r ——径向的	-1——对称循环应力下的疲劳限
s ——屈服限、剪切的、散热的	0——脉动循环应力下的疲劳限

三、应力与极限应力

$\sigma([\sigma])$ ——法向应力（正应力）	$\tau([\tau])$ ——切向应力（剪应力）
$\sigma_t([\sigma_t])$ ——拉伸应力	$\tau_n([\tau_n])$ ——扭转应力
$\sigma_y([\sigma_y])$ ——压缩应力	$\tau_j([\tau_j])$ ——纯剪应力
$\sigma_b([\sigma_b])$ ——弯曲应力	$\sigma_H([\sigma_H])$ ——接触正应力

$\tau_H([\tau_H])$ ——接触剪应力	σ_{sy} ——抗压屈服限
$\sigma_p([\sigma_p])$ ——挤压应力	σ_{sb} ——抗弯屈服限
$p([p])$ ——比压	τ_s ——抗扭屈服限
$q([q])$ ——线压	$\sigma_{-1}(\sigma_0)$ ——对称(脉动)循环应力下的拉压 疲劳限
[注]括弧内为许用符号	$\sigma_{-1}(\sigma_0)$ ——对称(脉动)循环应力下的弯曲 疲劳限
σ_R ——抗拉强度限	$\tau_{-1}(\tau_0)$ ——对称(脉动)循环应力下的扭转 疲劳限
σ_{By} ——抗压强度限	
σ_{Bb} ——抗弯强度限	
τ_B ——抗扭强度限	
σ_s ——抗拉屈服限	

常用单位、代号及换算关系

量的名称	常用单位及代号	换算关系
长度	m(米)、cm(厘米)、mm(毫米)、 μm (微米)	
质量	kg(公斤)	
时间	<i>h</i> (时)、min(分)、sec(秒)	
力、重量	<i>N</i> (牛顿)、 <i>KN</i> (千牛)、 <i>kgf</i> (公斤力)	$1\text{kgf} \approx 10\text{N}$
面积	m^2 (平方米)、 cm^2 (平方厘米)、 mm^2 (平方毫米)	
体积	m^3 (立方米)、 cm^3 (立方厘米)、 mm^3 (立方毫米)	
容积	<i>l</i> (升)	$1\text{l} = 10^3\text{cm}^3$
速度	m/sec (米每秒)、 cm/sec (厘米每秒)	
加速度	m/sec^2 (米每秒平方)、 cm/sec^2 (厘米每秒平方)	
角度、角位移	$^\circ$ (度)、'(分)、"(秒)、rad(弧度)、rev(转)	$1\text{rad} = \frac{180^\circ}{\pi}$
角速度、转速	rpm(转数每秒)、rad/sec(弧度每秒)	$1\text{rpm} = \frac{\pi}{30}\text{rad/sec}$
弯矩、扭矩、力矩	<i>N</i> ·m(牛·米)、 <i>N</i> ·cm(牛·厘米)	
应力、压强、比压	N/mm^2 (牛每平方毫米)、 N/cm^2 (牛每平方厘米) <i>pa</i> (帕、 N/m^2)、 <i>bar</i> (巴、 kgf/cm^2)	1N/mm^2 $= 1\text{Mpa}$ (兆帕) $= 10\text{bar}$
线压、单位长度载荷	<i>N/cm</i> (牛每厘米)	
温度	$^\circ\text{C}$ (摄氏度)	
功、能量、热量	<i>J</i> (焦、 <i>N</i> ·m)	$1\text{cal}(\text{卡}) = 4.27\text{J}$
功率	<i>W</i> (瓦、 <i>J/sec</i>)、 <i>KW</i> (千瓦)、 <i>PS</i> (马力)	$1\text{KW} = 1.36\text{PS}$
比热	$\text{J/kg}\cdot^\circ\text{C}$	
绝对(动力)粘度	$\text{pa}\cdot\text{s}$ (帕秒、 $\frac{\text{N}\cdot\text{sec}}{\text{m}^2}$)、 <i>p</i> (泊、 $\frac{\text{dyne}\cdot\text{sec}}{\text{cm}^2}$)	$1\text{pa}\cdot\text{s} = 10\text{p}$ $= 10^3\text{cp}$
	<i>cp</i> (厘泊)	
运动粘度	m^2/sec 、 <i>st</i> (斯、 cm^2/sec)、 <i>cst</i> (厘斯)	$1\text{m}^2/\text{sec} = 10^4\text{st}$ $= 10^6\text{cst}$
相对(条件)粘度	<i>E</i> (恩氏秒)、 $^\circ\text{E}$ (恩氏度)、 <i>S</i> (赛氏秒)、 <i>R</i> (雷氏秒)	表 16-1
流量	m^3/sec (立方米每秒)、 <i>l/sec</i> (升每秒)	
散热系数	$\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$	
频率	<i>Hz</i> (赫兹、1/sec)	

目 录

第一章 绪论

§ 1-1 本课程的内容、性质和任务	1
§ 1-2 机械设计的基本要求和一般步骤	2
§ 1-3 机械零件设计的基本准则	3
§ 1-4 机械设计方法的新发展	5

第二章 摩擦、磨损和润滑原理

§ 2-1 摩擦学的形成	7
§ 2-2 摩擦	7
§ 2-3 磨损	11
§ 2-4 润滑	14

第三章 机械零件的常用材料及其选择原则

§ 3-1 机械零件的常用材料	16
§ 3-2 选择材料的基本原则	19

第四章 机械零件的强度及其计算准则

§ 4-1 机械零件的强度及其计算	23
§ 4-2 机械零件的体积强度及其计算	24
§ 4-3 机械零件在变载荷下的强度计算	35
§ 4-4 机械零件在复杂加载下的安全系数的确定	44
§ 4-5 机械零件在复合应力下的强度计算	46
§ 4-6 机械零件在不稳定循环应力下的强度计算	49
§ 4-7 机械零件的表面强度	50

第五章 螺纹联接

§ 5-1 概述	57
§ 5-2 螺纹	57
§ 5-3 螺纹联接的基本类型、常用螺纹联接件及螺纹副的防松	62
§ 5-4 螺纹联接的计算	69
§ 5-5 螺栓组联接的计算	79
§ 5-6 提高螺纹联接承载能力的措施	83

第六章 键联接

§ 6-1 紧键联接	95
§ 6-2 松键联接	96
§ 6-3 花键联接	100
§ 6-4 无键联接	103

第七章 紧配合联接

§ 7-1 概述	106
§ 7-2 紧配合联接的计算	107

第八章 带传动

§ 8-1 概述	117
§ 8-2 带传动的几何关系	122
§ 8-3 带传动中力的分析	123
§ 8-4 带传动的应力分析	125
§ 8-5 带传动的弹性滑动和打滑	127
§ 8-6 带传动的失效型式和计算准则	128
§ 8-7 带轮设计	132
§ 8-8 标准型三角带传动的设计	137
§ 8-9 齿形带传动	140

第九章 链传动

§ 9-1 概述	151
§ 9-2 传动链的结构型式和材料	152
§ 9-3 链传动运动的不均匀性和冲击	156
§ 9-4 链轮	158
§ 9-5 套筒滚子链传动的设计计算	160
§ 9-6 链传动的合理布置、张紧方法和润滑	166

第十章 摩擦轮传动和摩擦无级变速器

§ 10-1 概述	170
§ 10-2 摩擦轮传动	171
§ 10-3 摩擦无级变速器	180

附下册章名

第十一章 圆柱齿轮传动
第十三章 蜗杆传动
第十五章 轴
第十七章 滚动轴承
第十九章 弹簧

第十二章 圆锥齿轮传动
第十四章 螺旋传动
第十六章 滑动轴承
第十八章 联轴器、离合器、制动器
附录 公差与配合

第一章 绪 论

§ 1-1 本课程的内容、性质和任务

为了在本世纪内实现我国农业、工业、国防和科学技术现代化,把我国建设成为一个伟大的社会主义现代化强国,必须建立许许多多新的大型工农业生产基地、新的交通运输系统和新的科学实验基地,并对原有的工农业生产设备和交通运输设备进行技术革新和技术革命,以便大幅度地提高劳动生产率和自动化程度。这就要求机械工业为国民经济各部门提供许多适应我国社会主义建设和发展的先进机械设备。不论制造新的机械设备,还是改革原有的机械设备,都要进行大量的机械设计工作。因此,高等工科学校的机械类专业学生,都要掌握机械设计(Machine design)的基本理论和技能,为将来向四个现代化进军的新长征中作出一定的贡献。

任何机械都是由许多单元组成的。为了便于设计、制造、运输、安装和维修,通常把机械划分成若干部件(Assembly),而部件是由若干完成同一功能的零件(elements)装配而成的。因此,零件是组成机械的基本单元。

根据用途,机械零件(Machine elements)可分为通用零件(General-purpose elements)和专用零件(Special-purpose elements)两类。凡在各类机械中都用到,且起着相同作用的零件,如螺栓、弹簧、齿轮、轴、键等,均属通用零件。仅在某类机械中才用到,且起着特殊作用的零件,如内燃机曲轴、汽轮机叶片、起重机吊钩、机车车轮等,则属专用零件。专用零件不是本课程的研究对象。

本课程的研究对象是在普通条件下工作且具有一般尺寸参数的通用零件。本课程的主要内容是研究通用零件的设计理论和设计方法以及设计时所要了解的有关整机设计的一般问题。这就是从工作能力出发,考虑结构、工艺和维护等条件,研究如何确定零件的合理形状和尺寸,选择零件的合适材料、精度等级和表面质量以及绘制工作图和装配图。

本课程是一门设计性质的技术基础课程,在本课程中将综合运用数学、物理、机械制图、金属工艺学、金属学及热处理、理论力学、材料力学、机械原理、公差及技术测量等先修课程的基础知识和生产实践知识来解决通用零件的设计问题。同时,本课程又为后继的专业课程打下专业机械设计的基础,从而在基础课和专业课之间起着承上启下的作用。

本课程的任务是,运用辩证唯物主义观点揭露和剖析机械设计中特别是通用零件设计中的普遍性矛盾,并阐明其内在联系和客观规律性,同时培养学生树立正确的设计思想,掌握设计通用零件所需的基础理论和基本技能,并对整机设计的原则、方法和步骤有一基本的了解。对于机械类专业学生来说,学完本课程和课程设计后,应该初步具有一般机械设计的技能和分析、解决机械设计问题的能力,即具有逻辑思维、运用资料、计算和绘图的能力,同时为学习有关专业课程和进行专业机械设计打下一定的基础。

§ 1-2 机械设计的基本要求和一般步骤

随着科学技术的发展和工业水平的提高,对机械设计相应地提出了更新更高的要求。但是对任何机械来说,设计时所要考虑满足的基本要求却是相同的,不外乎分为以下几方面:

一、使用要求 为使机械有效地达到一定的使用目的,设计时必须保证它能实现预定的运动、执行预定的功能和获得预定的生产率,并且在预定的使用期限内可靠地工作,也就是要能自始至终正常地工作而不发生任何形式的失效。这只有靠正确设计零部件才能得到保证。

二、经济要求 机械的经济性表现在制造和使用两方面。制造经济是指制造周期短、用料省和制造易,也就是生产成本低。使用经济是指效率高、消耗(用电、用油等)省和维护费用低。为了提高机械的经济指标以达到多快好省的目的,设计时应该尽可能节约零件的原材料,改善零件的工艺性,采用新技术、新结构、新材料、新工艺,并大力推广“三化”,即零件标准化、部件通用化、产品系列化。

三、社会要求 我国是社会主义国家,一向对劳动保护给予极大的重视。因此在设计时,要特别注意操作工人的安全问题,以防因操作不慎或意外原因而引起事故。其次,要考虑尽可能改善操作工人的劳动条件和工作环境,力使机械装拆省力、操纵简单和噪音降低,以减轻操作工人的劳动强度和精神负担。此外,还要考虑机械的外形和色彩,使其美观大方,以起到美化工作环境的作用。

四、其他特殊要求 某些机械还要满足一些特殊要求。例如,对于机床要求能长期保持其精度,对于飞机发动机要求减轻其重量,对于巨型机械要求便于运输,对于食品和纺织机械要求能保持清洁等等。

机械设计的一般步骤大体可分为如下几个阶段:

一、提出任务,制订计划

不论是设计新机械,还是改装旧设备,总有一定的目的。因此在设计任务书中,应明确规定机械的用途、主要参数、技术性能、工作条件、特殊要求、生产批量、承制单位、成本预算、设计完成日期等。

设计任务明确后,应组织有关人员设计任务进行全面的分析研究,明确其政治意义、技术要求、重点难点和攻关方向、需要创造的条件、完成设计任务的主要途径等。然后,在充分发动群众、进行深入讨论的基础上,制订全面工作计划。

二、调查研究,分析对比,确定方案

设计人员应该向从事生产、操作和维修的工人和从事技术管理的人员,特别是向富有实践经验的用户作周密的调查访问,向他们了解已有的同类产品的制造方法、工作性能、使用情况、存在问题和改进意见以及承制单位的设备条件、技术能力和生产经验。此外,还应该广泛收集国内外同类产品的技术性能、主要参数、生产图纸、技术资料、发展动态

等。然后在分析对比的基础上,拟定几种方案。

设计方案初步拟定后,还应广泛发动有关人员充分讨论,虚心地听取他们的意见,特别要吸取专家、工人和用户所积累的丰富实践经验,从中确定一种最先进、最合理的方案。必要时,按几种方案平行地进行设计,最后选定最佳的一种方案。

三、图纸设计

图纸设计大致可分以下几个阶段:

a. **总体设计** 在确定了设计方案并经过必要的计算后,即可着手绘图。为了拟定机械的总体布置,需要把机械各部分之间的运动关系用简单的符号清晰而简明地表示在图纸上。这样的图叫做传动系统简图。

b. **技术设计** 传动系统简图只是构成了机械的骨架,毕竟还没有使机械形象化。因此,下一步就要把简图中的符号变成具体的零部件,从而把抽象的简图变成具体的装配图。

c. **零件设计** 装配图只是确定了机械各部件的总体尺寸和各零部件间的相对位置、配合要求等,并未反映出各个零件的全部尺寸、结构要素(如圆角半径、倒角尺寸等)和加工要求(如尺寸公差、表面光洁度等)。为了造出零件,必须具体确定零件的全部尺寸、结构要素、制造精度等,并规定适当的技术条件(如材料热处理方法和硬度要求、表面处理、表面形状和位置公差等),从而画出零件工作图。

上述三个阶段的图纸设计(传动系统简图、装配图、零件图)就是分别从工作原理上、结构上、制造上为机械执行其功能而提供了初步的条件。但是,这三个阶段是不可能截然划分的,而是相互联系、相互影响、相互交叉地进行的。

应该指出,一套完整的机械图纸应包括传动系统简图、总装配图、部件装配图、零件工作图、安装外形图,并附有设计计算说明书和机械使用说明书以及组合件、标准件、外购件、通用件、图纸编号等各种明细表。

四、实践检验,不断改进

全套图纸设计绘制完毕,只是完成了对设计的整个认识过程的第一个阶段,即“由存在到思想”的阶段。这个设计是否符合客观外界的规律性,是否能够达到预想的目的,还得经过认识过程的第二个阶段,即“由思想到存在的阶段”。这就要求设计人员亲自参加到产品的制造、装配、试车、鉴定的全过程中去,以便通过实践的检验,了解整个过程中出现的矛盾和解决方法,从而及时总结经验,坚持真理,修正错误,使设计图纸更臻完善。

§ 1-3 机械零件设计的基本准则

机械在运转时,某些零件在外载荷的作用下可能发生断裂、屈服、过量变形、过度磨损、剧烈振动、大量发热等,从而使机械丧失工作能力。为了保证机械在预定的使用期限内正常地工作,在设计机械零件时应根据具体情况对其进行强度、刚度、磨损、振动、发热、可靠性等方面的计算。

一、强度

强度是机械零件首先应该满足的基本要求。强度是指零件在载荷作用下抵抗断裂或屈服的能力。零件的强度不够,会破坏机械的正常工作,从而影响生产,甚至还可能招致不幸的人身事故。为了保证零件具有足够的强度,计算时应使其在载荷作用下所生的最大应力不超过零件的许用应力,或使其安全系数不小于零件的最小安全系数。

二、刚度

任何机械零件都不可能是绝对不变形的刚体。刚度是指零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。某些零件(例如轴)的刚度不够(即弹性变形过大),会破坏机械的正常工作,或影响其工作质量。因此,这些零件的尺寸主要是根据刚度要求来确定的。为了保证零件具有足够的刚度,计算时应使其在载荷作用下所生的最大弹性变形不超过对零件容许的限度。

三、耐磨性

相互压紧的两零件作相对运动时,两接触表面将因摩擦而发生磨损,磨损会造成零件的形状改变、尺寸减小和间隙增大,导致机械的运转质量和使用寿命降低。目前在一般机械中,由于磨损而失效的零部件约占全部报废零部件的80%。耐磨性是指零件在载荷作用下抵抗磨损的能力。为了保证零件具有良好的耐磨性,应合理地选择其材料和热处理方法,给与其充分的润滑,而且使其在载荷作用下的比压(单位面积上的压力)不超过对零件容许的限度。

四、振动稳定性

机械在运转时一般都有振动,轻微的振动并不妨碍机械的正常工作,但剧烈的振动将影响机械的运转质量和工作精度,甚至会造成破坏事故。振动的特征一般用振幅和频率这两个参数来表示。当周期性载荷的作用频率接近于零件的固有频率时,就会发生共振。这时,零件的振幅急剧增大,将在短期内导致零件甚至整个系统毁坏。因此,对于高速运转的零件(例如高转速的轴),应使其具有足够的振动稳定性,以免发生共振。

五、散热性

在两零件发生剧烈摩擦的地方,会发出大量的热。如散热不良,将使零件温度升高,从而改变两零件的结合性质,破坏正常的润滑条件,甚至导致金属局部熔融而胶合或引起燃烧。因此对于发热较大的零件(例如蜗轮和滑动轴承),应进行热平衡计算,以保证其具有良好的散热条件。

六、可靠性

随着科学技术的发展和生产水平的提高,机械或机械零件的可靠性(Reliability)已从定性评价发展为可以进行定量估算,从而成为衡量机械零件工作能力的一项基本准则。

可靠性用“可靠度”来度量,可靠度是指机械或机械零件在一定的工作和环境条件下,在规定的使用期限内能连续工作的概率。换句话说,可靠度是指大量零件在规定的使用寿命内,能连续工作的件数占总件数的百分率。

可靠性计算要用到概率论和统计数据。评价可靠性可以按零件类型和用途的不同而选用各种工作指标,如工作中的失效次数、平均的使用寿命、行驶的里程等等。例如,一批同型号的滚动轴承工作到 10^6 转时,其中有 10% 失效,因而其可靠度 $R=0.90$ 。又如,某种型号的汽车规定在行驶了 10^5 km 后才进行大修,而通过实测的统计数据表明,平均的大修行驶里程为 9.5×10^4 km,因而其可靠度 $R=0.95$ 。

由概率论知,整个机械或部件的可靠度一般可认为是组成该机械或部件的各个零件的可靠度 $R=R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdots R_n$ 的乘积,即

$$R=R_1 R_2 R_3 \cdots R_n$$

上面所述的强度、刚度、耐磨性、振动稳定性、散热性、可靠性等均为衡量机械零件工作能力的基本准则。但是对于各类机械零件,并不都要进行上述各项计算,而应根据具体情况,针对其主要失效形式,确定其主要工作能力准则来进行设计计算,再按其他准则进行校核计算。例如机床主轴,首先根据刚度准则来确定其尺寸,然后校核其强度,必要时还得进行振动计算。

根据上述准则确定了零件的主要尺寸后,还要具体确定其几何形状、轮廓尺寸、结构要素(如圆角、凹槽等)、制造精度和表面光洁度等细节。这个过程称为**结构设计**。机械零件的结构直接影响到它的工作可靠性和制造工艺性,而且还影响到整个机械的成本和使用。因此,零件结构设计在生产中具有重大的实际意义,在设计全过程中不可轻视。

应该指出,在进行结构设计时,应遵守国家所规定的统一规格,即国家标准(*GB*)和部颁标准(*JB*、*YB*、*ZB*等),尽可能采用标准的参数和尺寸,这样既可缩短设计、制造、装配和检修的时间,降低成本,便于互换,同时也有利于保证产品质量。

§ 1-4 机械设计方法的新发展

随着新的边缘学科的不断涌现、大容量电子计算机的广泛应用、计算技术的日益提高,同时机械不断向高速、高压、高温、大功率、精密和自动化方向发展,机械设计方法也在不断改进和发展中。目前,常用的现代机械设计方法有下面几种:

一、计算机辅助设计 (Computer aided design)

随着电子计算机的飞速发展,作为设计人员助手的电子计算机在机械设计方面的应用愈来愈广泛了。电子计算机的运算速度极快,可以在很短的时间内求解过去用手算难以求解甚至无法求解的方程。因此,过去不便或不能处理的一些复杂问题,现在就可用计算机来求解了。当列出的数学方程不好直接求解,或不能建立统一的设计方程时,依靠电子计算机就可以用一种逐次逼近的办法来求得解答,以满足要求。这时,可以先假设一个答案,在这个基础上进行特性计算,然后检查计算结果是否满足所要求的条件,如果不满足,就修正原答案,这样反复计算直到求得满意的答案为止。

二、优化设计 (Optimal design)

最优化技术是近十多年来迅速发展起来的一门技术。它在机械设计方面的应用也愈来愈广泛了。设计时,为获得最优设计方案,对于简单问题,可用试算法拟定几个方案进行比较,从中选择最优方案。进行单项目标的优化设计时,可用求单一变量的导数以获得极值(极大或极小)的办法来得到最优结果。但对于较复杂问题,必须全面考虑各种影响因素,利用某些数学工具和计算机辅助求解才能得到最优结果。进行机械零件的优化设计时,可按工作要求和工程理论,考虑生产条件和实践经验建立数学模型,列出目标函数与约束方程组,通过一定的数学手段求出最优参数。

三、可靠性设计 (Design for reliability)

可靠性的概念沿用已久,但以往只限于定性方面。现代可靠性设计方法已包括数值量度。这种可靠性设计方法始于五十年代,在六十年代得到了很大的发展。目前,可靠性的理论和应用已成为一个专门领域。

四、有限元法 (Finite Element Method)

有限元法是在五十年代中期从结构矩阵分析法的基础上迅速发展起来的。有限元法把一个整体结构看成是由有限个力学小单元在有限个节点处连接而成的组合体,用有关参数来描述这些小单元的力学特性,而整个结构的力学特性就是这些有限个小单元力学特性的总合。在此基础上建立力的平衡关系和变形的协调关系,求出结构中各单元的位移和内力,从而求解强度、刚度和稳定性。将弹性连续体分割的单元越多,越接近实际情况,计算精度也就越高。在机械零件设计方面,对于机架、齿轮、滑动轴承、汽轮机叶片、内燃机气缸等,可用有限元法进行分析和设计。

五、断裂力学 (Mechanics of Fracture)

早在二十年代就有人开始研究有裂纹材料的强度计算问题。到了六十年代,断裂力学在实验和理论方面已臻成熟。它从研究材料的断裂机理开始,探讨断裂规律,找出解决问题的方法。因此,断裂力学就是研究带有裂纹物体的固体力学。目前,断裂力学已应用于金属材料、大型转子、高压容器等方面,对于航空发动机的重要零件尤为常用。

第二章 摩擦、磨损和润滑概述

§ 2-1 摩擦学的形成

两个相接触的物体在外力作用下作相对运动时,其接触表面必发生摩擦 (Friction)。摩擦过程带有复杂的物理、化学、机械、冶金与热学等方面的综合特性。摩擦的结果使机械损耗了一部分能量,从而引起温度升高,同时使表面层发生磨损 (Wear) 和其它形式的损坏。人们在实践中认识到,为了减小摩擦和磨损,从而节约能量和延长机械寿命,可以在对偶表面之间引入润滑剂。由此可见,摩擦是不可避免的自然现象,磨损是摩擦的必然后果,而润滑 (Lubrication) 是减小摩擦和磨损、节约能源和材料的有效措施。

另一方面,我们也可以利用摩擦来为人类服务。有些机械零部件是依靠摩擦原理来工作的,如带传动、摩擦轮传动、摩擦离合器、制动器等。这些零部件必须选用摩擦系数高的材料来制造。

据估计,目前世界上的能源约有 $1/3 \sim 1/2$ 消耗在各种形式的摩擦上。在一般机械中,因磨损而失效的零件约占全部报废零件的 80%。而采用现代的润滑技术可以大大地节约能源和提高机械零部件的使用寿命。这表明,尽管摩擦、磨损和润滑的作用早已为人们所熟知,但只有在科学技术迅速发展的近代,人们才有可能逐步从定性到定量、从宏观现象到微观现象、从单一学科到多门学科去综合研究摩擦、磨损、润滑的问题,从节约能源和综合利用材料出发,设计和制造高质量的机械产品,解决具有重大国民经济意义的科学技术课题。

1964 年,英国的乔斯特 (H.P. Jost) 受英国教育科研部的委托,组织了一个小组,调查润滑方面的教育与科研工作的现状以及工业企业在这方面的需要。该小组于 1966 年提出了一份调查报告中指出,通过充分运用摩擦、磨损、润滑的原理和知识,可使英国工业每年节约五亿多英镑。报告还建议,将摩擦、磨损、润滑和有关的科学技术问题归并为一门新学科,称之为“摩擦学”,取一个新词“Tribology”来表示。摩擦学就是关于作相对运动的相互作用表面的理论和实践的一门科学技术。乔斯特报告得到了世界各国的重视,摩擦学一词逐渐为世界各国所接受。

摩擦学是一门边缘学科,研究的范围很广,涉及数学、物理学、化学、材料学、冶金学、力学、机械工程等学科。这里仅简单地介绍一下设计机械零件时所需的摩擦学基础知识,供设计时参考。

§ 2-2 摩 擦

一、摩擦定律

摩擦就是两个相接触的物体作相对运动时在接触表面间产生的切向阻抗现象。这

时产生的阻力称为摩擦力,用 F 表示。人们对摩擦规律的认识是逐步加深的。在十五世纪到十八世纪期间,对于作干摩擦的相对滑动的固体,通过实验得出了三条摩擦定律如下:

- a. 摩擦力与表观接触面积无关;
- b. 摩擦力与接触面上的法向载荷成正比,其比值即摩擦系数(Coefficient of Friction);
- c. 摩擦力与滑动速度大小无关。

这个定律称为阿蒙顿(Amontons)定律或库伦(Coulomb)定律。

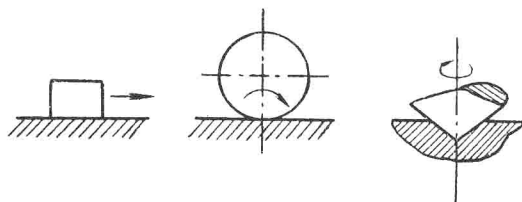
实践表明,这个定律是有局限性的。例如,两个光滑表面相互滑动时,摩擦力将随表面光洁度的提高而提高;而当这两个表面十分光滑而洁净时,由于在接触表面间出现强烈的分子吸引力,摩擦力将与接触面积成正比。同时,当滑动速度较大时,摩擦力将随速度的提高而降低。

对于一些极硬(例如钻石)或较软(例如聚四氟乙烯)的材料,摩擦力与法向载荷之间表现出非线性关系,即摩擦力与法向载荷不再保持正比关系。这表明,上述定律只能近似地反映摩擦现象的规律,在实际应用中还存在一定的局限性。

二、摩擦分类

按照摩擦副的运动形式,摩擦可分为:

a. 滑动摩擦(Sliding Friction)——两个物体(通常为面接触)接触表面上任一点切向速度的大小或方向不同时的摩擦(图 2-1a),例如轴与轴瓦发生的摩擦就是。



a) 滑动 b) 滚动 c) 自旋

图 2-1 摩擦形式

按照摩擦副的运动状态,滑动摩擦又可分为:

(1) 静摩擦(Static Friction)——两个物体作宏观滑动前的微观位移时,其接触表面之间的摩擦。只有当作用在物体上的外力克服了最大静摩擦力后,物体才开始运动。

(2) 动摩擦(Kinetic Friction)——两个物体作相对运动时其接触表面之间的摩擦。

b. 滚动摩擦(Rolling Friction)——两个物体(通常为点或线接触)接触表面上某一点切向速度的大小和方向均相同时的摩擦(图 2-1b),例如车轮与轨道发生的摩擦就是。

c. 自旋摩擦——物体绕接触表面的垂直轴线自转时的摩擦(图 2-1c)。在进行分类时,这种摩擦不作为单独的摩擦形式出现。

按照摩擦副表面的润滑情况,摩擦可分为:

a. 干摩擦(Dry Friction)——两个作相对运动物体的接触表面间无润滑剂时的摩擦,又称无润滑摩擦。实际上,摩擦表面上大都存在一层难以避免的自然污染膜或氧化膜。这时,钢对钢表面的摩擦系数约为 0.15~0.20。而经过净化处理后,钢对钢角面的摩擦系数可达 0.7~0.8。鲍登(Bowden)和泰伯(Tabor)的实验研究表明,极为洁净的软钢表面在高真空的实验条件下相互滑动时,摩擦系数可高达 100。但当摩擦副一旦和

大气接触，其摩擦表面立即受到污染，从而使摩擦系数显著下降。

b. 流体摩擦 (Fluid Friction) ——两个作相对运动物体的接触表面被一层连续的润滑剂完全隔开时的摩擦。这时，流体摩擦发生在润滑剂膜内，摩擦阻力决定于流体的粘滞阻力或流变阻力。由于两个运动着的物体表面并不直接接触，因此接触表面无磨损，功耗少，这是一种理想的摩擦状态。

c. 边界摩擦 (Boundary Friction) ——两个作相对运动物体的接触表面间仅有一层极薄 (小于 $0.1\mu\text{m}$) 的润滑剂时的摩擦。这时，摩擦表面处于干摩擦和流体摩擦的边界状态，其摩擦和磨损决定于表面性能和润滑剂除粘度外的性能。

d. 混合摩擦 ——两个作相对运动物体的接触表面间存在一层很薄的介质或这层介质只复盖住一部分表面，从而使表面上一部分微凸体发生接触时的摩擦。混合摩擦一般以半干摩擦或半流体摩擦的形式出现。前者是指在摩擦表面上同时存在着干摩擦和边界摩擦的情况，后者是指在摩擦表面上同时存在着流体摩擦和边界摩擦的情况。

三、摩擦理论

现在来简单介绍一下摩擦理论的发展过程。

a. 机械理论

早在十五世纪，意大利科学家利奥纳德·达·芬奇 (Leonardo da Vinci) 就指出，摩擦力 F 与法向力 N 成正比，而且对于任何材料，摩擦力均为其法向力的四分之一，即摩擦系数 f 约为 0.25。以后，法国科学家阿蒙顿和库伦先后在 1699 年和 1785 年作了摩擦试验，提出了摩擦定律，把摩擦看成是由于接触表面上凹凸不平的微凸体之间的互嵌所致。当两个固体表面发生接触时，微凸体的互嵌产生了阻碍两固体相对滑动的阻力。这种学说称为摩擦的“凹凸说”或“机械说”。由于当时历史条件的限制，摩擦定律只能近似地反映外摩擦的基本规律，不可能完全符合实际情况。

b. 粘附理论

在建立机械理论的同时，一些学者认识到不能只用一种简单的学说来解释摩擦，这样就既要作更精确的实验，又要作严密的分析。早在 1734 年，英国物理学家德萨古利埃 (Desaguliers) 就指出，当两个铅制半球相互压紧时，有很强烈的粘附力。因此他认为，在摩擦过程中接触表面间的分子吸附力是产生摩擦阻力的一个重要因素。以后，尤因 (Ewing)、哈迪 (Hardy)、普朗德 (Prandtl)、汤姆林森 (Tomlinson)、阿查德 (Archard) 等人先后用这种学说来解释摩擦起因。

这种理论是以实验观察为基础的。当两固体相互压紧时，摩擦表面上的微凸体发生接触，先产生弹性变形，而后产生塑性变形，接触点的塑性变形造成实际接触面积增大，直到该面积能够承受整个载荷为止 (图 2-2a)。这时，金属表面将出现牢固的粘附结点 (图 2-2b)。在摩擦时，接触点还可能产生瞬时高温，引起“冷焊”。当两固体在切向力的作用下相互移动时，粘附结点又将被剪断，表面随即发生滑移。摩擦过程就是粘附与滑移交替进行的过程。摩擦力主要是剪断各个粘附结点所需的剪切力总和。

鲍登 (Bowden) 与泰伯 (Tabor) 于 1945 年认为，金属的摩擦系数 f 应当是：