

机 械 零 件

許鎮宇 朱景梓 郑林庆 編
邱宣怀 郭可謙

許 鎮 宇 主 編

高等学校教材



机 械 零 件

許鎮宇 朱景梓 郑林庆 編
邱宣怀 郭可謙

許鎮宇 主 編

高等教育出版社

本书是根据 1962 年 5 月审訂的高等工业学校本科五年制机械制造类各专业适用的“机械零件教学大纲(試行草案)”編写的。編写过程中注意贯彻了“少而精”的原则。另外把脚注符号,除国际上較通用者外,一律改成了汉语拼音字头縮写。

全书內容共分为五篇:第一篇設計总論;第二篇联接;第三篇傳动;第四篇軸、軸承、联軸器;第五篇其他零件。

参加本书編写的有:許鎮宇(設計总論,鉚釘联接,焊接,皮带傳动);朱景梓(齿輪傳动,蝸輪傳动);郑林庆(軸,滑动軸承,滚动軸承);邱宜怀(摩擦輪傳动,鏈傳动,減速机,联軸器和离合器,彈簧,机架零件);郭可謙(过盈配合联接,螺紋联接,鍵、花鍵、无鍵、楔和銷联接);并由許鎮宇担任主編。

本书由浙江大学陈近朱教授审閱,并經高等工业学校机械課程教材編审委员会机械零件課程教材編审小組复审通过。

本书可作为高等工业学校机械制造类各专业的試用教科书。

机 械 零 件

許 鎮 宇 主 編

北京市书刊出版业营业許可証出字第 119 号

高等教育出版社出版(北京景山东街)

人 民 教 育 印 刷 厂 印 装

新 华 书 店 北 京 发 行 所 发 行

各 地 新 华 书 店 經 售

統一書号 K15010·1150 开本 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张 19 $\frac{1}{8}$

字数 439,000 印数 0,001—15,000 定价(7) ¥ 1.80

1965 年 1 月第 1 版 1965 年 1 月北京第 1 次印刷

序

这本教材是根据 1962 年 5 月审訂的高等工业学校本科五年制机械制造类各专业适用的“机械零件教学大綱(試行草案)”編写的。編写过程中,編者在貫徹“少而精”原则方面虽曾进行一些探索,但限于水平,深感距当前教学改革形势的要求相差仍远。目前,以毛主席教育思想为指导的教学改革正在我国迅速开展,估計到这本教材和讀者見面之日,这个差距将会更大。因此,使用本教材时,如何把最主要的内容教給学生还有待讲课教师的努力。

目前,机械类各专业的教学计划对机械零件規定的教学时数还不尽相同,而各专业对具体内容的要求也不完全一致,例如某些专业对液体摩擦潤滑、螺紋联接等内容可能要求多些、深些,而另一些专业却要求少些、浅些。为使教材有較大的适应性,一般說来各章都是按較高要求編写的。所以有些内容对某些专业不免偏多,这一点也希望使用本书的教师加以注意。

过去我国出版的教材,在符号和符号脚注字的使用上比較混乱。考虑到汉语拼音在国家标准和其他各方面都在广泛采用,所以本书中也做了一些尝试:凡是国际上較通用的脚注字仍保留原样,其他脚注字則改用汉语拼音字母而不采用外文縮写。这样做,对已习惯于外文脚注字的同志來說可能不甚方便,但編者认为虽然安排上还有待商榷,但作为改革方向,似有提倡的必要。

书中用小号字排印的内容,可根据具体情况决定是否讲授。

編者衷心希望对本书提出宝贵的意見和批評。意見和批評請寄北京景山东街 45 号高等教育出版社轉。

編者

1964 年 5 月

基本符号表

A ——中心距	σ_{bw} ——弯曲强度极限
b, B ——宽度	σ_s ——流动极限
c, C ——系数	σ_{-1w} ——对称循环时的弯曲持久极限
d, D ——直径	σ_{0w} ——脉动循环时的弯曲持久极限
E ——拉压弹性模量	σ_a ——循环的应力幅度
f ——摩擦系数	σ_m ——循环的平均应力
F ——横剖面面积	M ——力矩
G ——剪切弹性模量	M_n ——扭矩
h, H ——高度	n ——转速, 安全系数
HB——布氏硬度	N ——功率
Hf——洛氏硬度	N, Q, P, R ——作用力
i ——数目, 传动比	p ——压力强度(比压)
I ——剖面的轴惯性矩	r, R ——半径
J ——剖面的极惯性矩	s ——厚度
k, K ——系数	t, T ——温度, 时间
l, L ——长度	v, V ——速度
m ——模数、质量、系数(用作下角字时, 有时表示平均值)	W ——重量, 剖面模量
θ ——角度	X, Y, Z ——坐标轴符号, 点的坐标
λ ——变形量	α, β ——角度, 系数
μ ——泊松系数, 粘度	γ ——角度, 重度
ρ ——摩擦角, 曲率半径	δ ——角度
σ ——正应力	ε ——滑动率, 线应变
$\sigma_{l①}$ ——拉应力	η ——效率
σ_y ——压应力	τ ——剪应力
σ_w ——弯曲应力	τ_j ——纯剪应力
σ_{jy} ——挤压应力	τ_n ——扭应力
σ_c ——接触应力	$[\tau]$ ——许用剪应力
$[\sigma]$ ——许用正应力	φ ——角度, 系数
σ_b ——强度极限	ω ——角速度
	ψ ——系数

① 本书所用的符号脚注字, 除国际通用者外, 一般采用汉语拼音字母, 如拉应力“ σ_l ”的脚注字“ l ”即为汉语拼音“ la ”(拉)字的第一个字母。

注: 本表所列只是一些常见的符号, 其他特殊的、比较少见的符号则未包括在内, 但在初次出现时都加以说明。

目 录

序.....	vii
基本符号表.....	viii

第一篇 总論

第一章 机器及机械零件設計概論.....	1
1. 課程內容、性質和基本定义.....	1
2. 机器設計的基本原則.....	1
3. 机械零件設計概述.....	3
第二章 机械零件的工作能力及計算准則.....	5
4. 載荷和應力的分类.....	5
5. 机械零件的体積强度.....	6
6. 机械零件的表面接觸强度.....	14
7. 机械零件的剛度.....	16
8. 机械零件的耐磨性.....	16
9. 溫度对零件工作能力的影响.....	18
10. 机械零件的振動稳定性.....	19
第三章 制造机械零件常用材料的选用原則, 机械零件的工艺性.....	20
11. 制造机械零件常用的非金属材料.....	20
12. 选用材料的原则.....	20
13. 机械零件的工艺性.....	22

第二篇 联接

联接总論.....	25
第四章 鉚釘联接.....	27
14. 概述.....	27
15. 鉚釘联接中的元件.....	28
16. 鉚釘联接的工作原理及鉚釘的載荷分配.....	29
17. 鉚縫的强度計算式、等强度条件和强度系数.....	31
18. 强固鉚縫的計算.....	32
第五章 焊接联接.....	36
19. 概述.....	36
20. 焊縫的式样.....	37
21. 影响焊縫强度的因素和提高焊縫强度的结构措施.....	39
22. 焊縫的計算.....	41
第六章 过盈配合联接.....	46
23. 概述.....	46
24. 压合联接的工作原理.....	46
25. 压合联接的計算.....	47
26. 影响压合联接的承載能力的因素.....	50
第七章 螺紋联接.....	54
27. 概述.....	54
28. 螺紋.....	54
29. 螺紋联接的主要类型和联接零件.....	57
30. 单个螺栓联接的計算.....	62
31. 螺栓組联接的典型式样及受力分析.....	70
32. 提高螺栓联接强度的措施.....	72
33. 螺旋傳动.....	75
第八章 鍵、花鍵、无鍵、楔和銷联接.....	79
34. 概述.....	79
35. 鍵的分类、鍵联接的构造和工作原理.....	79
36. 鍵联接的計算.....	82
37. 花鍵联接的分类、构造和計算.....	85
38. 无鍵联接的簡單介紹.....	88
39. 楔联接的分类和构造·調整楔.....	89
40. 銷的分类、构造和应用.....	90

第三篇 传动

机械传动总論	93	43. 机械传动的发展方向	97
41. 传动的分类	93		
42. 固定传动比的传动	95		
第九章 摩擦輪传动	98		
44. 概述	98	47. 传动比基本固定的摩擦輪传动	101
45. 摩擦輪传动中的滑动	99	48. 传动比可調的摩擦輪传动(无級变速器)	106
46. 摩擦輪的材料和摩擦輪传动的结构	100		
第十章 皮带传动	109		
49. 概述	109	53. 皮带传动的設計	122
50. 皮带传动的型式, 張紧皮带的方法	110	54. 具有張紧輪的皮带传动和高速皮带传动的 設計要点	128
51. 皮带、皮带接头和皮带輪	112	55. 皮带传动的安全和維護	130
52. 皮带传动的理論基础	116		
第十一章 齿輪传动	131		
56. 概述	131	計的要点	160
57. 齿輪传动的失效形式	134	63. 提高漸开綫齿輪传动承载能力的主要途徑	161
58. 齿輪材料及其热处理和化学热处理	136	64. 修正齿輪移距系数的选择及其計算	161
59. 直齿圆柱齿輪传动的計算	137	65. 齿輪传动的效率和潤滑	163
60. 斜齿及人字齿圆柱齿輪传动的計算	151	66. 圆弧点啮合齿輪传动	165
61. 圆锥齿輪传动的計算	156	67. 齿輪的构造	166
62. 齿輪胶合計算的出发点与高速齿輪传动設			
第十二章 蜗輪传动	168		
68. 概述	168	72. 蜗輪齿面的接触强度計算	176
69. 蜗輪传动的失效形式、材料选择和构造	170	73. 蜗輪輪齿的弯曲强度計算	178
70. 蜗輪传动的主要几何关系	171	74. 蜗輪传动的效率、潤滑及热平衡計算	179
71. 蜗輪传动中力的分析与計算載荷	174	75. 圆弧面蜗杆蜗輪传动	183
第十三章 鏈传动	185		
76. 概述	185	80. 鏈的受力和作用在軸上的載荷	194
77. 鏈传动的零件	185	81. 鏈传动的計算	194
78. 鏈传动的运动特性	190	82. 鏈传动的合理布置和張紧方法	196
79. 鏈传动的主要参数及其选择	192	83. 鏈传动的潤滑·护罩或鏈条箱	197
第十四章 减速機	198		
84. 减速機的主要型式及其特性	198	87. 减速機构造	201
85. 标准减速機的主要参数	200	88. 减速機的潤滑	203
86. 减速機的传动比分配	201		

第四篇 軸、軸承、联軸器

第十五章 軸	207		
89. 概述	207	92. 軸的剛度計算	217
90. 軸的结构設計	209	93. 軸的振动的基本概念	219
91. 軸的强度計算	211		
第十六章 滑动軸承	225		
94. 概述	225	98. 向心滑动軸承的结构及潤滑	235
95. 滑动軸承的摩擦状态	225	99. 普通推力滑动軸承	244
96. 非液体摩擦潤滑軸承的計算	229	100. 几种特殊軸承簡介	245
97. 液体摩擦潤滑軸承的动压潤滑計算	230		

第十七章 滚动轴承.....	249		
101. 概述.....	249	105. 滚动轴承的选择.....	258
102. 滚动轴承的主要类型·各类型的特性和应用.....	250	106. 高速滚动轴承简介.....	264
103. 滚动轴承的标准及代号.....	252	107. 轴承组合的设计.....	265
104. 滚动轴承的基本理论.....	253	108. 预紧轴承.....	268
第十八章 联轴器和离合器.....	270		
109. 概述.....	270	111. 操纵式离合器.....	279
110. 联轴器.....	270	112. 自动离合器.....	285
第五篇 其他零件			
第十九章 弹簧.....	289		
113. 概述.....	289	116. 螺旋扭转弹簧.....	298
114. 弹簧材料和制造.....	290	117. 其他压缩弹簧概述.....	300
115. 圆柱形螺旋拉伸弹簧和压缩弹簧.....	291	118. 板弹簧概述.....	301
第二十章 机架零件.....	303		
119. 概述.....	303	122. 间壁和筋.....	307
120. 材料的选择.....	304	123. 壁厚的选择.....	307
121. 剖面形状的合理选择.....	305		

第一篇 总論

第一章 机器及机械零件設計概論

1. 課程內容、性质和基本定义

机器是人类利用自然能进行生产以減輕体力劳动和提高生产率的主要劳动工具。使用机器进行生产的水平是衡量一个国家工业水平的明显标志。

組成机器的基本单元称为机械零件,如机器中的軸、齒輪和軸承等。为完成同一使命在結構上組合在一起的、一套协同工作的零件总称为部件,如机器中的聯軸器和减速机等。

零件的構成部分称为元件,如滚动軸承中的滾珠、內环和外环等。到現在为止,元件、零件和部件还都沒有严格的定义,所以在不同場合三者常会混淆。

“机械零件”是由“机械学”中分离出来的一門学科。它的研究范围包括零件、由零件組成的联接和傳动,以及一些常用的部件。在本学科中,当提到机械零件这一术语时,常常是泛指这些不同的机器組成部分。

各种机器中都經常使用的零件,称为通用零件,例如齒輪、螺釘等;只适宜于一定类型机器使用的零件,称为专用零件,例如汽輪机叶片、紡錠、織梭等。机械零件課程研究的对象是指在普通条件下工作的、一般参数的通用零件,即不包括那些尺寸特大或特小、环境温度过高或过低,在高速、高压或其他特殊条件下工作的通用零件。这些零件都屬於专业課程的研究范围。

机械零件課程的內容主要是从工作能力、构造、工艺和維護等方面来研究通用零件,从而达到能正确設計和改进这些零件的目的。其中包括如何确定零件的最适当的外形和尺寸,如何选择材料、精度等級、表面质量以及規定制造上的技术条件等等。

在高等工业学校机械类各专业的教学計劃中,机械零件課程是最后一門技术基础課程。在这門課程中将綜合运用从理論力学、材料力学、机械原理、金屬工艺学、金屬学及热处理、公差及技术測量和机械制图等課程中所学到的知識,来解决通用零件的設計問題。同时,这門課程又为学习专业課程准备必要的条件。可以說机械零件課程是技术基础課与专业課之間的联系环节,起着承上启下的作用。

2. 机器設計的基本原則

零件既然是組成机器的基本单元 那么为了更好地解决零件的設計問題,就有必要先研究設計机器的基本原則。

設計机器应滿足的要求 設計師所設計的机器首先要能胜任对它提出的工作职能,在这个前提下还应滿足使用上、經濟上和安全上的各項要求。

在使用方面，机器在其給定的工作期間內应具有高度的可靠性，亦即能自始至終地正常工作。在經濟方面，机器本身的成本固然要低，用机器制出的产品的成本也要低。要解决这两方面的問題，正确設計机械零件是其必要条件之一。

正确設計的机器应能保证工人的操作安全，例如用防护罩罩住外露的运动零件，設置保險裝置以消除由于不正确操作而引起的危險，减少机器的噪音以創造良好的劳动条件等等。机器的操纵必須輕便省力，簡單而重复性的劳动应尽可能利用机器本身中的机构来完成。此外，机器还应具有协调的外形和悅目的色澤。

对不同用途的机器还可能提出一些特殊的要求，如对巨型机器提出运输上的要求，对食品机器提出保持产品清洁的要求。在滿足基本要求的同时，这些特殊要求同样也須得到滿足。

机器构造发展的主要趋势 在机器发展的整个历史过程中，不断提高机器的生产率始終是設計人員奋斗的主要目标之一。提高机器生产率的最有效方法是提高机器的速度、功率和实现生产过程的自动化。因此，高速、高度自动化和不断提高单机功率可以說是近代机器发展的总的趋势。

机器单位功率或运输工具单位載重所占有的自重，称为机器的比重量。降低机器的比重量意味着节约金屬，对于运输工具还意味着增加有用載荷，这在經濟上具有重大的意义。随着机器运转速度的提高和材料性质的改善，近年来机器的比重量有显著的下降。

为适应上述机器发展的总趋势，近代机器在构造上有下列一些特点：

(1)尽可能用迴轉运动机构代替往复运动机构，以消除机器中的不作功行程和在高速时慣性力的影响，例如用汽輪机代替蒸汽机，用离心泵、齒輪泵代替活塞泵，等等。

(2)采用了用部件組装的結構 同一类型(如金屬切削机床)的各式机器，尽管外形有很大差别，但是組成机器的各部件如按用途划分却基本上是相同的。所以如果把这些部件在結構上和工艺上固定下来，就可能用有限的部件組装成式样繁多的机器。这种結構称为部件組装結構。

組装的机器在最近二三十年間愈来愈得到重視。在这以前，把机器分拆成若干部分是为了便于平行作业和便于拆裝与运输，而現在却把它看做是提高机器經濟指标的重要措施。采用組装的結構可以用为数不多的部件装配成不同型式甚至不同用途的各种机器，每个部件都可以在总装以前进行装配和試車，因而使設計、装配和檢修等工作都大大簡化。此外，采用組装結構还便于各部件的单独設計、制造和結構改善，在降低成本和提高质量方面也十分有利。

(3)采用了多种的傳动方式 除了机械傳动以外，还广泛地采用了电力、液力、气力和其綜合的傳动裝置，这就簡化了机器的操纵机构，同时为高度自动化創造了条件。

設計机器的步驟 設計机器是一种富于創造性的劳动。一部机器可以有各种不同的設計方案，最合理的設計方案應該是既能滿足工作指标而所花費的劳动量又最少。因此，設計人員不仅要虛心地学习前人經驗，而且自己还要認真地进行技术創造，而不是因循抄襲陈旧过时的机构。

概括說来，設計机器約可分为下述步驟：1) 根据机器的具体用途拟定运动图；2) 确定机器的总体結構，划分部件，确定功率；3) 設計部件和零件，繪制部件装配图；4) 繪制机器总图和零件工作图，編写說明书。在进行上述工作时，一般都要經過反复考虑，在步驟上也常要交叉进行。

最后在重量和成本方面还需要进行核算。

3. 机械零件设计概述

设计机械零件应满足的要求 设计人员所设计的机械零件既要工作可靠,又要成本低廉。要解决前一个问题,零件在其强度、刚度等方面必须满足一定的条件,这些条件是判断零件工作能力的准则。工作能力准则将在第二章中详细讨论。

要想降低机械零件的制造成本,必须从设计和制造两方面着手。在设计时必须正确选择材料,合理规定精度等级以及认真考虑零件的加工工艺性和装配工艺性。这些问题将在第三章中讨论。

和设计机器时一样,设计机械零件时也常需拟定出几种不同方案,经过认真的比较,然后选用其中最好的一种。

机械零件的设计步骤、设计计算与校核计算 设计机械零件的一般步骤如下:

(1)根据机器的具体运转情况和简化的计算方案,确定零件所负担的载荷。

根据机器的额定功率用力学公式计算出的作用在零件上的载荷,称为名义载荷。实际上,名义载荷是机器在理想的平稳工作条件下作用在零件上的载荷,它没有反映出载荷随时间作用的不均匀性、载荷在零件上分布的不均匀性及其他影响零件受力情况的因素。这些因素的綜合影响,通常用载荷系数 k (有时称为载荷的安全系数)来做概略的估计。载荷系数 k 与名义载荷的乘积称为计算载荷,对部分零件采用了按计算载荷进行计算的方法。

(2)根据材料的机械性质、物理性质、经济因素及供应情况等选择零件的材料。

(3)根据零件工作能力准则,计算零件的主要尺寸,并加以标准化或圆整化。

机械零件的计算从进行方式来看可分为设计计算和校核计算两种。设计计算是先根据零件的工作情况和工作能力准则拟定出安全条件(如许用应力、许用变形等),用计算方法求出零件危险剖面的尺寸,然后根据结构与工艺要求和尺寸协调的原则,使其结构进一步具体化。校核计算是先参照已有实物、图纸和經驗数据初步拟定零件的结构布局和有关尺寸,然后根据工作能力准则核驗危险剖面是否安全。采用校核计算时,因为已知零件的有关尺寸,所以有可能计入影响强度的结构因素和尺寸因素(参看 § 5),因而计算结果也可能比较精确。充分考虑了各有关因素的校核计算常称为精密校核计算。并不是所有的校核计算都能算作精密校核计算。由于实验数据还不够充分,目前只对形状和受载都比较简单的零件才能进行精密校核。

(4)根据计算得出的主要尺寸并结合结构上和工艺上的要求,繪制零件工作图。

应当指出,不論是设计计算还是校核计算,在计算方案上通常要对某些较复杂的现象作出适当的简化,例如,以集中的力代替实际上的分布力,以点支承代替实际上的面支承,等等。所以机械零件的计算和一般的工程计算一样,总是带有或多或少的条件性(假定性)。

条件性计算实质上是合理的简化计算。当计算所涉及的问题过于复杂,或当它们的内在规律还不能完全掌握时,根据充分的实验数据作些合理的假设和简化时常是必要的。条件性计算虽然不够精确,但如注意到公式的适用范围,计算结果却也足够可靠。随着研究资料的逐步丰富

和对客观规律的深入掌握,零件設計中的条件性总是在日益减小,計算的趋势則是朝着更精确的方向发展。

为了使計算的結果更符合实际情况,应该多方面参考过去成功的設計和在使用过程中积累起来的統計資料。对于复杂零件,必要时还要进行模型試驗或实物試驗。

机械零件的标准化 标准是对产品的质量、規格及其檢驗方法等所做的技术規定。标准化是我国的一项重要技术政策。

标准化的重要意义在于:

(1)有了标准以后,可使各工厂都需要的通用零件和部件由分散生产改为大规模的集中生产,因而有可能采用最先进的生产技术。这对保证产品质量、降低成本和节约原材料都十分有利。

(2)通过标准化工作,有可能使那些不同規格和不同类型的机器,大部分或部分地由互相通用的零件和部件組成,因而有利于新品种的发展和新产品的設計。在設計时,設計人員可以把主要精力用在关键零件的設計上,一般零件就可按标准选用。

(3)标准化可簡化维护檢修工作。

在国务院公布的“工农业产品和工程建設技术标准管理办法”中規定,标准分为国家标准、部頒标准和企业标准三級。我国科学技术委员会于1959年曾公布一批国家标准(GB),第一机械工业部也陸續公布了部頒标准(JB)和重型机械标准(ZB)。可以預料,不久的将来我国将有一套完整的标准問世。

和标准化有密切联系的还有規格化和系列化。企业内部实行的标准化称为規格化。企业内部可根据自己的供需情况,进一步縮減已經标准化了的零件和部件的品种,以达到本企业产品的高度統一,并保证国家标准和部頒标准的贯彻执行。系列化是指尽最大可能来縮減和合并产品的型式、尺寸及材料的品种,以避免生产能力和技术力量的浪费。

当設計机器时,凡是已經标准化了的零件和部件,都应当按标准选用。如果确实不宜采用标准时,最好經過一定的审批手續。

第二章 机械零件的工作能力及计算准则

机械零件由于某些原因不能正常工作时，称为失效。失效并不单纯意味着破坏，而具有更广泛的含义。常见的失效有：零件的各种破坏和塑性变形、零件的过大的弹性变形、零件工作表面的点蚀（参看 15 页）和过度磨损、联接紧密性的破坏、紧配合零件的松动、靠摩擦力工作的零件的打滑等等。

在同一种零件上可能发生各种不同形式的失效。例如，齿轮的失效可能由于：1) 轮齿的脆性断裂；2) 轮齿的疲劳断裂；3) 齿廓的塑性变形；4) 齿面的磨损；5) 齿面的损坏（点蚀）；6) 齿轮其他部分的破坏等等。在各种失效中以哪一种为主将由齿轮的材料、具体结构和工作条件等决定。例如，在多尘粉处工作的开式齿轮传动，齿面的磨损可能是主要的失效形式，而润滑良好的闭式齿轮传动，齿面的磨损通常就不致发生。

零件的工作能力是泛指在不发生失效条件下的安全工作限度。此限度一般是对载荷而言，这时就称为承载能力；但也有时包括速度、温度、压力等。既然同一种零件可能有几种不同的失效形式，那么对应于各种失效形式也就各有其不同的工作能力。以轴为例，轴的失效可能由于疲劳断裂，也可能由于过大的弹性变形。在前一情况下，轴的承载能力决定于轴的持久强度；在后一情况下则决定于轴的刚度。显然，起决定作用的将是承载能力中的较小值。

机械零件虽然有很多种可能的失效形式，但归纳起来最主要的是由于强度、刚度、耐磨性、温度对工作能力的影晌和振动稳定性等方面的问题。在以下各节中，将分别阐明考虑这些问题时的计算准则，并相应地提出提高零件工作能力的主要措施。

4. 载荷和应力的分类

作用在零件上的载荷和应力按其随时间变化的特性可分为两类：1) 静载荷和静应力，2) 交变载荷和交变应力。

静载荷和静应力 不随时间变化的载荷和应力称为静载荷和静应力。纯粹的静载荷和静应力在机器中是很少遇到的，但如变化缓慢，一般就可看作是静载荷和静应力。例如，管子凸缘螺栓的预紧力、锅炉的内压力以及由这些力所引起的应力等。

交变载荷和交变应力 随时间作周期性变化的载荷和应力，称为交变载荷和交变应力。从材料力学中已知，交变应力的大小和变化性质可由最大应力 $\sigma_{\max}$ 、最小应力 $\sigma_{\min}$ 、平均应力 σ_m 、应力幅度 σ_a 和循环特性 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ 五个参数中的任何两个来确定。平均应力 $\sigma_m = 0$ 时，为对称循环变化，此时 $r = -1$ 。 $\sigma_m \neq 0$ 时，为不对称循环变化。不对称循环变化的特例是脉动循环变化，此时 $r = 0$ 。

如果在每次变化中，周期、应力幅度和平均应力都分别相等，则这种应力称为稳定的交变应力。

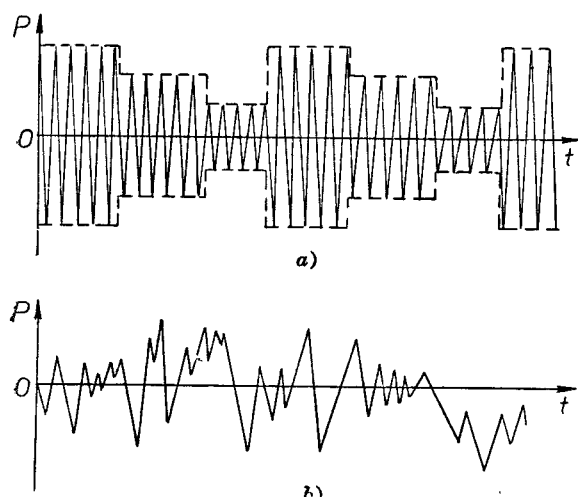


图1 不稳定的交变应力:

a—有规律的; b—无明显规律的

面即受有交变的弯曲应力。

力; 如不相等, 则称为不稳定的交变应力(图1)。

不稳定交变应力的产生通常是由于载荷和转速的变化。在一般情况下, 这些变化是有规律性的, 在变化一定次数以后完成一个循环, 周而复始。但也有时变化无明显的规律而完全取决于偶然的因素, 例如, 作用在汽车行驶部分的零件上的载荷的变化就属于这种性质。对于后一种情况, 需要用统计方法来作具体的分析, 本书将不予介绍。

应当指出, 交变应力不一定是由交变载荷引起的, 静载荷同样可以引起交变应力。例如, 轴在不变的弯矩作用下迴转时, 其横剖

5. 机械零件的体积强度

零件受载时, 如果应力是在较大的体积内产生(如拉应力), 则在这种应力状态下的零件强度称为体积强度; 如果应力是在较浅的表层内产生(如接触应力), 则在这种应力状态下的零件强度称为表面强度。本节研究零件的体积强度, 下节将研究零件的表面强度。

判断零件强度有两种方式。一种方式是比較計算剖面处的名义应力(σ, τ)是否小于許用应力($[\sigma], [\tau]$), 这时的强度条件可以写成

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{或} \quad \tau \leq [\tau];$$

$$\text{而} \quad [\sigma] = \frac{\sigma'}{[n_\sigma]}; \quad [\tau] = \frac{\tau'}{[n_\tau]}. \quad (1)$$

式中 σ', τ' —— 分别表示极限正应力和剪应力; $[n_\sigma], [n_\tau]$ —— 許用安全系数。

另一种方式是比較計算剖面处的实际安全系数是否大于許用安全系数, 这时的强度条件可以写成

$$n_\sigma \geq [n_\sigma] \quad \text{或} \quad n_\tau \geq [n_\tau];$$

$$\text{而} \quad n_\sigma = \frac{\sigma'}{\sigma}; \quad n_\tau = \frac{\tau'}{\tau}. \quad (2)$$

式中 n_σ, n_τ —— 实际安全系数。

計算时采用哪种方法, 通常由可資利用的数据和計算慣例决定。

零件在静应力下的强度

在静应力作用下, 零件的损坏将是破裂或塑性变形。

在简单静应力状态下工作的塑性材料零件, 通常按照不发生塑性变形的条件进行强度計算。

计算时取材料的流动极限 σ_s 或 τ_s 作为极限应力。这时计算剖面的实际安全系数和许用应力分别为

$$n_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma}; \quad n_\tau = \frac{\tau_s}{\tau} \quad \text{和} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{[n]}; \quad [\tau] = \frac{\tau_s}{[n]}. \quad (3)$$

计算时不考虑应力集中。

在复杂应力状态下工作的塑性材料零件, 可根据第三强度理论或第四强度理论来确定其强度条件。对于弯扭合成的应力状态, 其强度条件为:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad \text{或} \quad \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

修正流动极限间的比率后, 可得安全系数的计算式为

$$n = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \tau^2}} \quad \text{或} \quad n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (4)$$

如果零件在非均匀分布的应力(如弯曲应力)下工作, 并且少量的塑性变形不影响零件的工作能力时, 则可根据极限载荷进行强度计算[5]①。

图2, a所示为一简支梁受到弯矩 M 的作用。在弹性变形的范围内梁的危险剖面上的弯曲应力分布如图2, b所示。随着弯矩 M 的加大, 最大应力 σ_w 将达到材料的流动极限。如果梁是用塑性材料制成的, 则当最大应力达到流动极限以后, 进一步的弯曲变形将不再使该应力显著增加, 此时应力分布将如图2, c和2, d所示。可以看出, 在图2, c和2, d中, 材料在承担载荷方面比在图2, b中发挥了更大的作用。可以把图2, c或2, d中的应力状态定作极限状态, 则产生这种应力状态的载荷便称为极限载荷。

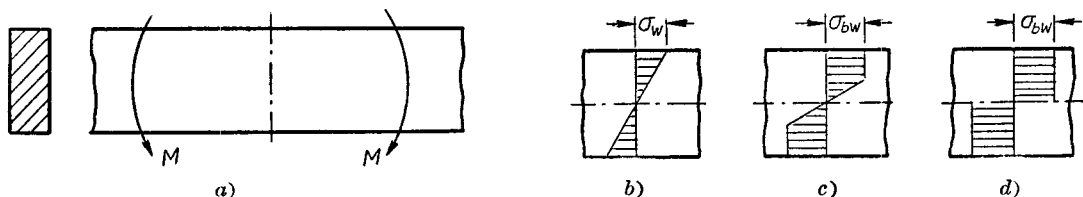


图2 梁的极限应力状态

理论与实践都已证明, 某些零件上最危险点的应力达到流动极限以后, 还有可能负担更大的载荷。所以近年来按极限载荷的计算方法开始被重视起来。

用脆性材料制成的零件, 在静应力作用下, 通常取材料的强度极限作为极限应力, 即

$$n_\sigma = \frac{\sigma_b}{\sigma}; \quad n_\tau = \frac{\tau_b}{\tau} \quad \text{或} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_b}{[n_\sigma]}; \quad [\tau] = \frac{\tau_b}{[n_\tau]}. \quad (5)$$

如果材料的组织不均匀(如灰铸铁), 则计算时就不考虑应力集中。因为材料的不连续组织在零件内部引起的局部应力要远远大过由于零件形状和机械加工等原因所引起的局部应力, 所以后者对零件的强度不起决定作用。如果材料的组织均匀而塑性较低(如低温回火的高强度钢), 就应考虑应力集中而根据最大局部应力进行强度计算。

零件在交变应力下的强度

在交变应力作用下, 零件的损坏将是疲劳断裂。

① 方括号内数字为本篇参考书目编号, 下同。

疲劳断裂的初期现象是在零件的表面上产生細微的疲劳裂纹。随着应力循环次数的增加, 裂纹逐渐发展, 零件的有效承载面积亦逐渐减少, 最后不足以承担载荷, 就会发生突然的折断。即使零件是用高塑性材料制成的, 也会象脆性材料一样, 在断裂前没有显著的塑性变形。

疲劳曲线 由材料力学中已知, 引起疲劳破坏的应力与其循环次数有关。表示循环次数与断裂应力間关系的曲线, 称为疲劳曲线, 如图 3 所示。曲线的横坐标为循环次数 N (或 $\log N$), 纵坐标为引起断裂的循环应力。

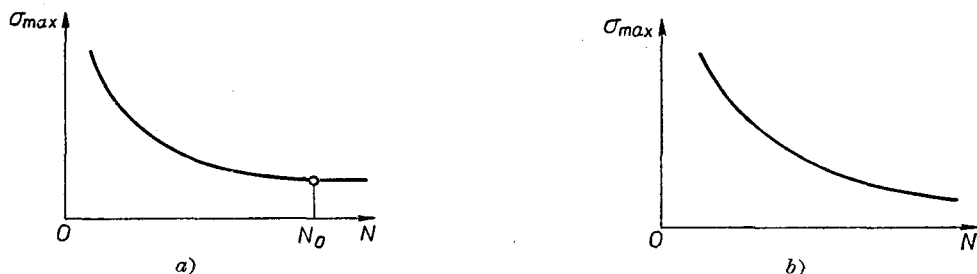


图 3 疲劳曲线:

a—有持久极限的; b—无明显持久极限的

金属材料的疲劳曲线有两种类型。一种是当循环次数 N 超过某一值 N_0 以后, 曲线即趋向水平, 亦即当 $N > N_0$ 时, 断裂应力不再随循环次数的增加而降低(图 3, a)。 N_0 称为循环基数, 对应于 N_0 的应力, 称为材料的持久极限。另一种是曲线没有水平部分, 亦即材料没有明显的持久极限(图 3, b)。有色合金及某些高硬度的合金钢的疲劳曲线多属于第二种。

随着材料性质的不同, N_0 在很大的范围内变动。一般说来, 钢的强度愈高, N_0 值即愈大。如按硬度不同来粗略划分, 则 $HB < 350$ 的钢, $N_0 \approx 10^7$; $HB \geq 350$ 的钢, $N_0 \approx 25 \times 10^7$ 。

有明显持久极限的材料, 其疲劳曲线可分为两个区域: $N \geq N_0$ 和 $N < N_0$ 。在 $N \geq N_0$ 的区域内, 其极限应力是一个常数, 所以在求这个区域的极限应力时, 可令 $N = N_0$ 。在 $N < N_0$ 的区域内, 曲线可近似地用下列方程式表示:

$$\sigma_{r-N}^m N = \sigma_r^m N_0 = C; \quad \tau_{r-N}^m N = \tau_r^m N_0 = C'. \quad (6)$$

式中 σ_r, τ_r ——循环特性为 r 时的持久极限; σ_{r-N}, τ_{r-N} ——循环特性为 r 时对应于循环次数 N 的极限应力; C, C' ——常数; m ——随应力状态而不同的幂数, 例如弯曲时 $m=9$ 。

从式(6)可得出求对应于循环次数 N 的极限应力的公式

$$\sigma_{r-N} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = \sigma_r k_z^{\sigma}. \quad (7)$$

式中 $k_z^{\sigma} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$ ——应力折算系数。

应当注意, 在做材料试验时, 钢试件的持久极限(σ_{-1}, σ_0) 是在 10^7 次或 5×10^6 次循环应力下求出的, 所以计算时取 $N_0 = 10^7$ (或 $N_0 = 5 \times 10^6$)。当钢材的硬度 $HB \geq 350$ 时, 这与其真正循环基数并不一致。对于 $HB < 350$ 的钢材, 若 $N > 10^7$, 计算时应取 $N = 10^7$; 对于 $HB \geq 350$ 的钢材, 若 $N > 25 \times 10^7$, 计算时应取 $N = 25 \times 10^7$ 。

极限应力图 材料在不同的循环特性下有不同的持久极限。表示两者关系的线图称为极限

应力图。极限应力图有两种式样：一种以纵坐标表示最大应力 $\sigma_{\max}$ ，横坐标表示平均应力 σ_m ；另一种以纵坐标表示应力幅度 σ_a ，横坐标仍表示平均应力 σ_m 。图 4 所示是后一种。

为了能用简单的公式表示各量间的关系，可用通过对称循环点 $A(0, \sigma_{-1})$ 和脉动循环点 $B(\frac{\sigma_0}{2}, \frac{\sigma_0}{2})$ 的直线代替 ABC 曲线，此直线的方程式为

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m, \quad (8)$$

由此可得

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_{-1} + (1 - \psi_\sigma) \sigma_m. \quad (9)$$

式中 $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ 表示材料对于不对称循环的敏感系数。

影响零件持久强度的因素 影响零件持久强度的主要因素是：1) 零件的应力集中；2) 零件的绝对尺寸；3) 零件的表面状态。

(1) 零件的应力集中对其持久强度的影响 应力集中具有下列特点：1) 最大局部应力常远远大于名义应力；2) 局部应力的作用范围很小，亦即应力沿着剖面坐标衰减很快。

最大局部应力与名义应力的比值 α ，称为理论应力集中系数。用理论应力集中系数并不能直接判断局部应力使零件的持久强度降低了多少。因为由局部应力引起的疲劳损坏并不象其理论值显示的那样严重，在用不同材料制造的零件上，表现也有所不同。实用上常用有效应力集中系数 k 来表示持久强度的真正降低程度。有效应力集中系数即：材料、尺寸和受载情况都相同的一个无应力集中试件和一个有应力集中试件的持久极限的比值，即

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k}; \quad k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_k}.$$

式中 $\sigma_{-1}, \tau_{-1}, (\sigma_{-1})_k, (\tau_{-1})_k$ 分别为无应力集中试件和有应力集中试件的持久极限。

有效应力集中系数 k 总是小于理论应力集中系数 α ，换句话说，零件仿佛只感受到部分的应力集中的作用。各种材料对应力集中的感受程度可用敏感系数 q 表示，

$$q_\sigma = \frac{k_\sigma - 1}{\alpha_\sigma - 1}; \quad q_\tau = \frac{k_\tau - 1}{\alpha_\tau - 1}. \quad (10)$$

当 q 和 α 已知时， k 为：

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1); \quad k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1). \quad (11)$$

q 可以看成是实际上应力增高的程度与理论上应力增高的程度的比值，其值在 0 到 1 之间。 q 值愈大，该材料愈容易感受应力集中。对于结构钢，可取 $q = 0.6 \sim 0.8$ ，强度极限高的取大值，低的取小值；对于高强度合金钢， $q \approx 1$ ；对于铸铁，取 $q = 0$ 而 $k_\sigma = 1$ 。

如果计算剖面上有几个不同的应力集中源，则零件的持久强度由各 k_σ (或 k_τ) 中的最大值决定。

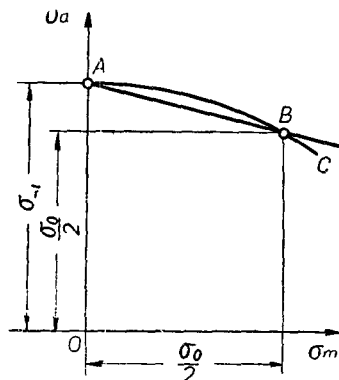


图 4 极限应力图