

机械技术人员必读

机械零件设计 问题解析

汪 琪 编著



中国致公出版社

机械技术人员必读

机械零件设计问题解析

汪 璞 编著

江苏工业学院图书馆
藏书章

中国致公出版社

DW02/23
图书在版编目(CIP)数据

机械零件设计问题解析/汪琪编著. —北京: 中国致公出版社, 1997. 7

ISBN 7-80096-012-9

I. 机… II. 汪… III. 机械元件—设计—解题 N. TH13-44

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (97) 第 12153 号

机械技术人员必读
机械零件设计问题解析
汪 琪 编著

*
中国致公出版社出版发行

(北京市西城区太平桥大街4号)

(邮政编码 100034)

新燕印刷厂印刷

新华书店经销

*
开本: 850×1168 1/32 印张: 12.5 字数: 350 千字

1997 年 7 月第 2 版 1997 年 7 月第 1 次印刷

印数: 5001—10010 册

ISBN 7-80096-012-9/TH·1

定价: 15.00 元

前 言

“机械零件”课程综合运用了理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属学及热处理、公差及技术测量和机械制图等知识，有效地解决了通用零件的设计问题，它为机械类各种专业知识奠定了技术基础。

高等学校工科机械类和近机类专业专业的学生（包括电视大学、职工大学、中等专业学校等类似专业），机械专业技术人员，他们在学习和运用机械零件（机械设计）专业知识的过程中，必须完成大量的机械零件设计方面的作业，也必然会遇到种种问题，特别是在设计计算时，会遇到很多困难。本书根据高等工科学学校机械类专业适用的机械零件教学大纲的精神，紧密结合统编的机械零件教程，针对在机械零件设计中具有典型性和实践性的问题，精解详析，以帮助广大机械技术

人员较好的解决机械零件设计过程中遇到的各种问题。为了便于阅读和使用,在解析各种机械零件设计问题前,首先精要介绍有关零件的概念,基本定律、规则、公式、图表、重要数据等。在介绍这部分内容时,特别注重给读者提供一个活的知识体例,它不仅仅是有关专业知识的浓缩,更重要的是,它将各种知识的要点、关键点、易错点、注意问题及作者心得、经验等有机地融为一体,从而提高专业知识运用的有效率,扩大信息量。在例题解析中本书注重阐明设计思路,归纳解决规律,提供设计通用零件中必须注意的问题,从而使读者综合灵活地掌握知识,举一反三提高解题的能力和水平。各章后还附有适当的典型习题,供读者巩固练习时使用。

本书采用国际单位制,各种物理符号技目前使用水平应尽量采用国家标准规定的物理符号(GB1434—78)。

读者在阅读本书后,能适当地得到启发,比较顺利地解决机械零件设计中遇到的各种问题,有效地提高设计技能和水平,达到独立工作的能力。这是作者的企盼和心愿。

本书可供高等学校及中等专业学校学生完成机械零件作业时使用,电视大学、职工大学、夜大学等学生亦可使用,也特别提供给指导教师、机械技术人员和有关设计部门的管理人员参考。

在本书的编写过程中,得到瑞华等多位同志的协助,谨此,诚表感谢。

限于作者水平,本书漏误之处在所难免。藉此机会,就正于有道,诚请读者指其瑕疵,匡其疏漏。

目 录

第一章 机械零件设计的一般概念

§ 1-1 零件计算中的载荷	1
§ 1-2 机械零件的主要破坏形式	2
§ 1-3 机械零件的计算准则	4
§ 1-4 机械零件强度计算的应力	6
§ 1-5 标准化、系列化、通用化	13

第二章 机械零件的强度

§ 2-1 载荷与应力	15
§ 2-2 机械零件的整体强度	20
§ 2-3 零件在变应力下的强度	27
§ 2-4 机械零件的表面强度	48

第三章 螺纹联接 螺旋传动

§ 3-1 螺纹	61
§ 3-2 螺纹联接的计算	69
§ 3-3 螺栓组联接的计算	83
§ 3-4 螺旋传动	89

第四章 键、花键和销联接

§ 4-1 键联接	101
§ 4-2 花键联接	108
§ 4-3 销联接	111

第五章 过盈配合

§ 5-1 过盈配合	117
------------------	-----

第六章 带传动

§ 6-1 三角带传动的设计计算	133
§ 6-2 平型带传动的设计计算	154

第七章 齿轮传动

§ 7-1 直齿圆柱齿轮传动的设计计算	161
§ 7-2 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	188
§ 7-3 直齿圆锥齿轮传动的强度计算	197

第八章 蜗杆传动

§ 8-1 普通圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸	208
§ 8-2 普通圆柱蜗杆传动的设计计算	218

第九章 链传动

§ 9-1 套筒滚子链	235
-------------------	-----

第十章 滑动轴承

§ 10-1 非液体摩擦滑动轴承的计算	248
§ 10-2 润滑油	257
§ 10-3 液体摩擦动压向心滑动轴承的设计计算	261

第十一章 滚动轴承

§ 11-1 滚动轴承类型的选择	281
§ 11-2 滚动轴承中的负荷分析	289
§ 11-3 滚动轴承的尺寸(型号)的选择	292
§ 11-4 滚动轴承的静载荷	304
§ 11-5 轴承组合的设计	309

第十二章 联轴器和离合器

§ 12-1 联轴器的选择	313
§ 12-2 离合器的结构及其计算	320

第十三章 轴

§ 13-1 轴的结构设计	333
§ 13-2 轴的强度计算	338

第十四章 弹簧

§ 14-1 圆柱压缩和拉伸螺旋弹簧	365
§ 14-2 圆柱扭转弹簧的计算	386

机械零件设计的一般概念

设计计算机械零件或部件时,首先要解决两个问题:第一,分析作用在所设计零件上的载荷,指出可能受载的实际情况,这些往往是设计计算零件的依据;第二,分析危险剖面上的应力,并确定安全系数和许用应力。

再者,是要确定零件的几何尺寸和形状,确定能满足零件所提出的各项要求的几何尺寸,使其在预定的寿命期间内不致于被破坏,这是零件设计计算的基本目的。而在零件设计以前,它们通常都是未知的。

下面将讨论与机械零件设计计算两大任务有关的一些基本概念。

§ 1-1 零件计算中的载荷

一 内 容 提 要

作用在零件上的外力 F 、弯矩 M 、扭矩 T 以及冲击能量 A_k 等统称为载荷。这些载荷中不随时间变化或随时间变化缓慢的称为静载荷。随时间作周期性变化或非周期性变化的称为变载荷。它们在零件中引起拉、压、弯、剪、扭等各种应力,并产生相应的变形。设计零件时,载荷一般是已知的,可以由机器动力学计算或由实验测定得到。

仅根据原动机的额定功率(或阻力矩)而不考虑其他因素影响所求得的作用在零件上的载荷,称为名义载荷,以符号 F_n 、 M_n 、 T_n 等表示。考虑了冲击、振动和载荷分布等影响,将名义载荷修正后用于零件设计计算的载荷,称为计算载荷,以符号 F_{ca} 、 M_{ca} 、 T_{ca} 等表示。

计算载荷值一般大于名义载荷值,它们之间的关系式为

$$F_{ca} = KF_n \quad (1-1)$$

式中, K 称为载荷系数,其数值是根据经验确定的,一般, $K \geq 1$ 。但必须指示:计算载荷与作用在真正零件上随机变化的实际载荷还是不相同的,它们之间的差异对强度的影响,则由安全系数校正。

二 例 题 分 析

例题 1-1 有一三角胶带传动装置,传递的额定功率 $P = 6\text{kW}$,转速为

$n_1 = 960 \text{ r/min}$, 试求:

(1) 该传动装置的名义载荷。(2) 当载荷系数 $K = 1.2$ 时, 其计算载荷是多少?

解 根据材料力学扭矩的计算公式求得:

$$(1) \text{ 该传动装置的名义载荷为 } T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{6}{960} = 59.55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$(2) \text{ 其计算载荷, 由公式 (1-1) 得 } T_{ca} = KT = 1.2 \times 59.55 = 68.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

§ 1-2 机械零件的主要破坏形式

一 内 容 提 要

1 整体断裂

零件在受到拉、压、剪、弯、扭等外载荷作用时, 由于某一危险剖面上的应力超过零件的强度极限而发生的断裂, 或者零件在受变应力的作用时, 危险剖面上发生的疲劳断裂均属整体断裂等。

2 过大的弹性变形

当作用在零件上的应力超过了材料的屈服极限时, 零件将产生过大的弹性变形, 例如转轴的挠曲变形等。

3 零件的表面破坏

零件的表面破坏主要是腐蚀、磨损和接触疲劳等。例如大气中的氧和润滑油中的酸性物质对钢铁和其他金属的锈蚀和腐蚀属于这一类。这类腐蚀是发生在金属表面的一种化学腐蚀现象。腐蚀的结果是, 使金属表面产生锈蚀, 从而使零件表面发生破坏。与此同时, 对承受变应力作用的零件, 还要引起腐蚀疲劳的现象。

磨损是两个接触表面在作相对运动的过程中发生物质丧失或转移的现象。

零件表面的疲劳是由于接触应力长期作用的表面或在表面下一定深度处形成疲劳裂纹, 随着裂纹的扩展, 就造成微粒剥落, 这种现象叫做点蚀或称为疲劳磨损。

4 不正常工作条件引起的破坏

带传动和摩擦传动的零件只有在传递的有效圆周力小于临界摩擦力时才能正常工作; 高速传动的零件, 只有在转速与转动件系统的共振频率避开一个适当的间隔时才能正常工作; 液体摩擦滑动轴承, 只有在存在完全的润滑油膜时才能正常工作。如果达不到上述的必备条件, 则会引起不同类型的破坏。例如, 带传动将会发生打滑而失效, 转轴将会发生共振而引起断裂的失效, 滑动轴承将会发生胶合、磨损等形式的失效。

零件究竟经常发生哪种形式的失效,要根据各行各业使用大量的不同机器的失效结果来具体分析。腐蚀、磨损和疲劳是引起零件失效的主要原因。

二 例 题 分 析

例题 1-2-1 试分别论述开式齿轮传动轮齿整体断裂和闭式齿轮传动齿面点蚀的主要原因。

解 (1)开式齿轮传动整体断裂的主要原因 开式齿轮传动受载后,易在根部发生断裂(图 1-1,a),因为轮齿受力时,象悬臂梁一样,齿根圆角处弯曲应力最大,且有应力集中,特别是当齿轮材料较脆,如淬火钢或铸铁,容易从此处开始发生轮齿的断裂。

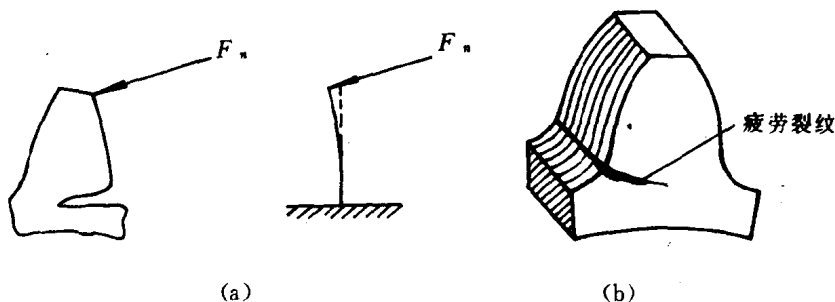


图 1-1 轮齿整体断裂和疲劳裂纹

一般轮齿断裂有两种情况:一种是因短时过载或受到冲击载荷而突然折断;另一种是因为承受多次重复变化的弯曲应力作用后,齿根部出现疲劳裂纹(图 1-1,b),裂纹逐渐扩展而发生的疲劳断裂。

(2)闭式齿轮传动齿面点蚀的主要原因 对齿面硬度较软($HB \leq 350$)的一对渐开线圆柱齿轮啮合时,理论上是线接触,但实际上由于材料的弹性变形,载荷是作用在很少的一段接触面上的,这种接触区内往往产生很大的接触应力。而这种应力在啮合过程中是变化的,啮合一次,变化一次,在多次重复的作用

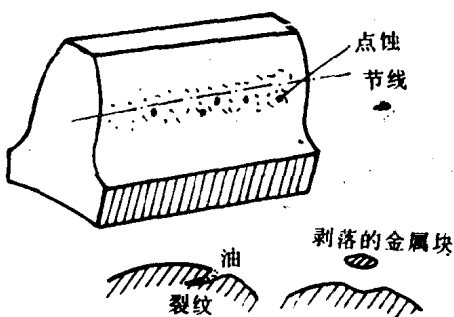


图 1-2 齿面点蚀

下,节线附近过大的接触应力,超过了材料的接触疲劳极限,因而出现了疲劳裂纹(图1-2),然后扩大而脱落,形成麻点点蚀。另外,点蚀的形成,和润滑油的存在有关系,润滑油渗入和挤进裂纹(图1-2),将加速裂纹的发展和剥落。因此,点蚀通常发生在有润滑油的闭式传动中,在开式传动中则看不到点蚀现象,这是因为这种传动齿面磨损很快,其表面还来不及发生点蚀就被磨掉了。

对硬齿面($HB>350$)的齿轮虽接触强度高,不易发生点蚀,但一经点蚀,由于齿面硬而不易跑合,其点蚀则随工作时间的增长而不断地迅速扩展,终将破坏渐开线齿形而导致轮齿成块剥落而失效。

§1-3 机械零件的计算准则

一 内 容 提 要

在设计机械零件时,应认真地考虑零件在外载荷的作用下可能发生的断裂、过量变形、过度磨损、剧烈振动、大量发热等破坏作用。因此,为了保证零件在预定的使用期限内正常工作,应根据下面各计算准则进行可靠性的计算。

1 强度计算

零件在工作过程中,承受有各种载荷,零件承受载荷的能力,即抵抗断裂或抵抗过大的残余变形的能力,称为零件的强度。

零件在外载荷的作用下,如若强度不够,就会产生残余变形,甚至会断裂损坏;但是在多数情况下,零件的工作表面也会受到损伤,如点蚀、胶合、磨损等,从而也破坏了零件的正常工作。前一种是由于零件的体积强度不够所致;而后一种则是由于零件的表面强度不够所致。

由材料力学知道,在计算零件强度时,应保证在零件最危险一点上的最大工作应力 σ (或 τ)不超过许用应力 $[\sigma]$ 或 $[\tau]$ 。同时,又要和许用应力相差不多,否则将会使所设计的零件和机器过份笨重。

通常在体积强度计算中,对于受静应力的塑性材料,例如碳素结构钢为了不致于发生过大的塑性变形,应取屈服限 σ_s 或 τ_s 作为极限应力。

对于脆性材料,例如,铸铁,为了不使其产生断裂,应取强度限 σ_B (或 τ_B)作为极限应力。

在受有对称循环应力时,无论对塑性材料还是脆性材料,为了不使其产生疲劳断裂,应取疲劳限 σ_{-1} (或 τ_{-1})做为极限应力 σ_{lim} 。其中 σ_{-1} 又可分为弯曲疲劳限 σ_{-1b} (一般写成 σ_{-1})和拉压疲劳限 σ_{-1t} 。对于一般变应力下材料的极限应力,可根据极限应力线图确定(见第二章第三节)。

如上所述这就叫做满足了强度的要求,符合了强度计算的准则。其表达式为

$$\sigma \leq \sigma_{\text{lim}} \quad (1-2)$$

零件材料的极限应力是根据实验求得的,如上所述它与零件上所受的载荷及随之所产生的应力类型、材料的塑性和脆性及零件变形的种类有关。

至于在表面强度的计算中,各种载荷情况下的极限应力,也如同体积强度一样由实验来确定。不过问题的本身更为复杂,有关这方面的问题,后面将结合具体零件讨论之。

2 刚度准则

零件在载荷作用下产生的弹性变形量 y ,其数值小于或等于机器工作性能所允许的极限值($[y]$)(即许用变形量),这就叫满足了刚度要求或称符合刚度计算准则,其表示式为

$$y \leq [y] \quad (\varphi \leq [\varphi]) \quad (1-3)$$

式中 y ——零件的变形量(伸长、挠度等)

φ ——变形角、扭角等。

3 寿命准则

影响寿命的主要因素——腐蚀、磨损和疲劳是三个不同范畴的问题,它们各自发展过程的规律完全不同。迄今为止,还没有适当可靠的定量计算方法,因而不拟讨论。关于疲劳寿命,通常是以求出使用寿命的疲劳极限来作为计算的依据。

4 振动稳定性准则

机器中存在着许多周期性变化的激振源。例如,齿轮的啮合,滚动轴承中的振动,滑动轴承中的油膜振荡,弹性轴的偏心转动等。当频率重合或成整倍数关系时,这些零件就会发生共振,以致使零件被破坏或机器工作失常。所谓振动稳定性,是指在设计时要使机器中受激振作用各零件的固有频率与激振源的频率错开。例如,令 f 代表零件的固有频率, f_p 代表激振源的频率,则通常应保证如下的条件:

$$0.85f > f_p \quad \text{或} \quad 1.15f < f_p \quad (1-4)$$

如果不能满足上述条件,则用改变零件及系统的刚性,改变支承位置,增加或减少辅助支承等办法来改变 f 值。

把激振源与零件隔离,使激振的周期性改变的能量不传递到零件上去,或者采用阻尼以减少受激振动零件的振幅,都会改善零件振动的稳定性。

5 可靠性准则

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,可靠度是指在规定的使用寿命内,能连续工作的零件数占总零件的百分率。

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。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,则其可靠度为 $R=0.90$;又如,某牌号的汽车规定必须行驶 10^5km 后才能进行大修,但实际行驶了 $9.5\times 10^4\text{km}$ 就要大修,那么其可靠度 $R=0.95$ 。

由概率论可知,整个机器或部件的可靠度一般可以认为是组成该机器或部件的各个的可靠度的乘积,即

$$R = R_1 R_2 R_3 \cdots R_n \quad (1-5)$$

除上述的一些基本准则外,还可以提出一些在特定条件下应考虑的计算准则,例如精度、噪声水平的限制、外廓尺寸的限制、美观等。

二 例题分析

例题 1-3-1 一试棒 $\varnothing 10\text{mm}$, 由碳素结构钢制成, 其破断拉力 $F_{\max} = 42\text{kN}$, 试求:

(1) 破断强度 σ_B ; (2) 此为何种钢材所制。

解 (1) $\sigma_B = \frac{F_{\max}}{A} = \frac{42000}{\frac{\pi}{4} \times (10)^2} = 537\text{MPa}。$

(2) 与材料表中的 σ_B (最低值) 比较可知, 优质碳素结构钢 35 号钢的 $\sigma_{B\min} = 540\text{MPa}$ 与试棒 $\sigma_B = 537\text{MPa}$ 相近, 所以该试棒为 35 号钢所制。

§ 1-4 机械零件强度计算的应力

一 内容提要

1 工作应力

根据材料力学的基本公式所求出的作用在零件剖面上的应力, 称为工作应力以 σ, τ 等符号表示。即零件剖面上的拉伸、压缩、弯曲、剪切等应力。

如零件危险剖面上呈复杂的应力状态时, 按照某一强度理论求出的, 与单向拉伸时有同等破坏作用的应力, 称为计算应力以符号 σ_{ca} 表示之。如为单向应力状态时, 则剖面上的工作应力即等于计算应力。

2 极限应力

按强度准则设计机械零件时, 根据材料性质及应力种类而采用的材料的某个机械性能极限值, 叫做极限应力 $\sigma_{\lim}$, 常用的极限应力为强度极限 σ_B (或 τ_B)、屈服极限 σ_s (或 τ_s)、疲劳极限 σ_r (或 τ_r)、蠕变极限 σ_{cr} , 或与应力状态有关的材料的断裂韧性 K_{IC} 等。设计时材料已知, 零件的受力性质 (静、变、冲击等) 已判明, 即可由有关的设计手册中查出相应的极限应力值。

3 许用应力

机械零件设计计算时,计算应力允许达到的最大值叫许用应力,以 $[\sigma]$ 、 $[\tau]$ 等符号表示之。但在设计零件的实践中,必须保证

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (1-6)$$

这样才算合理。

4 安全系数

极限应力与许用应力的比值叫做许用安全系数,即

$$[n] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[\sigma]} \quad (1-7)$$

5 实际安全系数 n

零件材料的极限应力与工作应力的比值叫实际安全系数,以符号 n 标记,即

$$n = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \quad (1-8)$$

联系(1-6)、(1-7)、(1-8)式,可得

$$n \geq [n] \quad (1-9)$$

即实际安全系数值必须大于或等于许用安全系数,这样才能认为设计安全合理。

6 许用安全系数与许用应力

前已叙述,机械零件设计必须符合强度计算准则,即必须保证

$$\sigma \leq \sigma_{\text{lim}}$$

但考虑到各种偶然性和难以明确判断情况的影响,还须将上式右边除以许用安全系数 $[n]$,即

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[n]} \quad (1-10)$$

由式(1-7)和(1-8)可以看出,许用安全系数与许用应力是相互联系的两个概念。当材料的极限应力选定后,给定了其中的一个,就可求出另一个数值。因此下面着重讨论一下许用安全系数。

(1)影响安全系数的因素 在强度计算中引入一个许用安全系数,这是考虑到设计中一系列不定因素的影响。这些不定因素主要有以下几个方面,分别讨论之。

①与应力计算有关的因素

1)应力计算所依据的载荷值的不精确性 计算载荷值(包括它的大小和方向、变动特性等)与实际载荷之间有差异,这是因为在许多情况下实际载荷往往难以确定(例如汽车或内燃机车等行动部件上的载荷),载荷值的求取方法亦有差异:是估算方法还是用计算方法,或是用实测方法等等。

2)应力计算用的力学模型与实际状况之间有差异,这种差异主要表现

为:在计算中所假定的应力分布情况与实际情况不尽相同;理想化了的支承情况与实际支承情况不尽相同;设计计算中的集中载荷实际上常常是在一个小区段上施加的分布载荷;材料中存在的内应力大小的不确定性等等。

②与应力计算有关的因素

1)材料机械性能本身的变化 即使是用同一批材料,同样的工艺方法加工同样尺寸的试件,又是在同样的条件下进行试验,所得到的材料的机械性能也是不相同的。不同的设计手册中所给出的同一性能的数据,由于来源不同,也往往有所差异。

根据大量的数据分析,可以认为各种材料机械性能的最小值 $S_{\min}$ 与机械性能的平均值 S_m 之间的关系为

$$S_{\min} \approx 0.8S_m \quad (1-11)$$

设计手册中所给的数据,如无特殊的说明,均可按平均值来看待。

2)零件尺寸效应的不确定性 材料的机械性能是用标准试件来测定的,但实际零件的尺寸与标准试件的尺寸是不同的。这一点通常在变应力强度计算中予以考虑,并给出一些可供设计时使用的数据。

3)工艺方面的影响 不同毛坯的制取方法及机械加工工艺对材料的机械性能的影响也是很大的。设计时很难精确地考虑它们的影响。

③与零件重要性有关的因素

在许用安全系数中还要考虑到所设计的零件的重要性。对于零件的重要性,大致可以分为以下几个级别:

1)零件破坏引起人身事故 这类零件主要指飞机起落架的受力零件;汽车前轮转向器拉杆;起重机的承重零件等。

2)零件破坏引起严重的设备事故 这类破坏需要大量的工时和昂贵的费用才能修复。例如:生产自动线上主要设备零件的破坏要使整个自动线停工;齿轮箱中轮齿的断裂有可能使其它轮齿相继断裂等。

3)零件的破坏要使机器停车修理,但不致引起事故 例如,车辆的轮胎破裂,联轴器销钉的断裂等。

4)零件破坏不会使机器立即停止工作 例如,摩托车车轮单根辐条折断等。

2 安全系数的选取

安全系数既然要考虑上列各方面因素,因而在确定许用安全系数的数值时,就应结合具体要求,参观现有的规范设计,斟酌选取。如无规范可循时,建议按下面方法选取。

(1)塑性材料的许用安全系数 如果是一般可靠程度的材料,在强度计算中,许用安全系数 $[n]$ 可根据 σ_s/σ_B 的比值所反映的材料的塑性程度来选取。塑性材料许用安全系数列于表 1-1 中。

表 1-1 塑性材料许用安全系数

σ_s/σ_B	0.45~0.55	0.55~0.57	0.70~0.90	铸 件
$[n]$	1.2	1.4~1.8	1.7~2.2	1.6~2.5

如若实际载荷或应力的计算准确度较差时(例如零件受有冲击载荷或动载荷),则许用安全系数 $[n]$ 值按上表值增大 20~50%。

② 脆性材料及低塑性材料的许用安全系数 由于脆性材料本身的均匀性较差,并可能存在着较大的残余应力,有使零件产生脆性断裂的危险。因此,脆性材料的许用安全系数 $[n]$ 值,应根据材料的均匀性、残余应力和材料的脆性程度(通常按冲击值 α_k 来度量)进行选取。脆性材料及低塑性材料的许用安全系数列于表 1-2 中。

表 1-2 脆性材料及低塑性材料许用安全系数

材 料 性 质	$\alpha_k(\text{J}/\text{cm}^2)$	$[n]$
低塑性材料,内部组织均匀(例如低温回火的高强度铸铁)	20~30	2~3
脆性材料,组织不均匀,并有残余应力(如灰铁、优质铸铁)	5~20	$\geq 3\sim 4$
材料极脆,极不均匀并存在较大的残余应力(如陶瓷金属、多孔脆性铸件)	< 5	4~6

注:当计算载荷不能准确地确定,特别是在冲击载荷或动载荷作用下;按上表许用安全系数 $[n]$ 应增大 50~100%。

③ 为了保证零件有一定的安全裕度,使零件经久耐用,在运转时更加可靠,建议按下列情况,将许用安全系数(表 1-1 及表 1-2 推荐的)再分别增大 10~30%。许用安全系数 $[n]$ 的增大百分比列表 1-3 中。

表 1-3 许用安全系数 $[n]$ 的增大百分比

零件在机器中的重要程度	零件的价格	$[n]$ 的增大百分比
零件损坏,将引起机器停车	低价零件	10%
	高价零件	20%
零件损坏,将引起机器损坏	低价零件	20%
	高价零件	30%

综上所述,许用安全系数 $[n]$ 的确定,是一个比较复杂而且又是非常重要的问题。如果许用安全系数取低了,则许用应力就高了,可能造成零件安全性差,以致破坏;反之,当许用安全系数取高了,则许用应力就过小,以致浪费材料造成机器笨重,经济性也极差。

对于初学者来说,如何正确选取许用安全系数 $[n]$,可能有一定的困难,因为系数多半是在某一范围内变动,这是由于零件的结构、材料、加工工艺、使用条件等各不相同,所以实际上无法用一个固定的数值来表示。要得到比