

材 料 力 学

(机械类)

北 京 工 业 学 院

1 9 7 3, 5

本书常用符号表

名	称	符 号	常 用 单 位
外 载 荷	集 中 力	P	kg, t
	分 布 载 荷 集 度	q	kg/cm, t/m
	集 中 力 偶、力 矩	m	kg-cm, t-m
	支 座 反 力	R, H	kg, t
内 力	轴 力	N	kg, t
	剪 力	Q	kg, t
	弯 矩	M	kg-cm, t-m
	扭 矩	M _n	kg-cm, t-m
应 力	正 应 力	σ	kg/cm ² , kg/mm ²
	剪 应 力	τ	kg/cm ² , kg/mm ²
	主 应 力	$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	kg/cm ² , kg/mm ²
应 变	线 应 变	ϵ	无 量 纲 量
	剪 应 变	γ	无 量 纲 量
	主 应 变	$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$	无 量 纲 量
截面几何性质	截 面 面 积	F	cm ² , mm ²
	静 面 矩	S _y , S _z	cm ³ , mm ³
	惯 性 矩	J, J _y , J _z	cm ⁴ , mm ⁴
	极 惯 性 矩	J _p	cm ⁴ , mm ⁴
	惯 性 半 径	i _y , i _z	cm, mm
	抗 弯 截 面 模 量	W, W _y , W _z	cm ³ , mm ³
	抗 扭 截 面 模 量	W _p	cm ³ , mm ³
材料机械性质	比 例 极 限	σ_p, τ_p	kg/cm ² , kg/mm ²
	屈 服 极 限	σ_s, τ_s	kg/cm ² , kg/mm ²
	强 度 极 限	σ_b, τ_b	kg/cm ² , kg/mm ²
	弹 性 模 量	E	kg/cm ²
	剪 切 弹 性 模 量	G	kg/cm ²
	横 向 变 形 系 数	μ	无 量 纲 量
强 度 条 件	安 全 系 数	n	无 量 纲 量

(续)

名	称	符 号	常 用 单 位
变 形	伸 长、缩 短	Δl	cm, mm
	梁 的 转 角	$\theta, \frac{dy}{dx}$	弧 度
	梁 的 挠 度	f, y	cm, mm
	相 对 扭 转 角	φ	弧 度
	单 位 长 度 相 对 扭 转 角	$\theta = \frac{d\varphi}{dx}$	弧度/cm, o/m
疲 劳 强 度	平 均 应 力	σ_m, τ_m	kg/cm ² , kg/mm ²
	应 力 幅	σ_a, τ_a	kg/cm ² , kg/mm ²
	循 环 特 性	r	无 量 纲 量
	材 料 持 久 极 限	σ_r, τ_r	kg/cm ² , kg/mm ²
	有 效 应 力 集 中 系 数	K_σ, K_τ	无 量 纲 量
	尺 寸 系 数	$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	无 量 纲 量
压 杆 稳 定	表 面 质 量 系 数	β	无 量 纲 量
	临 界 载 荷	P_{ij}	kg, t
	临 界 应 力	σ_{ij}	kg/cm ² , kg/mm ²
	压 杆 长 度 系 数	μ	无 量 纲 量
	压 杆 柔 度	λ	无 量 纲 量
	折 减 系 数	φ	无 量 纲 量

註: m——米, cm——厘 米, mm——毫 米, t——吨, kg——公 斤,

max——极大值, min——极小值,

()——许用值。

目 录

本书常用符号表

绪 论	1
-----	---

第 一 章 拉伸与压缩

§ 1-1 拉伸与压缩的实例及其特点	4
§ 1-2 拉伸与压缩时的内力和应力	5
§ 1-3 材料的机械性质和极限应力	9
§ 1-4 许用应力、强度条件、安全系数	15
§ 1-5 拉伸与压缩的强度计算	16

第 二 章 剪切与挤压

§ 2-1 剪切的实例及其特点	21
§ 2-2 剪切强度计算	22
§ 2-3 挤压强度计算	24

第 三 章 弯曲的强度

§ 3-1 平面弯曲的实例及其特点	26
§ 3-2 弯曲时的内力	30
§ 3-3 弯曲时的应力	43
§ 3-4 弯曲强度计算	52
§ 3-5 惯性矩及抗弯截面模量的计算	57
§ 3-6 梁的合理截面分析, 变截面梁的概念	63
§ 3-7 弯曲与拉伸(压缩)联合作用时的强度计算	66

第 四 章 弯曲的刚度

§ 4-1 弯曲变形计算的意义及刚度条件	69
§ 4-2 弯曲变形计算	70
§ 4-3 变形计算的叠加法	79

§ 4-4 提高刚度的措施	80
---------------	----

第五章 扭 转

§ 5-1 扭转的实例及其特点	83
§ 5-2 扭转时的内力	84
§ 5-3 圆轴扭转时横截面上的应力	87
§ 5-4 圆截面的 J_p 和 W_p 的计算	93
§ 5-5 圆轴扭转的强度计算	94
§ 5-6 圆轴扭转的变形计算和刚度条件	96
§ 5-7 矩形截面杆的应力计算和变形计算	98
§ 5-8 密圈螺旋弹簧的应力和变形计算	100

第六章 复杂应力状态的强度计算

§ 6-1 复杂应力状态的实例及其危险点的应力状态	103
§ 6-2 单元体的应力状态分析	104
§ 6-3 空间应力状态简单介绍	109
§ 6-4 单元体的应变分析	112
§ 6-5 极限状态理论——强度理论	115
§ 6-6 各种强度理论的强度条件及其应用	118

第七章 静不定问题

§ 7-1 静不定问题的实例及其特点	124
§ 7-2 静不定问题的基本解法——变形比较法	125
§ 7-3 制造误差和温度对静不定系统的影响	131

第八章 交变应力时零件的强度计算

§ 8-1 零件受交变应力作用的实例及其破坏特点	137
§ 8-2 交变应力的符号及其循环特性	140
§ 8-3 材料的持久极限及其测定	143
§ 8-4 影响持久极限的主要因素	146
§ 8-5 零件持久极限	153
§ 8-6 简单受力状态疲劳强度的校核	154
§ 8-7 传动轴的疲劳强度校核	161

第九章 动荷强度计算

§ 9-1 动荷问题的特点·····	165
§ 9-2 等加速度时零件的强度计算·····	165
§ 9-3 振动应力计算·····	167
§ 9-4 冲击应力计算·····	171
§ 9-5 冲击载荷时材料机械性质的介绍·····	174

第十章 压杆的稳定问题

§ 10-1 稳定问题的特点·····	176
§ 10-2 细长压杆临界力和临界应力的计算·····	178
§ 10-3 超过比例极限时压杆临界应力的计算·····	183
§ 10-4 压杆的稳定计算·····	184

材料力学练习题·····	193
--------------	-----

练习题答案·····	221
------------	-----

附录一、关于材料力学中数字计算精度的要求

附录二、计算尺的原理和用法（简介）

附录三、型钢表

緒 論

一、材料力学的基本任务

随着我国社会主义建设事业的发展,生产机械化、自动化程度迅速提高,迫切要求我们不断改进原有设备和生产更多更好的新式机器,以满足工业、农业和国防建设的需要。设计和生产任何一台机器,都必须保证它在载荷作用下能够安全地正常工作,为此,也就要求组成机器的每一个零件都能够安全地正常工作。

为了保证零件正常工作,应该防止零件在工作时可能出现下列三种失去工作能力的现象。

第一种现象是,零件受载过大时,就会发生破坏现象。例如起重吊车当起吊过重的重物时,可能使钢绳拉断;车床加工时,由于进刀量过大,可能使轮齿断裂等等。

第二种现象是,零件在载荷作用下,必然产生一定的变形。当载荷增加时,零件的变形也随之增加。如果零件变形过大,就会影响它的正常工作。例如,车床的主轴如果变形过大就会影响工件的加工精度或者使齿轮的啮合情况变坏,影响传动的精确性。

第三种现象是,在某些情况下,如受压的直杆,在外力超过某一数值时,直杆就会突然发生很大的弯曲变形,使它丧失原有的直线平衡形式,从而使其丧失工作能力,这种现象称为杆件失去稳定,或简称失稳。

显然,如果出现上述三种现象之一,零件就不能再正常工作,机器就会发生故障。为了保证零件能够正常工作,就必须相应地解决这样三个方面的问题:

首先,要使零件具有必要的抵抗破坏的能力,这种抵抗破坏的能力通常称为零件的**强度**。为此,就要分析在载荷作用下,零件产生破坏的原因,掌握其破坏与不破坏的规律性,使零件具有必要的承载能力,保证零件正常工作;或者利用其破坏,以达到一定的工作要求。

第二,要使零件在外力作用下,具有抵抗过大变形的能力。零件抵抗变形的能力通常称为零件的**刚度**。为此,就要分析零件在载荷作用下产生变形的规律性,研究控制变形大小的方法和措施,以保证零件具有符合工作要求的刚度。

第三,要使零件在载荷作用下,保持原有平衡形式的**稳定性**。为此,需要分析研究受压零件失稳的规律性,以保证零件不致因受压失稳而破坏。

为了使零件安全地正常工作,提高零件的强度、刚度和稳定性,一般可以通过加大零件的截面尺寸或选用质量好的材料来实现。但是零件尺寸过大、材料过好,就会使机器笨重,成本过高和浪费材料。从经济观点出发,则应少用材料或用较差的材料。显而易见,安全与经济是互相矛盾的,我们既不能片面地追求经济而忽视安全,也不能过分地强调安全而造成浪费。因此,必须全面考虑和正确地解决这一矛盾。这一矛盾的存在是促使材料力学形成和发展的重要因素。所以,材料力学的主要任务是:分析、计算零件的强度、刚度和稳定性,为正确地解决安全与经济之间的矛盾,选择零件的合理截面尺寸,提供必要的理论基础。

二、材料力学的基本内容

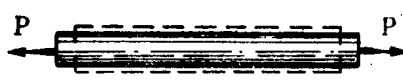
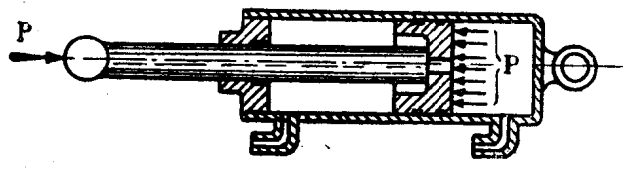
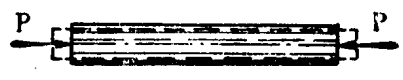
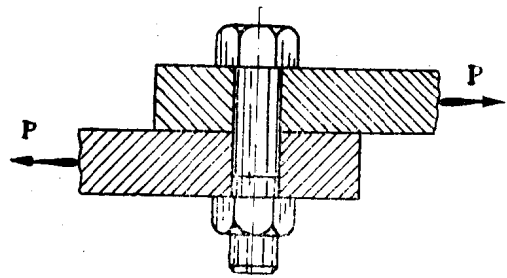
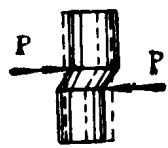
在工程上,遇到的零件是多种多样的,受力情况也各不相同,而且对于每一个具体对象来讲,又有强度、刚度和稳定三个方面的问题。乍看起来,问题比较复杂,但是把这许多情况分类整理以后,就可以归结为:

1. 就零件形状来讲,通常有杆、钣和壳三种。杆是机械工程上大量使用的零件形式,并且是了解和研究钣和壳的基础。在材料力学中主要是研究杆的问题。

2. 就杆受力后的变形来讲,只有拉伸、压缩、剪切、弯曲和扭转五种基本形式(见下表)。而复杂的情况都是它们的组合。因此,在材料力学中,首先对五种基本变形形式进行分析研究,以弄清它们的规律性,然后再进一步解决其他各种不同的复杂变形问题。

3. 就零件承受的载荷来讲,有静载荷和动载荷两种。所谓静载荷,就是其大小不随时间改变或改变得不显著的载荷。而动载荷则是随时间迅速改变大小的载荷。静载荷问题相对讲要简单些,但它是研究动载荷问题的基础。所以在材料力学中先研究静载荷问题,并作为重点,然后再讨论动载荷问题。

基本变形形式

名称	工程实例	变形形式
拉伸	 拉 杆	
压缩	 汽车液压升降机油缸活塞杆	
剪切	 连 接 螺 栓	

第一章 拉伸与压缩

§ 1—1 拉伸与压缩的实例及其特点

我们在绪论中已经提到, 受力杆件有拉、压、剪、弯、扭等五种基本变形形式。本章研究拉伸与压缩的强度问题。

受拉伸或受压缩的杆件, 在工程中是常见的。例如, 简易吊车的斜杆 AB 就是受拉伸的杆件(图 1-1a); 油压千斤顶的顶柱就是受压缩的杆件(图 1-2a)。

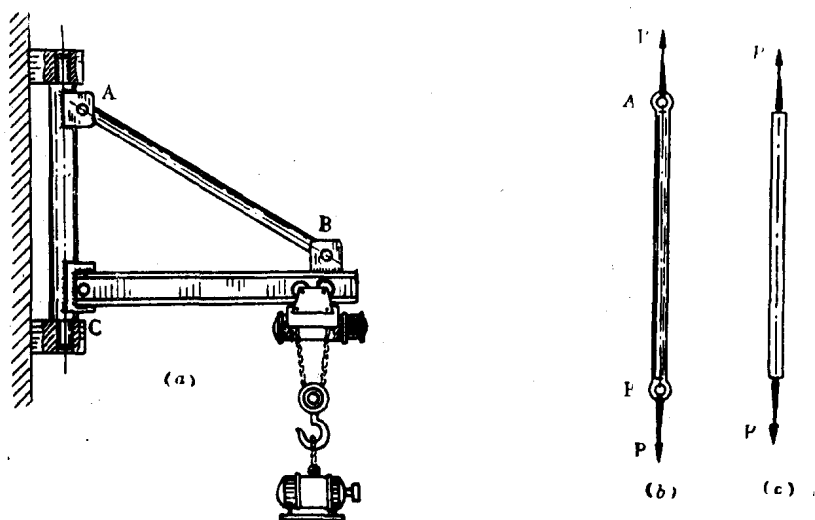


图 1-1

这些受力杆件, 尽管外形不同、与其相邻零件的联接方式不一样, 但它们存在共同的特征: (1) 都是直杆, 即杆件的轴线都是直线; (2) 外力的合力作用线都与杆件轴线重合; (3) 由于上述两个特征, 它们的变形都只是轴向的伸长或缩短。所以将这类问题通称为轴向拉伸与压缩问题。

在对某一零件进行力学分析时, 我们是将这一零件从整体结构中分离出来, 作些必要的简化。简化办法是:

- (1) 只画出被研究的零件, 并用简单的图形表示其几何形状;
- (2) 相邻零件对它的作用, 用其作用力表示;
- (3) 对力学分析影响不大的次要因素, 如小零件的自重、摩擦力等略去不计。

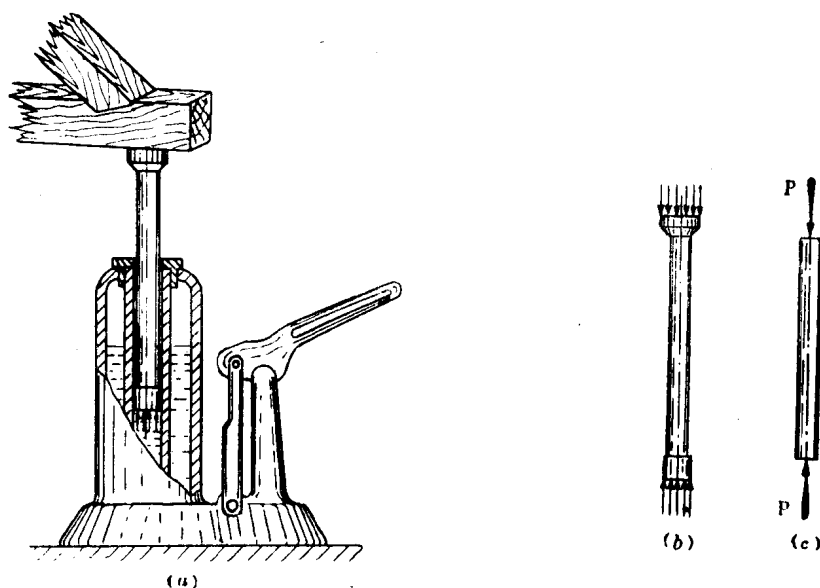


图 1-2

这样抽象出来的简图，称为计算简图。图 1-1c 和图 1-2c 就分别是简易吊车斜杆和油压千斤顶顶柱的计算简图。

§ 1-2 拉伸与压缩时的内力和应力

由实践经验可知，一根受拉的杆件，外力不增大到一定程度，杆件是不会拉断的。这说明杆件内部有一种力，它能使杆件在一定的外力作用下维持其整体而不致破坏。

从微观上看，固体内各质点间本来就存在着相互作用的力，以保持固体的一定形状。当固体受到外力而变形时，由于各质点间的相对位置有改变，各质点间相互作用的力也要改变。我们所研究的就是这种力的改变量。它是由外力作用而引起的“附加内力”，通常简称为内力。

现在，以一受拉杆为例对 内力 进行具体研究。

图 1-3a 为一受拉杆，它在轴向外力 P 作用下处于平衡状态。

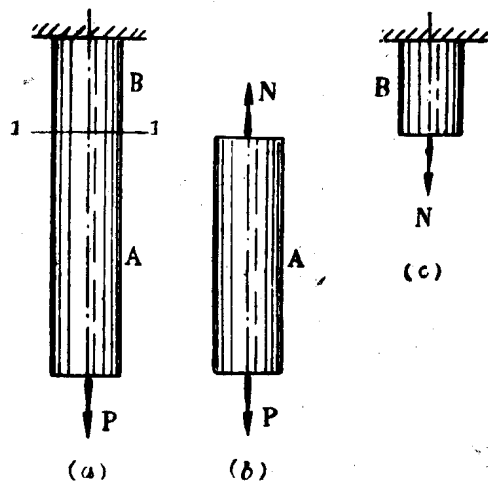


图 1-3

为了揭露受拉杆的内力,我们假想用一垂直于杆件轴线的面1-1把杆件截开,分为A、B两段。取A段为分离体(即受力分析对象)。这时A段应该和原来在整体时一样处于平衡状态。根据平衡条件,在横截面1-1上必有一个力的作用,这就是前面所说的内力。这个内力的作用线垂直于截面,并与轴线重合(通过截面形心)。为区别其它变形形式的内力起见,将此内力称为轴力,用符号“ N ”表示。

根据A段平衡,得

$$N = P \quad (1-1)$$

从A与B两段来看,这个轴力 N 就是B段对A段的作用力。由作用与反作用定律可知,在1-1截面处,A段对B段也必然作用着大小相等、方向相反并在同一轴线上的反作用力 N ,见图1-3c。

对于受压杆件,其轴力的求法与受拉杆件相同。为了区分轴力 N 的拉、压性质,我们规定拉力取“+”号,压力取“-”号。

综上所述,这种假想地用一平面将杆件截分为二,并对截开后的两部分之一建立平衡方程式以确定截面上的内力的方法,我们称为截面法。其全部过程可归纳为下列三个步骤:

- (1) 假想用一横截面将杆件截分为两部分,并弃去其中一部分;
- (2) 将弃去部分对留下部分的作用以内力代替;
- (3) 对留下部分建立平衡方程式,根据已知的外力确定未知的内力。

截面法是材料力学中求内力的基本方法,今后将经常用到。

用截面法可以求出直杆拉伸或压缩时的内力大小。但是,知道了内力的大小,能不能判断杆件的危险程度呢?经验告诉我们,用同一材料制成的两根粗细不同的杆件,在相等的拉力作用下,尽管内力(轴力)相等,然而细的就容易拉断,粗的就不容易拉断。因此,在研究杆件会不会破坏时,就必须考虑截面尺寸问题。实际上杆件破坏是与横截面上各点分担多少内力有关。杆件破坏总是从点开始的,点受力大就容易坏,点受力小就不容易坏。一点受力的大小是用单位面积上承受多大的内力来衡量的。单位面积上承受的内力,我们称为应力。应力单位采用 kg/cm^2 或 kg/mm^2 。

那么,拉、压杆件横截面上的应力是怎样分布的呢?我们依照“实践,认识,再实践,再认识”的认识规律,在实验观察的基础上,综合感觉材料,使用判断推理的方法来进行分析。

实验观察:将一根材料均匀的等截面圆杆放在材料试验机上做拉伸实验。为了观察它的变形现象,实验前在圆杆表面上画一些等距离的圆周线和一些平行于圆杆轴线的纵向直线,如图1-4a所示。当圆杆受到轴向拉力而产生

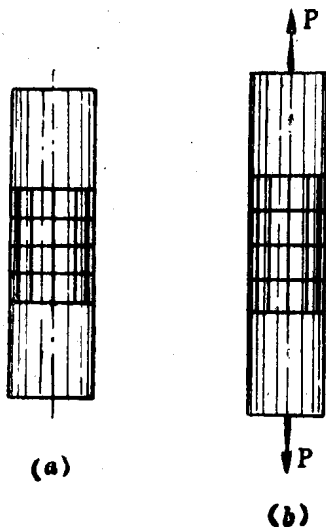


图 1-4

伸长变形时，我们看到两圆周线之间各纵向直线的长度以同样数值增大了；虽然纵向直线伸长了，但仍平行于轴线，如图 1-4b 所示。

判断推理：根据以上实验观察到的现象，我们可作这样一个判断，即假设圆杆变形前的横截面，在变形后仍保持为平面，且与轴线垂直。这种假设称为平面假设。另外，又可把圆杆看作是由很多纵向纤维组成的。根据平面假设，“由此及彼、由表及里”，我们可以进一步推断：从杆内到表面，所有纵向纤维的伸长都相等。既然杆件所有纵向纤维变形相同，那么横截面上的内力是均匀分布的，即各点的应力相等，其作用线均垂直于横截面，见图 1-5。这种垂直于横截面的应力称为正应力，并用符号“ σ ”表示。

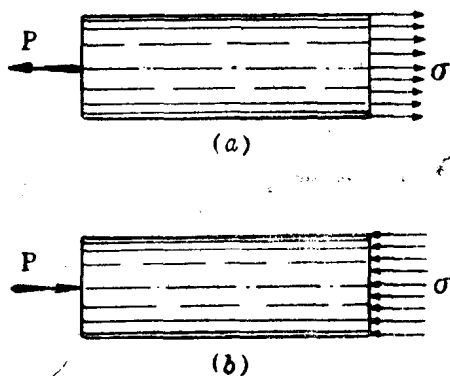


图 1-5

由上述分析可得计算拉、压杆件横截面上的正应力计算公式是：

$$\sigma = \frac{N}{F} \quad (1-2)$$

式中 N 为横截面上的轴力； F 为横截面面积。

当杆件受拉伸时， σ 是拉应力（图 1-5a）；当杆件受压缩时， σ 是压应力（图 1-5b）。为了区别这两种应力，规定拉应力取“+”号，压应力取“-”号。

上述拉、压杆件的正应力计算公式，工程实践证明是符合实际的。

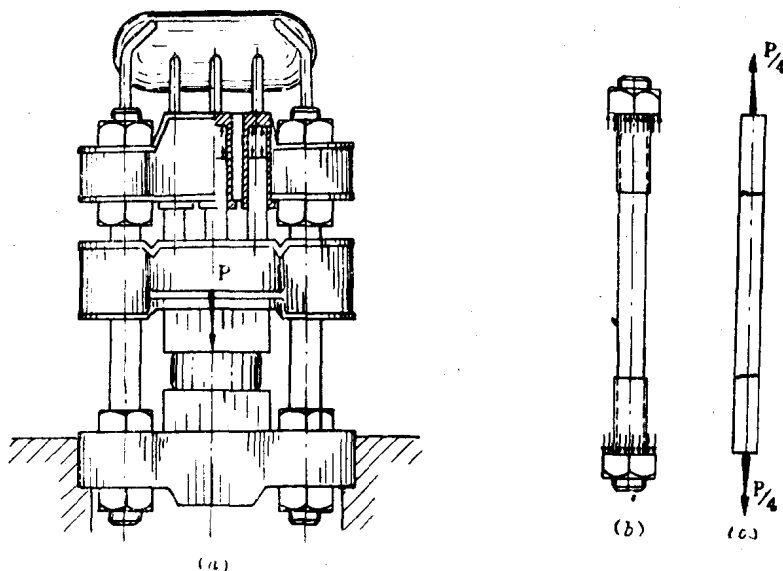


图 1-6

例题 1-1 图 1-6a 所示为一台四立柱水压机, 锻造时的最大压力 $P=6000t$, 立柱截面为空心圆形, 外径 $D=705mm$ 内径 $d=175mm$, 试求立柱横截面上的正应力 σ 。

解:

(1) 画计算简图

立柱计算简图的画法见图 1-6b 和 c。

(2) 计算轴力

由于对称, 故每根立柱所受的轴力为:

$$N = \frac{P}{4} = \frac{6000 \times 1000}{4} = 15 \times 10^5 \text{ kg}$$

(3) 计算正应力

因立柱的横截面面积为:

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (70.8^2 - 17.5^2) = 3760 \text{ cm}^2$$

$$\therefore \sigma = \frac{N}{F} = \frac{15 \times 10^5}{3760} = 399 \text{ kg/cm}^2.$$

例题 1-2 图 1-7 所示为内孔拉刀。已知尺寸如图示, 而拉力 $P=2300\text{kg}$ 。试计算拉刀头部各截面上的正应力。

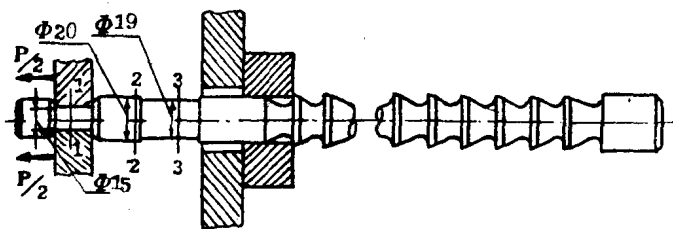


图 1-7

解: 根据截面法可知, 截面 1-1, 2-2, 3-3 的内力都等于 P , 即

$$N_1 = N_2 = N_3 = P$$

各横截面的面积为

$$F_1 = \frac{\pi \times 1.5^2}{4} = 1.77 \text{ cm}^2$$

$$F_2 = \frac{\pi \times 2^2}{4} = 3.14 \text{ cm}^2$$

$$F_3 = \frac{\pi \times 1.9^2}{4} = 2.83 \text{ cm}^2$$

于是得

$$1-1 \text{ 截面 } \sigma = \frac{N_1}{F_1} = \frac{2300}{1.77} = 1300 \text{ kg/cm}^2$$

$$2-2 \text{ 截面 } \sigma = \frac{N_2}{F_2} = \frac{2300}{3.14} = 730 \text{ kg/cm}^2$$

$$3-3 \text{ 截面 } \sigma = \frac{N_3}{F_3} = \frac{2300}{2.83} = 812 \text{ kg/cm}^2$$

可见卡腰部分 1-1 截面上的正应力最大, 是最容易发生危险的地方。这种截面称为危险截面。对于等截面杆件, 危险截面就是轴力最大的截面。要使杆件安全可靠地工作, 就应该控制危险截面上最大应力的数值。

§ 1-3 材料的机械性质和极限应力

前面, 我们已经研究了拉伸与压缩时的内力和应力。那么, 知道了杆件横截面上的正应力大小是否就能断定杆件会不会破坏呢? 经验告诉我们, 此时还不能断定。例如, 粗细相同的一根钢丝和一根铜丝, 在相等拉力作用下, 尽管横截面上的正应力相等, 但它们的危险程度仍不一样。铜丝就比钢丝容易拉断。因此, 在研究杆件会不会破坏时, 还必须考虑材料这一因素。一定的材料, 它所能承担的最大应力有一定的限度, 如果杆件在外力作用下产生的应力到达或超过了这个限度就要破坏。这个限度的应力值, 我们称为极限应力。一般来说, 不同材料具有不同的极限应力。外力作用产生的应力我们称为工作应力。

那么, 怎样确定各种材料的极限应力呢? 科学实验是三大革命实践之一。我们既然知道了当工作应力达到材料的极限应力时, 材料就要破坏。因此, 我们就可以通过材料的破坏实验来测定材料的极限应力了。

一、拉伸实验及其分析

1. 低碳钢的拉伸实验

为了研究材料的机械性质, 我们将材料做成一定形状、尺寸和具有一定光洁度的标准试件, 如图 1-8 所示。试件两端加粗是为了便于与试验机的夹头联接。为了消除试件两端的影响, 我们以试件中间一段 l 作为实验分析的对象, 这个 l 段称为试件的标距。通常取标距 l 为直径 d 的 5 倍或 10 倍。

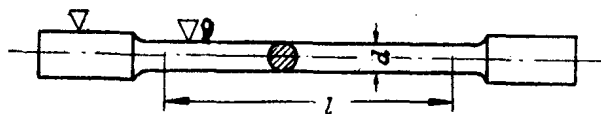


图 1-8

我们将图 1-8 所示的低碳钢标准试件装在试验机上做拉伸实验。随着拉力的不断增加, 试件的变形也不断增加, 直至试件被拉断。

在实验过程中, 我们利用仪器可以绘出拉力 P 与标距的伸长量 Δl 之间的关系曲线。这种曲线称为试件的拉伸图。图 1-9 为低碳钢试件的拉伸图。

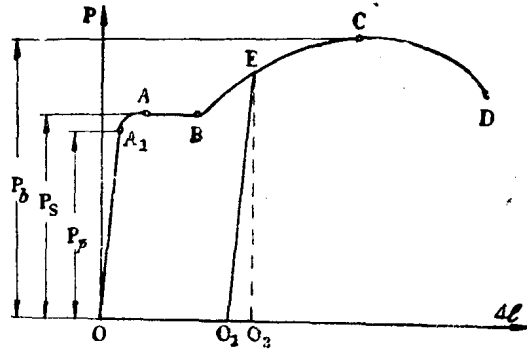


图 1-9

拉伸图中 P 与 Δl 的对应关系与试件尺寸有关。例如, 使横截面面积减小或使标距增大, 则由相同拉力 P 引起的伸长量 Δl 也必然要增大。为了消除试件尺寸的影响, 反映材料本身的机械性质, 我们将拉伸图的纵座

标 P 除以横截面面积 F (即 $\frac{P}{F}$),

横坐标 Δl 除以标距原长 l (即 $\frac{\Delta l}{l}$)

得到的图形如图 1-10 所示。我们知

道, 这个图的纵坐标 $\frac{P}{F}$ 就是横截面

上的正应力 σ , 即 $\sigma = \frac{P}{F}$; 而横坐标

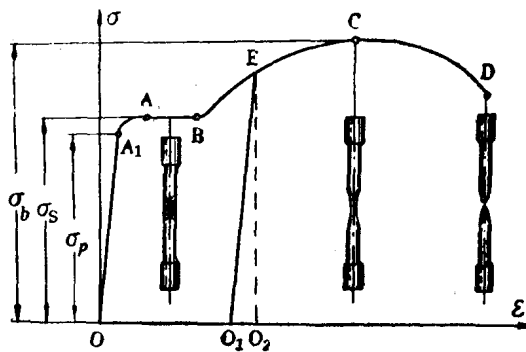


图 1-10

$\frac{\Delta l}{l}$ 表示的是材料单位长度的变形量, 称为线应变 (有时简称应变), 这是一个无量纲的

量, 通常用符号“ ϵ ”表示, 即 $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ 。这个以 σ 为纵坐标, 以 ϵ 为横坐标所表示的图形

称为应力应变图。图 1-10 就是低碳钢的应力应变图。

毛主席教导我们: “如果人们不去注意事物发展过程中的阶段性, 人们就不能适当地处理事物的矛盾。”

对低碳钢试件, 其拉伸图中 Δl 与 P 的关系, 或其应力应变图中 ϵ 与 σ 的关系, 大致可分为以下四个阶段。

OA₁ 阶段: 在此阶段, 如去掉载荷, 应力消失, 则应变也随之消失, 试件恢复原状。这种可恢复的变形称为弹性变形。从图上可看出, OA₁ 是一条直线, 即应变 ϵ 与应力 σ 成正比关系:

$$\sigma = E \varepsilon$$

(1-3)

(1-3)式称为虎克定律。其中 E 是比例常数, 称为材料的弹性模量。表 1-1 列出几种金属材料的弹性模量 E 的数值。

几种材料的弹性模量 E 的数值

表 1-1

材 料	$E (10^6 \text{ kg/cm}^2)$	
低 炭 钢	2.0~2.2	常用 2.0 或 2.1
合 金 钢	1.9~2.2	常用 2.0 或 2.1
灰 铸 铁	0.8~1.5	常用 1.0
铜 及 其 合 金	0.74~1.3	常用 0.8
铝 及 硬 铝	0.72	

将 $\sigma = \frac{P}{F}$, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ 代入 (1-3) 式, 可得拉、压杆件变形的计算公式:

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF}$$

(1-4)

由于在此阶段内应变 ε 与应力 σ 成正比关系, 所以 OA_1 段称为比例阶段。对应于 A_1 点的应力称为比例极限, 用符号“ σ_p ”表示。

AB 阶段: 应力基本不变, 而试件的应变却急剧增加, 这表明材料对继续变形已暂时丧失抵抗能力。这种现象称为屈服现象, AB 阶段称为屈服阶段。对应于 A 点的应力称为屈服极限, 用符号“ σ_s ”表示。材料达到屈服时, 试件内的晶格发生滑移, 在十分光洁的试件表面上可以看到有与轴线约成 45° 角的暗条纹线, 见图 1-10。屈服阶段产生的变形是不可恢复的, 这种不可恢复的变形称为塑性变形。

伟大导师马克思说: “单纯的量的变化到一点时就会转化为质的差别。”由 OA_1 阶段的弹性变形到达于 AB 阶段的塑性变形, 二者变形性质虽完全不同, 但后者是由前者的量变达到一定点而发生的。

BC 阶段: 当屈服阶段的塑性变形增加到一定程度而到达于 B 点时, 量变又引起质变, 即材料抵抗变形的能力又有所加强, 只有继续增加载荷才能使试件继续变形, 所以这个阶段称为强化阶段。在这一阶段, 应变 ε 与应力 σ 的关系成曲线变化。此时, 例如在 E 点卸掉载荷, 则卸荷曲线 O_1E 几乎平行 OA_1 , 实验表明, 弹性变形部分 O_1O_2 很小, 而塑性变形部分 OO_1 很大。这种卸荷后在试件中留下的塑性变形又称为残余变形。若再加载荷, 曲线则沿 O_1ECD 变化, 可见事先受力超过屈服极限的材料再加载时其比例极限有了提高。