

中等专业学校教材

材料力学

(第二版)

西安电力学校 苏逸编

西安电力出版社

苏逸

苏逸

中等专业学校教材

材料力学

(第二版)

西安电力学校 苏逸编

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 10.25印张 227千字

1980年3月第一版

1984年11月第二版 1984年11月北京第四次印刷

印数83151—114850册 定价1.35元

书号 15143·5544

内 容 提 要

本书是为电力类中等专业学校编写的一本通用教材。全书分为拉伸和压缩、剪切和挤压、圆轴的扭转、截面的几何性质、直梁的弯曲、应力状态和强度理论、组合变形时构件的强度、压杆的稳定性、动荷作用及交变应力等九章。本书第二版内容略有加深，并采用了我国法定计量单位。

本书适用于电力类专业及其它接近机械类的专业，并可供水利电力技术人员工作中参考。

本书附有习题及其答案。

第一版前言

本书系根据原水利电力部制订的中等专业学校教材编审规划组织编写的。为贯彻党的教育方针，努力提高教学质量，在编写本书时，力求作到：既要加强基础理论，又要理论联系实际；既要坚持“少而精”的原则，又要适当反映力学发展的新成就；既要加强基本概念和基本方法的阐述，又要注意基本技能和分析问题能力的培养。

本书为电力类各专业通用教材，带有“*”号的章节和习题，是专为热动专业编写的。

本书由我校苏逸同志编写。在编写过程中，曾参考和吸收了湖北省电力学校郑金坤同志原计划为发电专业编写的材料力学教材初稿的部分内容。书稿写成后，先后又请郑金坤及重庆电力学校刘文定、张国华三位同志进行复审。

本书的主审单位为重庆电力学校和长春电力学校，参加审稿的有湖北省电力学校、沈阳电力学校、南京电力学校、湖南省电力学校、山东省电力学校和淮南电力学校。

请广大师生及读者对书中的缺点和错误提出批评和指正。

西安电力学校

1979.8

第二版前言

本书系根据水利电力部颁发的《工程力学教学大纲》(初稿),结合教学实践和1982年12月在西安召开的热动专业工程力学课程教研会上的讨论意见修订而成的。

修订中对原书作了以下变动:

1. 采用了中华人民共和国法定计量单位。
2. 补充了剪力图,载荷、剪力和弯矩间的微分关系及动荷作用等内容。
3. 注意了问题的分析步骤,加强了培养学生分析问题的能力;提高了例题和习题的难度。

修订稿由郑州电力学校赵曙光同志主审,提出了许多宝贵意见,谨在此表示衷心的感谢。

由于编者学识水平有限,敬请广大师生和读者对书中的缺点和错误提出批评指正。

西安电力学校 苏逸

1984.1

目 录

第一版前言	
第二版前言	
绪 论	1
第一章 拉伸和压缩	4
第一节 内力 截面法	4
第二节 横截面上的应力	7
第三节 拉(压)杆的变形 虎克定律	9
第四节 拉(压)时杆斜截面上的应力	11
第五节 应力集中的概念	13
第六节 材料在拉伸和压缩时的力学性能	14
第七节 温度和时间对材料力学性能的影响	19
第八节 许用应力和安全系数	20
第九节 拉伸和压缩的强度计算	21
第十节 柔索	23
第十一节 圆筒形薄壁容器的应力	26
第十二节 拉伸和压缩的超静定问题	27
第十三节 装配应力和变温应力	28
习题	31
第二章 剪切和挤压	36
第一节 剪切的概念	36
第二节 剪切时的应力 剪切虎克定律	37
第三节 挤压	38
第四节 剪切和挤压的强度计算	39
习题	42
第三章 圆轴的扭转	45
第一节 扭矩和扭矩图	45
第二节 圆轴扭转时的应力	48
第三节 圆轴扭转时的强度计算	51
第四节 圆轴扭转时的变形和刚度计算	53
习题	55
第四章 截面的几何性质	57
第一节 截面的静矩和形心	57
第二节 惯性矩和极惯性矩	58
第三节 简单截面的惯性矩	59
第四节 惯性矩的平行移轴公式	61
第五节 组合截面的惯性矩	62
习题	64
第五章 直梁的弯曲	65
第一节 弯曲的概念	65
第二节 梁的载荷和支反力	65

第三节 梁的内力——剪力和弯矩	67
第四节 剪力图和弯矩图	69
第五节 弯矩、剪力和载荷集度间的微分关系	74
第六节 梁纯弯曲时的正应力	76
第七节 梁的强度计算	80
第八节 梁截面的合理形状 等强度梁的概念	84
第九节 梁的剪应力及其强度校核	85
第十节 梁的弹性曲线 挠度和转角	88
第十一节 弹性曲线的微分方程及其积分	89
第十二节 求梁变形的迭加法	91
第十三节 梁的刚度校核	92
第十四节 超静定梁	94
习题	96
第六章 应力状态和强度理论	102
第一节 点的应力状态	102
第二节 二向应力状态下的应力分析	103
第三节 强度理论	108
习题	110
第七章 组合变形时构件的强度	112
第一节 弯曲与拉伸(或压缩)的组合作用	112
第二节 弯曲与扭转的组合作用	116
习题	121
第八章 压杆的稳定性	124
第一节 压杆稳定的概念	124
第二节 确定临界力的欧拉公式	125
第三节 欧拉公式的适用范围 临界应力的经验公式	127
第四节 压杆的稳定计算	129
第五节 提高压杆稳定性的措施	132
习题	133
第九章 动荷作用及交变应力	135
第一节 构件作匀加速直线运动时应力的计算	135
第二节 构件作匀加速转动时应力的计算	136
第三节 交变应力及其循环特征	137
第四节 疲劳破坏	139
第五节 材料的疲劳极限	140
第六节 影响疲劳极限的主要因素	141
第七节 对称循环交变应力作用下构件的强度校核	143
习题	144
附录I 习题答案	146
附录II 梁在简单载荷作用下的变形	149
附录III 型钢表	151

绪 论

一、材料力学的任务

在生产实际中，广泛地运用着各种机械和工程结构。组成机械和结构的零件或元件，统称为构件。对于任何机械和结构，必须保证它们在传递运动或承受外力时能够正常工作，这就要求组成机械和结构的每一构件也能正常工作。

例如要保证发电机能正常运转发电，它的转轴既不允许折断，也不允许产生过度的变形。要求高压输电铁塔能正常工作，则铁塔及组成铁塔的细长构件在受到较大的压力时，必须保持原有直线形式的平衡状态，而不允许突然弯曲。这些问题，用工程术语来说，称为强度、刚度和稳定性问题。

强度 构件承受外力时抵抗破坏的能力。

刚度 构件承受外力时抵抗变形的能力。

稳定性 构件承受外力时能在原有的几何形状下保持平衡状态的能力。

对一个构件来说，满足了强度、刚度和稳定性的要求才可能安全可靠地工作。如仅从安全的角度考虑，可选用优质材料或加大构件截面尺寸，但是这样会造成浪费，并使结构笨重。由此可知，安全与经济这两方面是有矛盾的。材料力学的任务，就是研究构件的强度、刚度和稳定性的计算原理，为构件选择适当的材料、合理的截面形状和尺寸提供必要的理论基础与计算方法，从而力求合理地解决安全与经济之间的矛盾。正是这一矛盾，促使材料力学不断地向前发展。

构件的强度、刚度和稳定性均与所用材料的力学性能（主要指在外力作用下材料的变形与外力之间的关系）有关，而这些力学性能必须通过实验来测定。此外，也有一些单靠现有理论还解决不了的问题，需借助于实验来解决。因此，材料力学是一门理论与实验并重的学科。

二、变形固体及其基本假设

理论力学是研究力对物体作用的外效应，即研究物体在外力作用下的运动规律。至于物体在外力作用下几何形状和尺寸的微小改变，对于物体的运动规律来讲是一个次要因素，可以不加考虑，因此采用“刚体”这个概念，使问题的研究得到简化。材料力学是在理论力学的基础上，深入到物体内部，研究力的内效应，即研究物体的强度、刚度和稳定性的计算原理，显然材料的变形是一个主要因素，必须加以考虑。因此，在材料力学中认为一切固体都是变形体。

实验表明，固体在外力作用下发生变形（包括尺寸和形状的改变）。当外力不超过一定范围时，固体在卸去外力后能恢复原有形状和尺寸，固体的这一性质称为弹性。这种能完全消失的变形称为弹性变形。当外力过大时，虽卸去外力，固体也只能部分地恢复原状，还残留一部分不能消失的变形，这一性质称为塑性。不能消失而残留的变形称为塑性

变形或残余变形。工程上，一般要求构件在正常工作条件下只发生弹性变形。因此，在材料力学中，将变形固体看成弹性体。

变形固体的性质是很复杂的，为了使问题的研究得以简化，在材料力学中常采用如下的基本假设，作为理论分析的基础。

(1) 均匀连续性假设 假设变形固体的力学性能在体内各处都是一样的，而且，构成变形固体的物质是毫无空隙地充满了它的整个体积。

事实上，从微观方面看，固体是由许多粒子或晶粒组成的，它们之间并不连续，而且固体的性质也不均匀。但我们是宏观角度研究问题的，材料力学中的构件比起组成它的粒子或晶粒要大得多，因此，就整个固体来讲，可以认为是均匀连续的。这个假设，对于钢、铜等金属材料相当符合；对于砖、石、木材等材料近似符合。

根据这个假设，可以从固体中取出微小的一部分来研究受力状态，也可以将由较大尺寸试件在试验中所获得的材料性质应用到微小部分上去。由于将变形固体看作连续介质，因此可运用数学的方法处理各种问题。

(2) 各向同性假设 假设变形固体在各个方向都具有相同的力学性能。

本来组成固体的晶粒的力学性能是有方向性的，由于构件所含晶粒极多，而且晶粒又是错综交迭地排列着，使得材料的力学性能在各个方向趋于一致。铸钢、铸铜和浇注得很好的混凝土等，可认为是各向同性的材料。不具备各向同性的材料称为各向异性材料，例如木材、辗钢等。

根据这个假设，在研究了材料任一方向的力学性能后，就可认为其结论适用于其他方向。

(3) 小变形假设 假设变形固体在外力作用下所产生的变形与固体本身尺寸比较起来是很微小的。

根据这个假设，我们在列静力平衡方程时，可以不考虑外力作用点在物体变形时的位移。同时对于各种计算中变形数值的高次方项也可以忽略不计。这样，简化了计算，而引起的误差却非常微小。

三、杆件变形的形式

材料力学所研究的主要构件多属于杆件。所谓杆件是指纵向（长度方向）尺寸远比横向（垂直于长度方向）尺寸大得多的构件。传动轴、梁和柱等均属杆件。

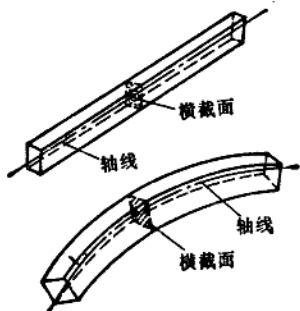


图 0-1

杆件有两个主要的几何因素，即横截面和轴线，而且轴线通过各横截面的形心（图 0-1）。在材料力学中所研究的杆件多数是等截面的直杆，简称等直杆。

作用在杆上的外力是多种多样的，因此，杆的变形也是各种各样的。但是这些变形不外乎是图 0-2 中所示几种基本变形形式之一，或者是它们的组合。

在以后各章中，首先分别讨论基本变形形式，然后再讨论组合变形的问题。

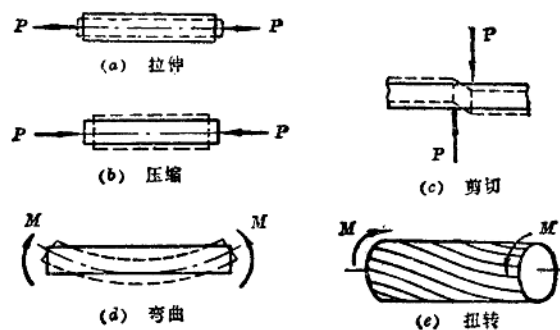


图 0-2

第一章 拉伸和压缩

工程上有许多受拉伸或压缩的构件。例如，汽机盖的紧固螺栓（图1-1）是受拉伸的构件，空中管道支柱（图1-2）是受压缩的构件。这些构件一般可简化为等直杆，它们的受力特点是外力（或外力合力）的作用线沿杆件轴线。在这种外力作用下，杆件的主要变形是沿杆轴伸长或缩短（图1-3）。这样的变形形式，称为轴向拉伸（简称拉伸）或轴向压缩（简称压缩）。这类杆件称为拉杆或压杆。

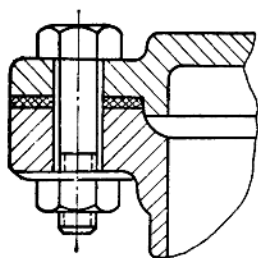


图 1-1

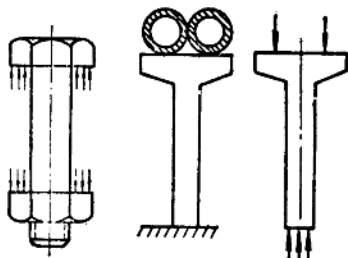


图 1-2

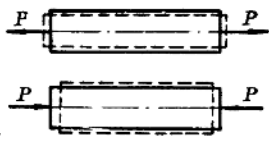


图 1-3

本章主要研究拉、压杆的强度和刚度计算，并结合对杆件的受力和变形分析，介绍材料力学的一些基本概念和分析方法。

第一节 内力 截面法

一、内力的概念

物体在外力作用下将发生变形，即外力迫使物体内各质点间的相对位置发生改变。伴随着变形，物体内各质点间将产生抵抗变形、力图恢复原状的互相作用力。这种由于外力作用而引起的“附加内力”，通常称为内力。因此，外力消失，内力也消失；外力增大，内力也增大。但是对一定材料而言，内力只能在这种材料所特有的限度之内增加，内力超过了这个限度，物体就会破坏。所以内力是与强度密切相关的。为了揭示物体变形和破坏的规律，就必须首先研究内力。

二、截面法 轴力

图1-4(a)所示拉杆两端各作用一轴向外力 P 。为了研究其内力，首先沿该杆任意横截面 mn 假想地将其截开为 B 、 C 两部分。由于杆件原来在外力作用下处于平衡状态，因此截开后的任一部分也应处于平衡状态。现取 B 部分进行分析（图1-4, b），它的左端受到外力 P 作用，要使这部分保持平衡，截面 mn 上必然存在 C 部分对 B 部分的作用，即 mn

截面上的内力。由于材料的连续性，所以这些内力在 mn 截面上是连续分布的力，其合力用 N 表示。根据静力平衡条件可知，内力 N 的作用线必沿杆件轴线，其值等于 P ，即 $N = P$ 。

同理，若取 C 部分分析（图 1-4，c），也可得到一个沿杆件轴线作用的内力 $N' = P$ 。

实际上， N 与 N' 是作用与反作用的关系。因此，用截面法求内力时，可取截面两侧的任一部分来分析。

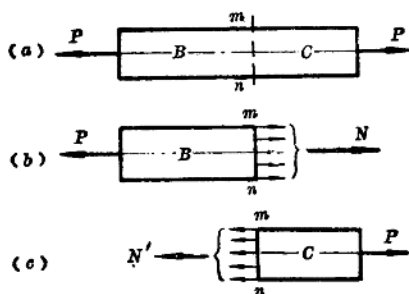


图 1-4

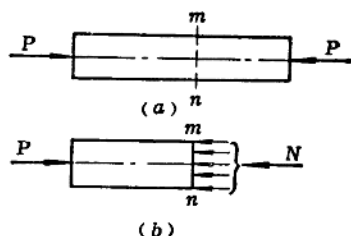


图 1-5

对于图 1-5 (a) 所示压杆，同样可以求得其横截面上内力的合力，此合力就是沿杆件轴线的力 N （图 1-5，b）， $N = P$ 。

可见，不论是拉杆或压杆，横截面上内力的合力均沿杆件轴线，一般称这样的内力为轴力。轴力为拉力时，其指向背离截面（图 1-4）；轴力为压力时，指向朝向截面（图 1-5）。为了区别起见，通常规定拉力为正，压力为负。

上面分析所用的方法称为截面法。它是求内力的一般方法，也是材料力学中的基本分析方法之一。截面法的本质是将隐藏在杆件内的内力，转化为作用于杆件某一部分的外力而显示出来，运用平衡条件即可求得指定截面上的内力。其具体步骤归纳如下：

- (1) 在需要计算内力处，假想地用平面将杆件截分为两部分；
- (2) 选取其中任一部分（一般选取受力较简单的部分）作为分析对象；
- (3) 画选取部分的受力图，在截面上用内力代替弃去部分对选取部分的作用（先设内力指向截面以外，即设内力为拉力）；
- (4) 对选取部分列平衡方程，即可求得内力的大小及方向（若内力为正值，则为拉力，若为负值，则为压力）。

现在，应用截面法分析图 1-6(a) 所示多力杆中的内力。由于在截面 C 处作用有外力，因而需要分段研究。

首先应用截面法，在 AC 段沿任意横截面 1-1 将杆截分为两段，选取左段为分析对象，在截面上加上弃去部分对它的作用力 N_1 ，并设 N_1 指向截面以外（图 1-6，b）。由平衡条件

$$\sum P_x = 0 \quad N_1 - 2P = 0$$

得 AC 段的轴力为

$$N_1 = 2P \text{ (拉力)}$$

同样应用截面法，在CB段内沿任意横截面2-2将杆截开，选取左段为分析对象，其受力情况如图1-6(c)所示。由平衡条件得到，CB段的轴力为

$$N_2 = 2P - 3P = -P \text{ (压力)}$$

所得结果为负值，说明CB段内轴力的指向与假设相反，应为压力。

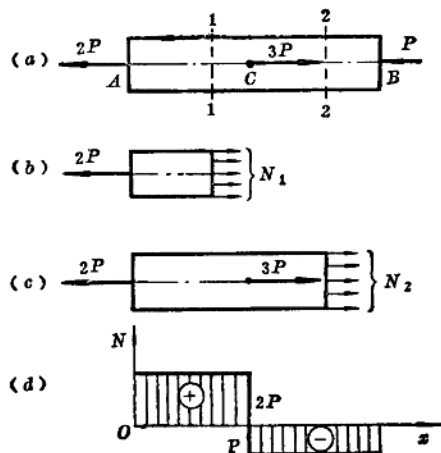


图 1-6

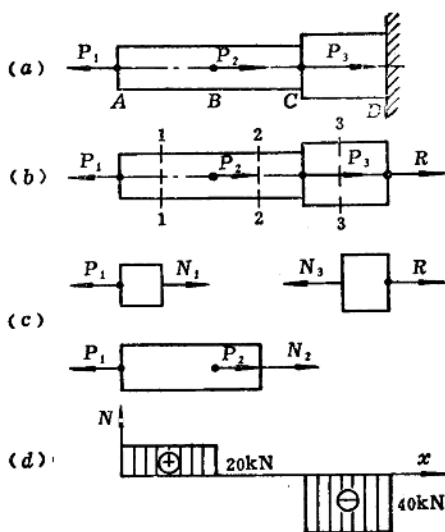


图 1-7

如选取截面以右部分进行分析，所得结果应与上述相同。读者可自己证明。

三、轴力图 (N图)

上例表明，在 multi-force 杆的不同杆段内，轴力是不相同的。为了形象地表示轴力沿杆轴的变化情况，确定最大轴力及其所在截面的位置，可按选定的比例尺，用平行于杆轴的坐标表示横截面的位置，用垂直于杆轴的坐标表示相应横截面上的轴力，绘出表示轴力与截面位置关系的图线，称为轴力图。图1-6(d)即为该杆的轴力图。最大轴力 $N_{max} = 2P$ ，在AC杆段内。

例1-1 试绘图1-7(a)所示杆件的轴力图。已知： $P_1 = P_2 = 20\text{kN}$ ， $P_3 = 40\text{kN}$ 。

解： 1. 计算支座反力

设杆件D端的支座反力为R (图1-7, b)，由整个杆件的平衡条件

$$\sum P_x = 0 \quad -P_1 + P_2 + P_3 + R = 0$$

得

$$R = P_1 - P_2 - P_3 = 20 - 20 - 40 = -40\text{kN}$$

2. 分段计算轴力

由于截面B和C处作用有外力，应将杆分为AB、BC和CD三段，逐段计算轴力。设各段内的轴力均为拉力，分别用 N_1 、 N_2 和 N_3 表示 (图1-7, c)，由平衡条件可得

$$N_1 = P_1 = 20\text{kN}$$

$$N_2 = P_1 - P_2 = 20 - 20 = 0$$

$$N_3 = R = -40\text{kN}$$

3. 绘轴力图

根据上述轴力值绘轴力图如图1-7(d)所示。轴力的最大绝对值 $|N|_{\max} = 40\text{kN}$ 。

第二节 横截面上的应力

一、应力的概念

只知道内力大小，能不能判断杆件是否会破坏呢？在一般情况下还不能判断。根据实践经验，材料相同，截面面积不等的两根直杆，在受相等的轴向拉力时，随着拉力的逐渐增加，截面面积小的直杆必定首先被拉断。这说明二杆内力的大小虽然相等，但是由于杆的横截面积大小不同，在二杆横截面上内力分布的密集程度（简称集度）也不同。横截面小的杆，内力集度较大，故首先破坏。因此要判断杆在外力作用下是否会破坏，不但要知道内力的大小，更重要的必须知道内力在截面上的分布规律和内力的集度。

为了确定杆 mn 截面上内力分布的集度，可在截面上任一点 K 的周围取一微面积 ΔA ，设 ΔA 上内力的合力为 ΔP （图1-8，a），则 ΔP 与 ΔA 的比值表示该微面积内单位面积上的内力，称它为 ΔA 上的平均应力，并用 p_m 表示，即

$$p_m = \frac{\Delta P}{\Delta A}$$

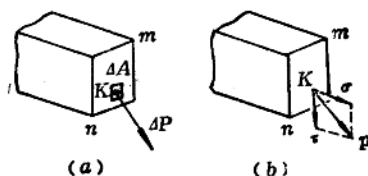


图 1-8

在一般情况下，截面上的内力并不是均匀分布的，平均应力之值随所取微面积 ΔA 的大小而异。为了更精确地表述内力的分布情况，应使 ΔA 趋于零，这时平均应力 p_m 的极限值称为截面 mn 上 K 点的应力，并用 p 表示，即

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta A}$$

应力 p 是一个矢量，一般既不与截面垂直，也不与截面相切。因此常把应力 p 分解成垂直于截面的分量 σ 和相切于截面的分量 τ （图1-8，b）， σ 称为正应力， τ 称为剪应力或切应力。这样，在今后的研究中，将会更容易看出应力对杆件作用的本质。在国际单位制中，应力的基本单位为 N/m^2 （牛顿/米²），称为帕斯卡，简称帕，代号为Pa，即 $1\text{Pa} = 1\text{N/m}^2$ 。工程中常用的应力单位有 N/mm^2 （牛顿/毫米²）、MPa（兆帕）或GPa（吉帕）。

$$1\text{N/mm}^2 = 10^6\text{N/m}^2 = 1\text{MPa}, \quad 1\text{GPa} = 10^9\text{Pa}$$

二、拉（压）杆横截面上的应力

要确定拉或压杆横截面上任意点的应力，必须先了解内力在该截面上的分布情况。而

内力分布情况无法直接得到。但是,杆件受到外力后不仅产生内力,同时还引起变形。在一定范围内,内力可以通过变形来量度。因此先通过实验来观察杆件受拉时的变形情况。

取一等直杆,拉伸前,在杆的表面距两端较远处画两条垂直于杆轴的直线 ab 和 cd (图1-9, a),然后沿杆轴施加拉力 P ,这时可以观察到直线 ab 和 cd 分别平移到 $a'b'$ 和 $c'd'$ 的位置,仍保持为垂直于杆轴的直线。

根据上述表面变形现象,可以对杆件内部变形作出一重要假设,即杆件的横截面在变形后仍保持为垂直于杆轴的平面。称这个假设为平面截面假设。

设想直杆由许多纵向纤维所组成,根据平面截面假设可知,任意两横截面间所有纵向纤维的伸长相同。对于均匀连续性材料,如果变形相同,则受力也相同。由此可以推断内力是均匀连续地分布在横截面上,故横截面上各点的应力大小相等,方向与轴力一致,垂直于横截面(图1-9, b),即只引起正应力 σ 。若杆件横截面面积为 A ,则正应力之值为

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

杆件受拉时, N 为正, σ 也为正,是拉伸正应力,简称拉应力,用 σ_t 表示;杆件受压时, N 为负, σ 也为负,是压缩正应力,简称压应力,用 σ_c 表示。

例 1-2 图1-10(a)为正方形横截面的阶梯杆,已知压力 P 为50kN。试作此杆的轴力图,并求杆中的最大正应力。

解: 1. 作杆的轴力图

先分段求出各段的轴力为 $N_{BC} = -150\text{kN}$, $N_{CD} = -50\text{kN}$ 。其轴力图如图1-10(b)所示。

2. 分段计算杆中的正应力

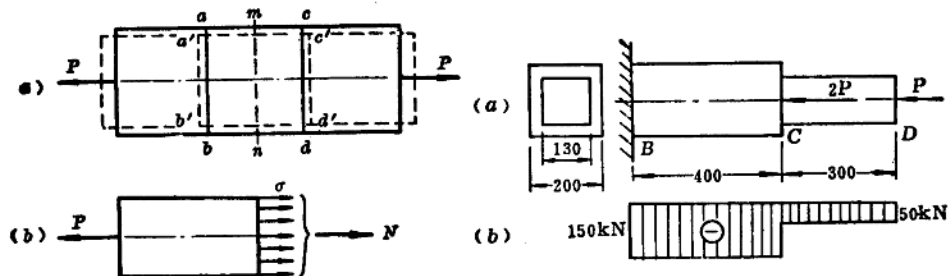


图 1-9

图 1-10

$$\sigma_{BC} = \frac{N_{BC}}{A_{BC}} = \frac{-150 \times 10^3}{200^2} = -3.75\text{N/mm}^2 = -3.75\text{MPa (压应力)}$$

$$\sigma_{CD} = \frac{N_{CD}}{A_{CD}} = \frac{-50 \times 10^3}{130^2} = -2.96\text{N/mm}^2 = -2.96\text{MPa (压应力)}$$

3. 结论: BC段内横截面上的压应力最大,其值为3.75MPa。

例 1-3 图1-11(a)所示为起重机机架,承受载荷 $G = 20\text{kN}$,若BC杆和BD杆的横截面面积分别为 $A_{BC} = 400\text{mm}^2$ 和 $A_{BD} = 100\text{mm}^2$ 。试求此两杆横截面上的应力。

解: 1. 求杆的内力

应用截面法将二直杆截开，取结点B为研究对象，画受力图（图1-11，b）。根据平衡条件

$$\begin{aligned}\Sigma P_x &= 0 & -N_{BD} - N_{BC} \cos 60^\circ &= 0 \\ \Sigma P_y &= 0 & -G - N_{BC} \sin 60^\circ &= 0 \\ N_{BC} &= -\frac{G}{\sin 60^\circ} = -\frac{20 \times 10^3}{0.866} = -23100 \text{ N (压力)}\end{aligned}$$

$$N_{BD} = -N_{BC} \cos 60^\circ = 23100 \times 0.5 = 11550 \text{ N (拉力)}$$

2. 求杆横截面上的应力

$$\begin{aligned}\sigma_{BC} &= \frac{N_{BC}}{A_{BC}} = \frac{-23100}{400} = -57.8 \text{ N/mm}^2 \\ &= -57.8 \text{ MPa (压应力)}\end{aligned}$$

$$\sigma_{BD} = \frac{N_{BD}}{A_{BD}} = \frac{11550}{100} = 115.5 \text{ N/mm}^2 = 115.5 \text{ MPa (拉应力)}$$

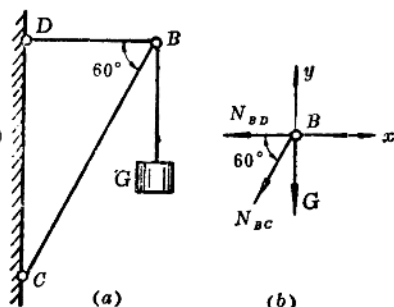


图 1-11

第三节 拉（压）杆的变形 虎克定律

一、变形

由实验已知，杆件受到拉（压）时，其纵向和横向尺寸都要发生改变。一般将线段长度的改变称为线变形。

设杆件原长为 l 、宽为 b 。受到拉伸后，长变为 l_1 ，宽变为 b_1 （图1-12），则

$$\text{纵向线变形} \quad \Delta l = l_1 - l$$

$$\text{横向线变形} \quad \Delta b = b_1 - b$$

杆件受拉时， Δl 为正， Δb 为负；杆件受压时， Δl 为负， Δb 为正。线变形的单位常用 mm 表示。



图 1-12

因为线变形的大小与杆件原来的尺寸有关，为了比较变形的程度，常用单位长度上的变形来度量，即将线变形除以原长，此比值称为相对变形，或称为应变，以符号 ε 表示，则

$$\left. \begin{aligned}\text{纵向应变} \quad \varepsilon &= \frac{\Delta l}{l} \\ \text{横向应变} \quad \varepsilon_0 &= \frac{\Delta b}{b}\end{aligned} \right\} \quad (1-2)$$

拉伸时， ε 为正， ε_0 为负；压缩时， ε 为负， ε_0 为正。

二、虎克定律

实验表明，受到拉（压）的杆件，在应力不超过某一极限（比例极限）时，杆件的线变形 Δl 与外力 P 、杆件原长 l 成正比，而与杆件横截面积 A 成反比，即

$$\Delta l \propto \frac{Pl}{A}$$

这时， $N = P$ ，并考虑材料的物理性质，引入比例常数 E ，上式可写为等式

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA} \quad (1-3)$$

这一关系是由科学家虎克在1678年首先提出的, 故称为虎克定律。将 $\sigma = \frac{N}{A}$, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ 代入上式, 得到虎克定律的另一表达式

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1-4)$$

即当应力不超过某一极限(比例极限)时, 应力与应变成正比。

比例常数 E 称为拉压弹性模量, 简称弹性模量。它的单位与应力单位相同。由(1-4)式可知, 当 σ 一定时, E 值愈大, 则 ε 值愈小, 因此, E 的大小反映了材料受拉压时抵抗线变形的能力, 也就是材料刚性的大小。各种材料的 E 值, 都由实验测定。表 1-1 所列材料的 E 值是在室温时的平均值。

从(1-3)式可知, 当 EA 的乘积愈大时, 杆件的变形就愈小。它反映了杆件抵抗拉(压)变形的能力。所以称 EA 为杆件的抗拉(压)刚度。

虎克定律总结了杆受拉(压)时应力与应变的物理关系, 它在材料力学中具有很重要的地位, 许多问题是以它为基础进行理论分析从而得出结论的。

三、横向变形系数

实验表明, 在虎克定律适用的范围内, 同一材料的横向应变 ε_0 与纵向应变 ε 也成正比关系。它们的绝对值之比为一常数。即

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} \right|$$

因为 ε_0 与 ε 的符号总是相反, 故上式可写成

$$\varepsilon_0 = -\mu\varepsilon \quad (1-5)$$

比例常数 μ 称为横向变形系数或泊松比。它是反映材料力学性能的另一个弹性常数, 其值由实验测定。表 1-1 中列出了一些常用材料的 μ 值。

表 1-1 弹性模量及横向变形系数

材料名称	$E(\text{GPa})$	$G(\text{GPa})$	μ
低碳钢	200~220	80~81	0.25~0.33
16Mn钢	200~220	80~81	0.25~0.33
合金钢	190~220	81	0.24~0.33
灰口、白口铸铁	115~160	45	0.23~0.27
铝及硬铝合金	71	26~27	0.33
铜及其合金	74~130	40~46	0.31~0.42
铝	17	7	0.42
橡胶	0.008		0.47

注 本表摘自《机械工程手册》工程力学编, 机械工业出版社1978年版。

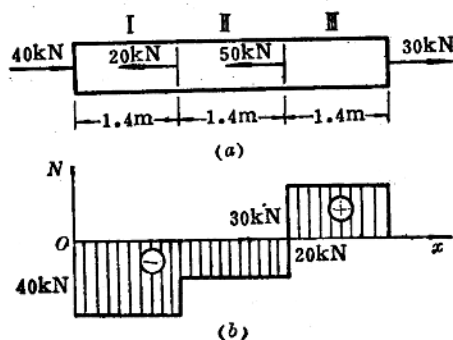


图 1-13

例 1-4 横截面积为 400mm^2 的等直杆, 受力情况如图 1-13(a) 所示。材料为 A3 钢, 比例极限 $\sigma_p = 200\text{MPa}$, 弹性模量 $E = 210\text{GPa}$ 。试求杆中的最大正应力及杆的总伸长。