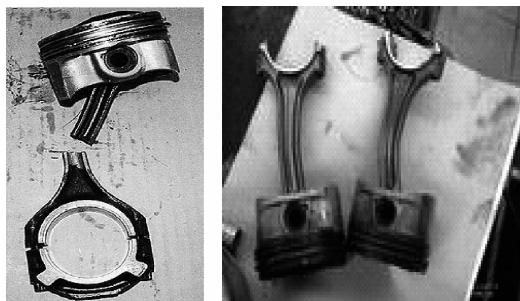


项目三

汽车发动机连杆机构失效分析

案例导入

连杆的功用是将活塞承受的力传给曲轴,并将活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动。它承受燃气压力、自身摆动和往复惯性力所产生的交变载荷,力的大小和方向都是周期性变化的,使连杆产生压缩、拉伸和弯曲变形,因此,连杆在这种工作条件下容易发生断裂、弯曲和扭曲变形而失效。尤其是当发动机超速运转、低速超负荷运转或发生烧瓦抱轴、活塞胀死故障时,连杆更容易发生弯曲和扭曲。如图 3-1 所示是连杆发生断裂、弯曲和扭转变形失效的情景。



(a) 连杆断裂

(b) 连杆的弯曲和扭转失效

图 3-1 发动机连杆常见的失效形式

连杆的变形会对发动机造成严重的危害,如连杆弯曲或扭曲都会使活塞在汽缸内偏斜,对汽缸壁的压力增大,摩擦力也相应增大,两者的磨损加剧,严重时会产生拉缸。另外,活塞在汽缸中的偏斜还会使密封性能和润滑条件变坏。连杆的变形会使发动机动力下降、磨损加剧、使用寿命降低。严重的如连杆断裂会导致连杆与曲轴的碎裂和连杆轴承盖上的紧固螺栓扭断,由于惯性,断裂的连杆会将发动机缸体打破。因此,为了保证连杆能够安全可靠地工作,必须对连杆的材料性能、尺寸、形状等提出相应的要求,使其具备足够的承载能力。

学习指导

通过“汽车发动机连杆机构失效分析与认识”、“汽车发动机结构零部件材料的应用认识”等项目活动,掌握常用构件失效特点及分析方法、拉压杆件变形特点及强度计算方法,从而解决构件的强度或刚度等校核、截面设计、承载能力确定等工作;了解金属材料类型、性能特点及应用,结构零件的选材原则与方法,正确地选择和使用汽车材料。

项目活动

项目活动一 汽车发动机连杆机构失效认识

1. 项目活动要点

- (1) 在仿真教学实训室,利用汽车技术模拟仿真实训平台、网络,模拟拆装发动机;
- (2) 在示教发动机实物上,认识及观察发动机曲柄连杆机构中各组成零部件的结构和材料选用,结合曲柄连杆机构的运动特性及连杆的受力特点,对汽车发动机连杆机构进行失效分析。

2. 项目活动任务安排

请通过项目活动任务卡(见表 3-1)了解本项目活动任务并按计划要求实施活动,完成活动任务卡相关内容的填写。

表 3-1 汽车发动机连杆机构失效认识活动任务卡

项目化教学(学生)活动任务卡		
学习情景: 汽车动力装置机构分析与应用 项目: 汽车发动机连杆机构失效分析 活动: 汽车发动机连杆机构失效认识	班级: _____ 第_____组 姓名: _____	场所: _____ 日期: _____
活动任务	1. 对汽车发动机连杆机构的失效进行认识 2. 分析连杆失效形式与拉伸(压缩)等变形特点 3. 分析发动机活塞连杆组零部件的结构、材料及工艺特性	
活动安排	1. 学生以每 5 名为单位组成一个学习小组,并选出组长及两名小组代表 2. 学生按照任务卡活动内容要求查找相关资料,然后在示教发动机(内燃机)实物上完成活动任务 3. 整个教学活动要求学习小组完成实训报告 1 篇,并准备 5 分钟 PPT 课件介绍学习心得 4. 安排班级学习讨论会,要求各小组长及两名小组代表在班级讨论会上向学生介绍本组的学习认识并回答学生提出的问题 5. 活动结束后由小组、小组间和教师三方面对小组汇报、讨论及学习与活动报告进行评价;评价成绩为自评 30%,互评 30%,教师评 40%	

续表

活动内容	一、计划安排 1. 分组情况: _____, 本组任务: _____ 2. 需要准备的工具和材料包括: _____ 3. 你的工作流程(实训实施步骤)计划是: _____
	二、实施 1. 查找相关资料, 比较分析示教发动机及总成实物, 完成以下任务 ① 汽车发动机连杆机构的主要失效形式有: _____; 产生的原因主要是: _____; 校正连杆的变形时, 应先校正 _____, 后校正 _____ ② 曲轴的基本组成包括: _____、_____ 及后端凸缘等, 其中曲轴上平衡重的作用是平衡 _____ 等产生的离心惯性力及其力矩, 也平衡 _____ 的往复惯性力及其力矩; 检查曲轴的弯曲变形, 常以 _____ 为基准, 检查 _____ 的 _____ 来衡量 2. 查阅教材及其他相关教学辅助材料, 充分理解强度、刚度及压杆稳定的概念, 结合拉伸变形、压缩变形、挤压变形、剪切变形、扭转变形和弯曲变形的变形特点, 分析曲柄连杆机构在发动机压缩行程和做功行程中各主要构件分别产生的变形与失效原因



基础知识

一、发动机连杆拉伸与压缩变形分析

在发动机故障分析中, 常发现因发动机连杆变形而失效。在外力作用下, 如何保证构件正常地工作而不致在使用寿命期限内失效, 是构件承载能力分析所要研究的内容。分析构件的变形特点, 分析构件承载能力并做出正确的强度计算, 是保证汽车及其他机器安全工作的重要内容。

足够的强度、刚度和稳定性是确保连杆具有足够承载能力的三个基本要求。构件在外力作用下的变形、失效破坏的规律、内力、应力和强度、刚度、稳定性计算等是承载能力分析计算的基本理论和方法。

(一) 构件承载能力分析基础知识

1. 强度、刚度、稳定性

构件抵抗破坏的能力称为强度。构件强度不够, 会在工作中出现过大的塑性变形或断裂等现象, 导致失效。

构件抵抗变形的能力称为刚度。刚度不足的构件在工作中会出现过大的弹性变形, 从而影响机械设备的正常运行。

构件保持原有平衡状态的能力称为稳定性。一些受压的细长杆, 如果稳定性不够, 在工作中将不能始终保持原有的直线平衡状态而失控, 例如活塞连杆组中的连杆。

足够的强度、刚度和稳定性是对构件提出的三个基本要求。使用优质材料和增大构件截面尺寸,可以满足构件承载能力的要求;但太好的材料和过大的构件截面尺寸势必造成构件成本的提高和重量的增加,使经济性下降。可见,构件安全性和经济性是一对矛盾,如何协调好这对矛盾,使设计出来的构件既安全实用又经济合理,正是构件承载能力分析要解决的关键问题。

2. 变形固体及其基本假设

任何研究对象均有多方面的性质,就某一问题而言,这些性质中又有主、次之分,一些次要因素对所研究的问题影响甚微,则可不考虑。因此,对不同学科需建立不同的理想化模型,对研究对象的属性进行概括。在静力分析中,为使问题简化,将研究对象抽象简化为“刚体”,忽略其变形因素。但在研究构件承载能力时,需要考察物体的受力、变形、失效的现象和规律,变形是主要因素。因此,应将研究对象看做变形固体。

实际变形固体的结构、形态很复杂,当考察宏观变形时,同样也应忽略其次要因素,对其作适当抽象,即做出以下基本假设:

- ① 连续性假设。组成物体的物质毫无间隙地充满物体的几何容积。
- ② 均匀性假设。物体各处的力学性能是完全相同的。
- ③ 各向同性假设。物体沿各个方向的力学性能是相同的。
- ④ 小变形假设。假设构件的变形量与其原来尺寸相比是很小的。

根据这些假设,从宏观和统计学的角度来看,更能反映物体的主要性质。有了这些假设,在解决问题时,例如,求物体的变形、位移等物理量时,可以用连续函数、微积分等数学工具解题。实践证明,经过这样的假设得出的理论和计算结果是足够精确的。但应指出,上述假设并不适用于所有材料。如某些高强度、超高强度钢材,对缺陷有强敏感性,不能适用连续性假设等。

3. 杆件变形的基本形式

工程中构件的几何形状多种多样,但归纳起来大致可分为杆件、板件和箱体类零件。其中,杆件是指某一方向的尺寸远大于其余两方向尺寸的构件。在研究问题时,往往忽略构件外形因素,对其抽象、简化为计算简图,使问题简化。大量的工程构件可简化为杆件,如汽车传动轴、发动机中的连杆等。对轴线是直线且各横截面都相等的杆件,称为等截面直杆(简称等直杆),它是构件承载能力的主要研究对象。

当杆件受力形式不同时,发生的变形也各异,其基本形式可归纳为以下四种,即轴向拉伸或压缩、剪切、扭转、弯曲等。这几种基本变形相应的受力及变形特征如图 3-2 所示。其他复杂的变形可归结为基本变形的组合,常见的组合变形有拉(压)弯组合、弯扭组合、拉(压)扭组合变形,将在讨论基本变形的基础上进一步研究。

4. 内力、截面法和应力

① 内力。构件工作中受到其他物体对它的作用力称为外力,包括主动力和约束反力。在外力的作用下,会引起物体内部各质点之间的相对位置以及相互作用力发生改变,其表现就是构件发生了变形。构件内部质点之间相互作用力(固有内力)的改变量称为附加内力,简称内力。内力随外力的大小而变化,当内力达到某一极限值时,构件即发生破坏。因此,构件的内力大小及其分布方式与其承载能力之间有密切的关系,研究和分析内力是解决强度、刚度等问题的基础。

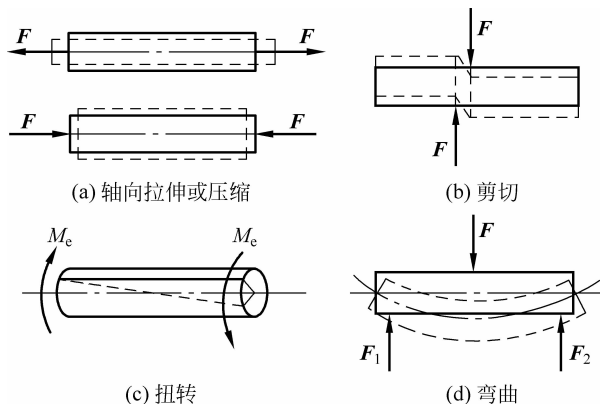


图 3-2 基本变形

② 截面法。截面法是分析、计算内力的方法,就是假想用一截面把构件截为两部分,取其中一部分为研究对象,并以内力代替另一部分对研究部分的作用,根据研究部分内力与外力的平衡确定内力大小和方向。

如图 3-3 所示,杆件在外力 F_1 、 F_2 、 F_3 的作用下平衡,欲求杆件的内力,可用一假想的截面 $m-m$ 将杆件一分为二,任取其中一段来研究。由于杆件处于平衡状态,因此其中任一段也应平衡,这时可利用静力平衡条件来列出平衡方程,求出截面 $m-m$ 上的内力。

③ 应力。截面法可以确定杆件截面上内力的合力,但不能确定内力在截面上的分布密度,由此需引入应力的概念。

如图 3-4(a)所示,在杆件截面上任一点 K 周围,取一微面积 ΔA , ΔA 上内力的合力为 ΔF ,则它们的比值为

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

式中, p_m 称为 ΔA 平均应力。一般内力不是均匀分布的,这时,平均应力 p_m 随 ΔA 的大小而变化,它不能反映内力分布的真实情况。为确切地反映 K 点处的内力集度,将 ΔA 减小,当 ΔA 趋于零时,得

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} = \frac{dF}{dA}$$

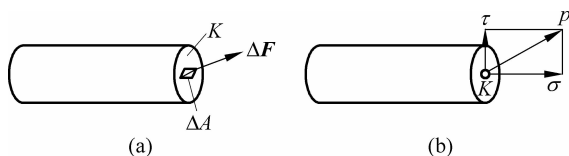


图 3-4 应力概念

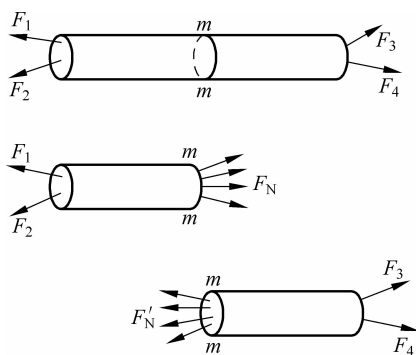


图 3-3 截面法

式中, p 称为 K 点的全应力, 它表明了内力系在 K 点的集度。 p 是一个矢量, 通常把 p 分解为两个正交的分量, 即垂直于截面的分量 σ 称为正应力, 切于截面的分量 τ 称为切应力, 如图 3-5(b) 所示。

应力的单位是 Pa(帕), $1\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ 。在工程实际中还常用 MPa 和 GPa, 其换算关系为 $1\text{MPa}=10^6\text{Pa}$, $1\text{GPa}=10^9\text{Pa}$ 。

(二) 杆件的轴向拉伸与压缩

当杆件所受外力的作用线与杆件轴线重合时, 杆件将沿轴线伸长或缩短, 称为轴向拉伸和压缩。这类杆件称为拉压杆。如图 3-5 所示汽车发动机中的连杆, 按简化力学模型分析, 所受外力的合力与轴线重合, 杆件发生拉伸或压缩变形。工程实际中, 汽缸体与汽缸盖的连接螺栓(见图 3-6)、螺旋千斤顶的螺杆(见图 3-7)等, 都可以简化为轴向拉伸和压缩计算简图。

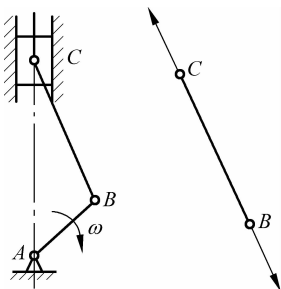


图 3-5 活塞连杆组

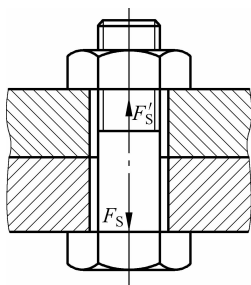


图 3-6 螺栓

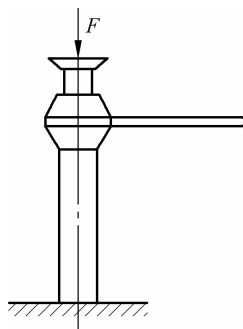


图 3-7 千斤顶

1. 拉压杆的内力计算、轴力图

(1) 内力的计算

如图 3-8(a) 所示的拉杆受两个力 F 作用, 现用截面法求其内力。

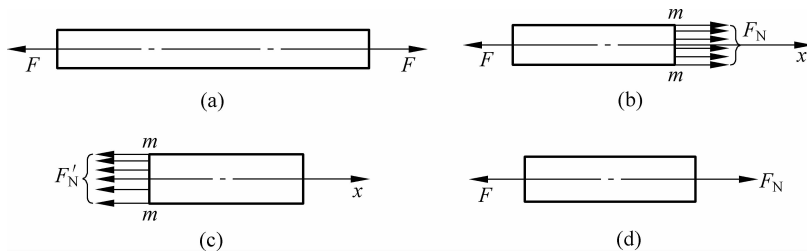


图 3-8 拉杆内力

用截面 $m-m$ 假想将杆截为两段, 取左段为研究对象, 并单独画出。同时, 用内力 F_N 表示右段对左段的作用, 如图 3-8(b) 所示。根据平衡条件列出平衡方程如下:

$$\sum F_x = 0 \quad F_N - F = 0$$

求得

$$F_N = F$$

如果取右段为研究对象, 如图 3-8(c) 所示, 所得结果相同, 即

$$F'_N = F$$

F_N 和 F'_N 是作用力与反作用力关系,即对同一截面来说,选取不同部分为研究对象,所得内力必等值、反向。

由于外力 F 沿杆轴线方向,内力的合力 F_N 也作用于轴线,称为轴力,如图 3-8(d)所示。

轴力的正负号规定如下:轴力的正负号由杆件的变形确定,当轴力沿轴线离开截面,即与横截面外法线方向一致时为正,这时杆件受拉;反之轴力为负,杆件受压。一般未知指向的轴力可假设为正向,由计算结果判断其正负。

(2) 轴力图

工程上受拉、压的杆件往往同时受多个外力作用,称为多力杆。这时,杆上不同轴段的轴力将不同,为了清楚地表达轴力随截面位置变化的情况,可以用轴力图来表示。轴力图的画法如下:用平行于杆件轴线的坐标表示杆件截面位置,用垂直于杆件轴线的另一坐标表示轴力数值的大小,正轴力画在坐标轴正向,反之画在负向。

下面以例子来说明杆件内力的分析计算及轴力图的画法。

【例 3-1】 汽车上某液压缸活塞杆受力如图 3-9 所示,设 $F > F_1 > F_2$,试求截面 1—1、2—2 的轴力并画轴力图。

解: ① 在活塞杆上以假想截面 1—1 将杆一分为二,取截面以右的一段为研究对象,并画其受力图,截面上轴力为 F_{N1} ,如图 3-9 所示,根据平衡条件得

$$\sum F_x = 0 \quad F_{N1} - F = 0$$

$$F_{N1} = F$$

② 在杆上取截面 2—2,以截面以左的一段为研究对象,画其受力图如图 3-10 所示,根据静力平衡条件得

$$\sum F_x = 0 \quad F_{N2} - F_1 = 0$$

$$F_{N2} = F_1$$

③ 画轴力图。以 x 轴表示杆上截面的位置,以纵轴表示轴力大小, F_{N1} 、 F_{N2} 均为压力,画在坐标轴负向,如图 3-9 所示。

【例 3-2】 汽车上某拉杆经简化后,受力及其大小分别如图 3-10(a)所示,试作此杆轴力图。

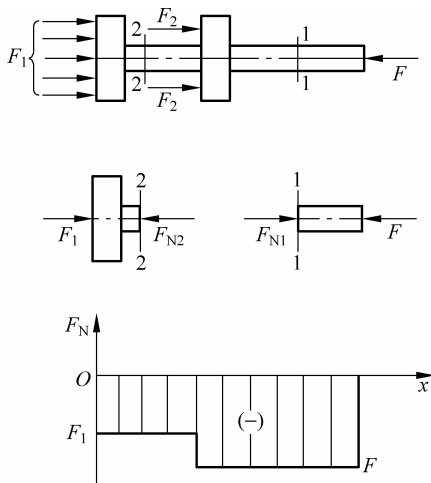


图 3-9 活塞杆轴力图

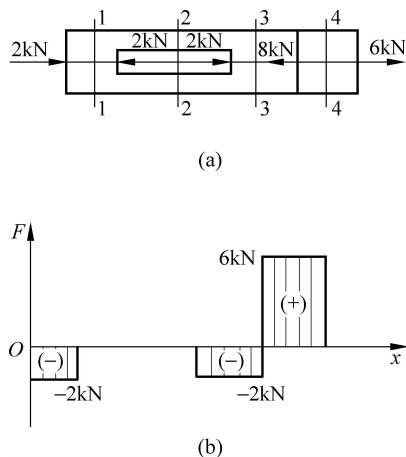


图 3-10 汽车拉杆及受力图

解：① 杆上作用有五个力，应将其分为四段来考虑，分别求出 1—1、2—2、3—3 和 4—4 截面的轴力。

$$1-1 \text{ 截面} \quad F_{N1} = 2\text{kN}(\text{压力})$$

$$2-2 \text{ 截面} \quad F_{N2} = 2 - 2 = 0$$

$$3-3 \text{ 截面} \quad F_{N3} = 8 - 6 = 2\text{kN}(\text{压力})$$

$$4-4 \text{ 截面} \quad F_{N4} = 6\text{kN}(\text{拉力})$$

② 根据求出的各截面的轴力画轴力图，如图 3-10(b)所示。

2. 拉、压杆横截面上的应力

根据前面的分析可知，利用截面法可以计算出杆件截面的内力大小，但是还不足以解决拉、压杆的强度问题。因为相同大小的内力作用于相同材料不同面积的截面上，效果是不一样的，杆件越细即截面面积越小，内力分布集度越大，越易拉断。因此，衡量杆件拉、压强度的，不是内力大小，而是应力大小。为了求出杆件横截面上任意一点的应力，必须了解内力在截面上的分布规律。任意一点的应力可以通过以下的拉伸试验观察、研究和推断。

取一等截面直杆，在杆件表面上作两条垂直于杆件轴线的直线 ab 和 cd ，如图 3-11 所示；然后在杆两端施加力 F 使其产生拉伸变形后发现， ab 、 cd 分别平移到了 $a'b'$ 和 $c'd'$ ，但仍保持为直线，且仍垂直于轴线。

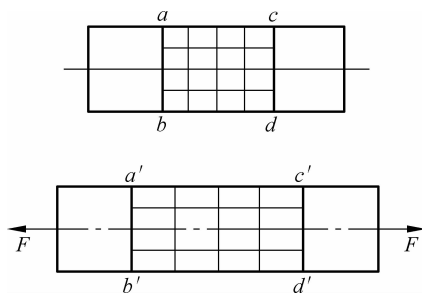


图 3-11 拉伸试验

根据以上观察到的现象以及由表及里的分析，可作如下假设：变形前是平面的横截面，变形后仍为平面，变形时横截面只是沿轴线产生了相对平移。

这一假设称为平面截面假设。设想杆件由许多纵向

纤维组成，那么这一假设意味着杆件所有纵向纤维的伸长相等，由材料的均匀性假设可推断，各纵向纤维的受力也相等，也就是说，杆件横截面上的内力的分布是均匀的。由此得出结论：拉压杆横截面上各处应力大小相等，方向与内力 F_N 方向一致，也就是说拉压杆横截面上只有正应力 σ ，而无切应力 τ 。由于正应力 σ 在横截面上的分布是均匀的，因此其计算公式为

$$\sigma = F_N / A \quad (3-1)$$

式中， A 为横截面面积； F_N 为杆件横截面上的内力； σ 为横截面上的正应力。

正应力的正负号随轴力的正负号而定，即拉应力为正，压应力为负。

【例 3-3】 如图 3-12(a)所示的圆截面杆件 AC，已知 $d_1 = 20\text{mm}$ ， $d_2 = 30\text{mm}$ ， $F_1 = 20\text{kN}$ ， $F_2 = 50\text{kN}$ ，试画出轴力图并计算 AB、BC 段杆件截面上的应力。

解：① 在杆件 AB 段任取截面 1—1，并取截面以左的一段为研究对象，画出受力图，如图 3-12(b)所示，根据平衡条件求内力 F_{N1} 。

$$\sum F_x = 0 \quad F_{N1} - F_1 = 0$$

$$F_{N1} = F_1 = 20\text{kN}$$

② 在杆件上 BC 段取截面 2—2，并取截面以左一段为研究对象，画出受力图如图 3-12(c)所示，根据平衡条件求内力 F_{N2} 。

$$\sum F_x = 0 \quad F_{N2} + F_2 - F_1 = 0$$

$$F_{N2} = F_1 - F_2 = 20 - 50 = -30 \text{ kN}$$

③ 画轴力图如图 3-12(d) 所示。

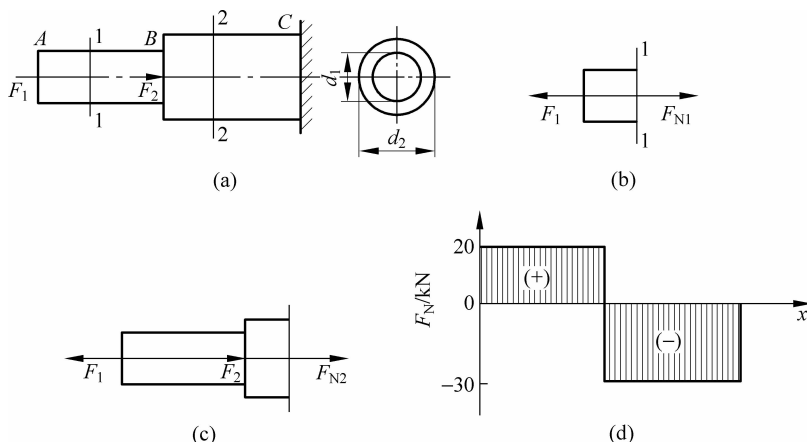


图 3-12 杆件内力计算截面法及内力图

④ 计算各段应力。

$$\text{AB 段应力 } \sigma_1 = \frac{F_{N1}}{A_1} = \frac{20 \times 10^3}{\frac{1}{4} \pi d_1^2} = \frac{20 \times 10^3 \times 4}{20^2 \pi} = 63.7 \text{ MPa}$$

$$\text{BC 段应力 } \sigma_2 = \frac{F_{N2}}{A_2} = \frac{-30 \times 10^3}{\frac{1}{4} \pi d_2^2} = \frac{-30 \times 10^3 \times 4}{30^2 \pi} = -42.4 \text{ MPa}$$

(三) 拉、压杆的变形

(1) 变形与应变

杆件受拉或受压的同时将发生横向和纵向变形。受拉时杆件将沿纵向伸长, 横向尺寸减小; 受压时沿纵向缩短, 横向尺寸增加。

如图 3-13 所示杆件, 原长为 l , 横向尺寸为 b , 当受轴向力 F 作用后, 变形如图中双点划线所示, 长度变为 l_1 , 横向尺寸变为 b_1 , 则杆的实际变形量 $\Delta l = l_1 - l$ 和 $\Delta b = b_1 - b$ 称为杆件的绝对变形。杆件受拉时 Δl 为正, 受压时为负。

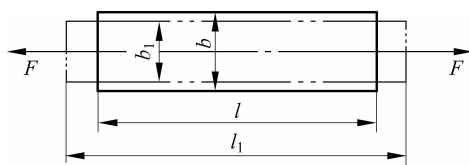


图 3-13 拉杆的变形

经试验可知, 杆的绝对变形量与杆的原尺寸 l 和 b 有关。为了度量杆的变形程度, 用单位尺寸内的变形, 即线应变来衡量。

$$\text{纵向线应变 } \epsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{l_1 - l}{l}$$

$$\text{横向线应变 } \epsilon' = \frac{\Delta b}{b} = \frac{b_1 - b}{b}$$

线应变表示杆件的相对变形, 是一个无量纲的量, 当杆件受拉时 ϵ 为正, 受压时 ϵ 为负。

(2) 泊松比

杆件受拉时纵向线应变 $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ 为正, 则横向线应变 $\epsilon' = \frac{\Delta b}{b}$ 为负; 受压时 ϵ 为负, ϵ' 为正,

即无论受拉或受压,纵向线应变与横向线应变符号总是相反,它们两者比值的绝对值用符号 μ 表示,称为泊松比,即

$$\mu = \left| \frac{\epsilon'}{\epsilon} \right| = -\frac{\epsilon'}{\epsilon}$$

实验证明,对于同一种材料,当应力不超过某一限度时,泊松比 μ 是个常数,也称为横向系数。

(3) 虎克定律

试验研究表明,受轴向拉伸或压缩的杆件,当其横截面上的正应力 σ 不超过某一限度(比例极限,其意义见下文)时,其绝对变形量 Δl 和轴力 F_N 、杆件原长 l 成正比,与杆件横截面积成反比,即

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

引进比例系数 E 后,得

$$\Delta l = \frac{F_N l}{EA} \quad (3-2)$$

式(3-2)称为虎克定律。式中,比例系数 E 称为材料的弹性模量,常用单位为GPa(1GPa=10³MPa),其数值随材料的不同而异,可通过实验方法测出,表3-2中列出了常见材料的 E 、 μ 值。

表 3-2 常用材料的 E 、 μ 值

材料名称	$E/10^3 \text{ GPa}$	μ	材料名称	$E/10^3 \text{ GPa}$	μ
低碳钢	2~2.2	0.25~0.33	铜及其合金	0.74~1.3	0.31~0.42
合金钢	1.9~2.2	0.24~0.33	橡胶	0.00008	0.47
灰铸铁	1.15~1.6	0.23~0.27			

由式(3-2)可看出,当其他条件不变时,弹性模量 E 越大,杆件的绝对变形量 Δl 越小,所以 E 值表征了材料抗拉、压变形的能力,是材料的刚度指标。 EA 反映了杆件抵抗拉(压)变形的能力,所以称 EA 为杆的抗拉(压)刚度。

由于 $\sigma = F_N/A$, $\epsilon = \Delta l/l$,因此式(3-2)可变换得到另一种表达式

$$\sigma = E\epsilon \quad (3-3)$$

由此,虎克定律可以简述为:若应力未超过某极限值,则应力与应变成正比。

二、材料在拉伸和压缩时的力学性能

相同的应力对于不同材料制成的构件来说,会由于其抵抗破坏的能力不同而出现不同的效果。在一定的应力作用下,构件是否会破坏与构件所用的材料的性能有关。材料在外力作用下所表现出来的规律性和特征,称为材料的力学性能,如弹性、塑性、强度、韧性、硬度等。为了进行构件承载能力的计算,必须研究材料的力学性能。

材料的力学性能是通过试验测出来的,通常是做静载荷拉伸或压缩试验,这个试验可以较明显地表现出材料的各种力学性能。试验通常在常温下进行,选用具有代表性的常用材料低碳钢或铸铁做成标准试件,在万能材料试验机上进行。