

压力容器 分析设计方法

江楠 编著

YALI RONGQI
FENXI SHEJI FANGFA



化学工业出版社

压力容器 分析设计方法

江楠 编著

YALI RONGQI
FENXI SHEJI FANGFA



化学工业出版社

·北京·

本书主要介绍了压力容器的弹性分析设计方法和弹塑性分析设计方法。第1章介绍了弹性应力分析方法,包括应力分类、极限设计法和安定状态。第2章介绍应力分类结果的线性化,主要介绍了等效线性化法,应力线性化方法,并给出了有限元应用实例。第3章弹塑性分析法,介绍了考虑材料应变强化效应的本构模型方法,ANSYS材料模型,载荷组合情况及弹塑性分析,ANSYS非线性分析等。第4章介绍压力容器的应力疲劳设计,包括疲劳曲线与方程式,平均应力对低循环疲劳的影响,结构对低循环疲劳的影响及疲劳设计规范。第5章介绍应变疲劳分析及循环计数法,主要内容有循环应力-应变曲线,应变疲劳寿命估算,雨流循环计数法及应用实例。第6章简单介绍疲劳用统计学基础。第7章主要介绍疲劳的有限元评定方法,包括弹性应力分析的疲劳评定和弹塑性应力分析的疲劳评定。第8章实验应力分析,简单介绍了电测法、光弹性测量法,极限载荷实验和疲劳实验。

本书可作为相关专业研究生的参考书,也可供从事压力容器研究、分析设计的技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

压力容器分析设计方法/江楠编著. —北京:化学工业出版社, 2013. 6

ISBN 978-7-122-16991-4

I. ①压… II. ①江… III. ①压力容器-设计 IV. ①TH490. 22

中国版本图书馆CIP数据核字(2013)第074357号

责任编辑:程树珍 李玉晖
责任校对:战河红

装帧设计:关 飞

出版发行:化学工业出版社(北京市东城区青年湖南街13号 邮政编码100011)
印 装:大厂聚鑫印刷有限责任公司
787mm×1092mm 1/16 印张8 $\frac{3}{4}$ 字数208千字 2013年9月北京第1版第1次印刷

购书咨询:010-64518888(传真:010-64519686) 售后服务:010-64518899
网 址: <http://www.cip.com.cn>
凡购买本书,如有缺损质量问题,本社销售中心负责调换。

定 价:30.00元

版权所有 违者必究

前 言

近年来压力容器分析设计方法取得重大进展，颁布了以美国 ASME VIII-2 2007 版和欧盟标准 EN 13445-3 2002 版为代表的压力容器设计规范，压力容器的分析设计方法从弹性分析扩展到弹塑性分析。弹性分析是以弹性应力分析和塑性失效准则为基础的设计方法，工程应用的关键是对压力容器部件受载工况下的应力分析结果，根据结构的不同失效形式进行应力分类，而后，将分类后的应力按相应的应力强度准则加以限制，以设计出安全可靠、经济的压力容器。在解决实际工程问题中，基于弹性分析的应力分类方法对复杂构件或部位难以进行应力分类，也难以直接采用性能越来越强的有限元软件的应力分析结果。随着有限元技术的发展，使得对复杂结构采用弹塑性分析成为可能，也给采用弹塑性分析方法带来了实现的可能。弹塑性分析设计方法能回避弹性分析设计方法在复杂结构应力分类时的不确定性等难点，而把焦点集中于确定压力容器在载荷作用下的极限承载能力，其已成为分析设计方法的发展趋势。

新版压力容器规范扩充的弹塑性分析设计方法有其明显的优越性，但目前工程上真正应用弹塑性分析设计的实例尚未见报道，且由于基础数据的缺乏和对新方法的设计方法没有研究清楚，因此工程中仍然推荐采用基于弹性分析的应力分类法。应力分类法具有简单、通用、保守和成熟的优点，仍然是当今压力容器分析设计的主流。

本书是作者在多年教学的基础上结合应力分析设计法的发展编写而成，介绍了压力容器的弹性分析设计方法和弹塑性分析设计方法，目的在于为研究生、工程人员提供一本简明易懂的教材。

本书的编写得到了华南理工大学研究生教材建设基金的资助。

参加本书编写的还有周连东、甄亮。王延项、江飞飞、杨传健、肖冰等参与了材料的收集和整理工作，在此一并表示衷心的感谢。此外，本书在编写过程中，借鉴和参考了许多相关文献和资料，也在此向相关作者表示衷心的感谢。由于编者水平有限，书中内容难免会有不妥之处，恳请读者批评指正。

编者
2013 年 3 月

目 录

1 弹性应力分析方法	1
1.1 压力容器中的应力分类	1
1.1.1 应力分析设计法概述	1
1.1.2 容器的应力分类	2
1.1.3 压力容器典型零部件中的应力分布	3
1.2 极限设计法和安定状态	5
1.2.1 极限设计法	5
1.2.2 安定状态——确定二次应力许用值的依据	8
1.3 应力分析设计法对各类许用应力值的限制	10
1.3.1 压力容器设计中对各类应力值的限制	10
1.3.2 以应力分析为基础的设计方法的应用	11
2 应力分类结果的线性化	16
2.1 等效线性化方法概述	16
2.2 应力分类线的选择	16
2.3 应力线性化方法	17
2.3.1 应力积分法	18
2.3.2 以节点力为基础的结构应力法	19
2.3.3 基于应力积分的结构应力法	23
2.4 应力线性化有限元举例	23
3 弹塑性分析	26
3.1 材料本构模型	26
3.1.1 实验法	26
3.1.2 计算法	26
3.1.3 ANSYS 材料模型	28
3.2 载荷情况	29
3.3 总体塑性变形失效	32
3.4 极限分析法求总体载荷	34
3.4.1 极限分析理论基础	34
3.4.2 极限分析有限元实例	37
3.5 弹塑性分析求总体载荷	38
3.5.1 防局部失效的一般方法	38
3.5.2 应变极限损伤法	39
3.6 ANSYS 非线性分析介绍	39
3.6.1 材料非线性	39
3.6.2 几何非线性	41

3.6.3	非线性求解过程	43
3.7	弹塑性有限元分析实例	46
4	压力容器的应力疲劳设计	48
4.1	疲劳曲线与方程式	49
4.1.1	高循环疲劳曲线	49
4.1.2	低循环疲劳曲线	49
4.1.3	低循环疲劳曲线方程式	50
4.2	平均应力对低循环疲劳的影响	52
4.2.1	平均应力的真实值与“虚拟应力”大小的关系	52
4.2.2	考虑平均应力影响后的疲劳寿命计算	53
4.2.3	低循环疲劳曲线的修正	54
4.3	结构对低循环疲劳的影响	56
4.3.1	接管连接及焊缝型式的影响	57
4.3.2	接管方位和几何参数的影响	58
4.4	应力集中对疲劳寿命的影响	59
4.4.1	理论应力集中系数	59
4.4.2	疲劳缺口系数	59
4.4.3	缺口 S-N 曲线的近似估计	61
4.5	疲劳累积损伤	61
4.6	疲劳设计规范	62
4.6.1	我国以疲劳分析为基础的设计方法	62
4.6.2	日本 HPIS-C-103《超高压圆筒容器设计指针》	65
5	应变疲劳分析及循环计数法	69
5.1	材料的记忆特性	69
5.2	循环应力-应变曲线、滞后环曲线	69
5.2.1	滞后环	69
5.2.2	循环应力-应变曲线	70
5.2.3	滞后环曲线	70
5.3	变幅循环下的应力-应变响应	70
5.4	应变疲劳寿命估算	71
5.4.1	应变-寿命曲线	71
5.4.2	ϵ -N 曲线的计算公式	72
5.4.3	应变寿命计算	73
5.5	缺口的应变分析及寿命估算	73
5.5.1	求取局部应力 σ 、应变 ϵ	73
5.5.2	循环载荷作用下缺口疲劳寿命估计	74
5.5.3	缺口疲劳寿命估算实例	75
5.6	循环计数法	77
5.6.1	雨流循环计数法基本原理	77
5.6.2	雨流循环计数过程分析	77
5.6.3	简化雨流循环计数法计算规则	79

5.7	雨流循环计数法应用实例	81
5.7.1	高温高压换热器管板泄漏分析中疲劳载荷谱的编制	81
5.7.2	随机形式的合成塔疲劳载荷谱	85
6	疲劳用统计学基础	91
6.1	常用概率分布函数	91
6.1.1	正态分布函数	91
6.1.2	标准正态分布	92
6.1.3	对数正态分布	92
6.1.4	威布尔分布	93
6.2	概率纸估计概率分布形式	94
6.2.1	正态分布概率纸	94
6.2.2	威布尔分布概率纸	95
6.3	常用概率函数的参数估计	96
6.3.1	子样统计量参数	96
6.3.2	正态分布与对数正态分布的参数估计	96
6.3.3	威布尔分布的参数估计	97
6.4	概率分布拟合实例	100
6.4.1	应力幅值的威布尔分布拟合	100
6.4.2	最小二乘法回归分析	101
7	疲劳有限元评定	104
7.1	疲劳筛分方法 A	104
7.2	疲劳筛分方法 B	105
7.3	弹性应力分析的疲劳评定	107
7.3.1	弹性应力分析疲劳评定概述	107
7.3.2	弹性应力分析疲劳评定过程	107
7.3.3	疲劳损失系数 $K_{e,k}$ 的计算	110
7.4	弹塑性应力分析的疲劳评定	110
7.4.1	弹塑性应力分析疲劳评定概述	110
7.4.2	弹塑性应力分析疲劳评定过程	110
7.5	焊缝的疲劳评定	111
7.5.1	焊缝疲劳评定概述	111
7.5.2	焊缝疲劳评定过程	112
7.5.3	焊缝疲劳评定的修正	113
7.6	疲劳曲线说明	114
7.7	棘轮现象评定	115
7.7.1	棘轮现象的弹性分析方法	115
7.7.2	简化的弹-塑性分析	116
7.7.3	温差应力棘轮现象的评定	116
7.7.4	非整体连接件的防棘轮现象	116
7.7.5	棘轮现象的弹塑性应力分析	116

8 实验应力分析	118
8.1 电测法	118
8.1.1 电测法原理	118
8.1.2 布点方案	118
8.1.3 电测法应注意的事项	120
8.2 光弹性测量法	120
8.2.1 平面应力-光学定律	121
8.2.2 求解边界应力	121
8.2.3 求解内部应力	121
8.3 极限载荷实验	122
8.3.1 极限载荷实验注意事项	122
8.3.2 确定极限载荷步骤	123
8.4 疲劳实验	124
8.4.1 循环次数及载荷确定	124
8.4.2 加速疲劳试验	125
8.4.3 仅增加载荷或循环次数情况	126
8.4.4 K_s 、 K_n 值的确定	126
8.4.5 实验确定疲劳强度减弱系数	126
8.4.6 疲劳实验实例	127
8.4.7 本章符号说明	128
参考文献	130

1 弹性应力分析方法

1.1 压力容器中的应力分类

压力容器按弹性（应力分类）进行分析设计是 20 世纪 70 年代压力容器设计研究的新成就，它比按平均应力的常规设计更细致、更科学，结构材料的使用也更为合理。

1.1.1 应力分析设计法概述

一般讲述的容器设计方法，主要是以弹性失效为准则，平均应力为基础，而制订设计规范的。其设计公式可以从弹性理论推导出来，在进行设计时，只考虑静载荷的作用。根据这些设计公式能确定筒体与部件中平均应力的大小，只要此应力值限制在弹性范围的某一许用值，则筒体与部件便是安全的。这就是通常所称的常规设计方法。

常规设计方法的优点是：简便易行，使用经验成熟。主要缺点是：不够精确，考虑不够全面。对压力容器部分的受力以及它们对容器强度的影响缺乏精确的、深刻的分析，单纯在设计中采用较高的安全系数，企图以此来保证容器的安全可靠，没有区分薄膜应力与其他局部应力、温差引起的热应力等对强度的不同影响，片面地认为无论是整体应力还是局部应力只要达到屈服极限，整个容器便失去了正常的工作能力。但实际上，当局部应力达到屈服极限时，容器其他大部分地区应力还远远低于这一数值。

以薄壁圆筒为例，设计时只考虑薄膜应力，至于局部区域（筒体与端盖的连接部分或支承部分等处）的局部应力、温度或压力的波动引起的交变应力、材料中因存在裂纹引起的峰值应力等，都没有作详细分析，在设计时对这些应力大都不予考虑，或只作粗略的局部加强。为了保证容器的安全运转，一般都采用较高的安全系数。

如图 1-1 中封头与筒体连接处 1，接管与筒体连接处 2，由于存在边缘应力和应力集中等影响，其局部应力可能很大，甚至达到屈服极限，但筒体的其他地区，如整体薄膜区 3 的应力可能远远小于这些连接处的应力。所以，这时不仅整个容器不会达到屈服程度，而且已经达到屈服的局部地区的应力增长也要受到限制（因为边缘应力等局部应力有两个基本特性：局部性和自限性），因而不会引起整个容器破坏。

所以，不分主次，单纯地依靠提高安全系数来保证容器安全的方法，使容器绝大部分材料的潜力不能得到利用，是不经济合理的。

随着科学技术的进步，石油化学工业的发展与原子能工业的兴起，压力容器的尺寸愈来愈大，操作条件也愈苛刻。不仅要承受高压，有时伴随着高温或低温，有时载荷或温度还可能产生较大的波动。

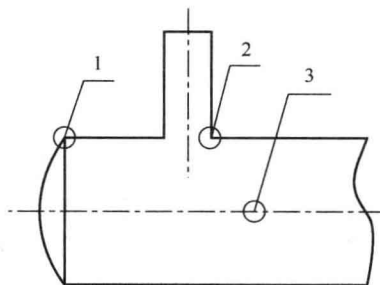


图 1-1 薄壁圆筒

1—封头与筒体连接处；2—接管与筒体连接处；
3—整体薄膜区

如果仍按常规的用单纯提高安全系数或加大壁厚的办法来进行设计,显然不是最经济合理的。而且,有时壁厚的增加还起了相反的效果(例如厚壁容器的温差应力将随壁厚的增加而有所增大),甚至因掩盖了问题的实质(如裂纹)而隐藏着灾难性的后果。所以人们有必要对容器设计中的这些在弹性失效设计观点中没考虑的问题进行深入细致地研究和探讨。将容器在各种条件下的应力状况进行分类,然后按各类应力的不同性质和特点,具体地、有针对性地规定其许用应力范围,以达到既可保证容器在各种复杂条件下工作的安全可靠,也做到合理使用材料之目的。这就是压力容器应力分析设计的总体思想。

按这种设计思想进行容器设计时必须先进行详细的应力分析,将各种外载荷或变形约束产生的应力分别计算出来,然后进行应力分类,分清主次,分别根据各类应力对容器强度影响的程度,采用不同的安全系数和不同的许用应力加以限制(如上述局部应力由于有自限性和局部性,就可以允许比整体薄膜应力有较高的许用应力值)。以保证压力容器在各类应力作用下既能安全可靠地工作,又较经济合理。这种方法就称为弹性应力分析设计法。

1.1.2 容器的应力分类

由上可知,应力分析设计方法的基本出发点是:区别应力不同的性质,选择不同的许用应力。对于压力容器,目前比较通用的分类方法是将容器各部件中的应力按其性质的不同,分为一次应力、二次应力和峰值应力。

1.1.2.1 一次应力 P (primary stress)

一次应力 P 亦称为基本应力,是由于外载荷的作用而在容器部件中产生的法向应力或切应力,它是平衡外载荷的应力。因此它有两个基本特点:①满足外部和内部的力及力矩的平衡关系,即可按静力平衡条件加以确定;②不具有自限性,当它达到或超过材料的屈服点时,将使容器过度变形而破坏。

一次应力又还可以分为以下三类。

(1) 一次总体薄膜应力 P_m (general primary membrane stress)

一次总体薄膜应力是指在容器总体范围内存在的一次薄膜应力,它对容器强度危害最大。当整体即一次总体薄膜应力达到材料的屈服点时,整个容器发生屈服。

一次总体薄膜应力的特点有:①是分布在壳体上的一种应力;②沿容器壁厚方向均匀分布;③无自限性。

例:由内压作用在圆柱形或球形壳体中产生的薄膜应力,厚壁圆筒在内压作用下的轴向应力就属于此类。此应力分布在壳体上,且沿壁厚均匀分布,在工作应力达到材料的屈服限时,沿筒体壁厚的材料同时进入屈服。

(2) 一次弯曲应力 P_b (primary bending stress)

一次弯曲应力是由内压或其他机械载荷作用产生的沿壁厚呈线性分布的法向应力。例如:平板封头或顶盖中央部分在内压作用下所产生的应力就属于此类。

一次弯曲应力的特点是:沿容器厚度方向呈线性分布。

这类应力对容器强度的危害性没有一次总体薄膜应力那么大,这是因为当最大应力(板的上下表面)达到屈服极限进入塑性状态时,其他部分仍处于弹性状态,仍能继续承受载荷,应力沿壁厚的分布随载荷的增加而重新调整分布,所以在设计中可以允许比总体薄膜应力有稍高的许用应力。

(3) 局部薄膜应力 P_l (primary local membrane stress)

在局部范围内, 由于压力或其他机械载荷引起的薄膜应力属于局部薄膜应力。例如在容器支座处由于力与力矩产生的薄膜应力就属此类。这种局部薄膜应力和一次总体薄膜应力一样, 也是沿着壁厚方向均匀分布, 但不像一次总体薄膜应力那样沿容器的整体或很大区域分布, 而是在局部地区发生。因此, 虽然这类应力具有二次应力的特征, 但从保守角度考虑, 仍将其划分为一次应力。

1.1.2.2 二次应力 Q (secondary stress)

二次应力是由相邻部件的约束或结构的自身约束引起的正应力或切应力。发生在总体变形不连续处, 它必须满足变形协调条件。

二次应力具有以下三个特点。

- i. 满足变形协调 (连续) 条件, 而不是满足外力平衡条件。
- ii. 具有局部性, 即二次应力的分布区域比一次应力要小, 其分布区域的范围与 \sqrt{Rs} 为同一量级 (R 为壳体平均半径, s 为壳体壁厚)。例如, 平板与圆柱壳连接时的边缘应力影响区域约为 $2.5\sqrt{Rs}$ 。
- iii. 具有自限性, 由于应力分布是局部的, 当二次应力的应力强度达到材料的屈服点时, 相邻部分之间的约束便得到缓和, 使变形趋向协调而不再继续发展, 应力自动限制在一定范围内。

例如: 封头与筒体连接处或其他总体结构不连续处的边缘应力 (弯曲应力) 以及一般的热应力都属于二次应力。

1.1.2.3 峰值应力 F (peak stress)

总应力中除去薄膜应力和弯曲应力 (包括一次应力和二次应力) 后, 沿壁厚方向呈非线性分布的应力叫做峰值应力。

它发生在载荷、结构形状突然改变的局部地区。或者说, 峰值应力是由于局部结构不连续 (如耳孔、小圆角半径等引起的应力集中) 而造成一次应力或二次应力上的增量。例如: 壳体与接管连接处 (内角或外角), 小的圆角半径或小孔边缘等局部处产生峰值应力。

峰值应力具有两个特点。

- i. 应力分布区域很小, 其区域范围约与容器壁厚 s 为同一量级, 引起的变形甚微。
- ii. 不会引起整个结构任何明显的变形, 但它却是导致疲劳破坏和脆性断裂的可能根源。因此一般设计中不予考虑, 只是在疲劳设计中加以限制。

1.1.3 压力容器典型零部件中的应力分布

压力容器典型零部件中的应力分布见表 1-1。

表 1-1 压力容器典型零部件中的应力分布

零部件名称	应力位置	引起应力原因	应力分类
圆柱形或球形壳体	远离不连续处的壳壁	内压	一次总体薄膜应力—— P_m 沿壁厚的应力梯度 (如厚壁筒) ——二次应力 Q
		轴向温度梯度	薄膜应力——二次应力 Q 弯曲应力——二次应力 Q
	与端盖或法兰的连接处	内压	局部薄膜应力——一次应力 P_l 弯曲应力——二次应力 Q

续表

零部件名称	应力位置	引起应力原因	应力分类
任何壳体或端盖	沿整个容器的任何截面	外部载荷或力矩或内压	沿整个截面平均的总体薄膜应力, 应力分量垂直于横截面—— P_m
		外部载荷或力矩	沿整个截面线性分布(并非沿厚度)的弯曲应力, 应力分量垂直于横截面—— P_m
	在接管或其他开孔的附近	外部载荷或力矩或内压	局部薄膜应力—— P_t 弯曲应力—— Q 峰值应力(填角或直角)—— F
	任何位置	壳体和端盖间温差	薄膜应力—— Q 弯曲应力—— Q
碟形端盖或锥形端盖	顶部	内压	一次薄膜应力—— P_m 一次弯曲应力—— P_b
	过渡区或与壳体连接处	内压	局部薄膜应力—— P_t 弯曲应力—— Q
平端盖	中央区	内压	一次薄膜应力—— P_m 一次弯曲应力—— P_b
	与壳体连接处	内压	局部薄膜应力—— P_t 弯曲应力—— Q
多孔的端盖或壳体	均匀布置的典型管孔带	压力	薄膜应力(沿横截面平均分布)—— P_m 弯曲应力(沿管孔带宽度均布, 沿壁厚线性分布)—— P_b 峰值应力—— F
	分离的或非典型的孔带	压力	薄膜应力——二次应力 Q 弯曲应力——峰值应力 F 峰值应力—— F
	垂直于接管轴线的横截面	内压外部载荷或力矩	一次总体薄膜应力(沿截面均布)—— P_m
外部载荷或力矩		沿接管截面的弯曲应力——一次薄膜应力 P_m	
接管	垂直于接管轴线的横截面	内压外部载荷或力矩	一次总体薄膜应力(沿截面均布)—— P_m
		外部载荷或力矩	沿接管截面的弯曲应力——一次薄膜应力 P_m
	接管壁	内压	一次总体薄膜应力—— P_m 局部薄膜应力—— P_t 弯曲应力—— Q 峰值应力—— F
		膨胀差	薄膜应力—— Q 弯曲应力—— Q 峰值应力—— F
衬套	任意位置	热膨胀差	薄膜应力—— F 弯曲应力—— F

续表

零部件名称	应力位置	引起应力原因	应力分类
任何部件	任意位置	沿壳壁厚度方向上的温度梯度	当量线性应力—— Q 应力分布的非线性部分—— F
任何部件	任意位置	任意原因	应力集中（缺口效应）—— F

1.2 极限设计法和安定状态

上面讨论应力分类的过程中曾指出对各种应力区别不同情况而采用不同许用应力值时，提到一次弯曲应力的许用值需用极限设计法加以确定，而二次应力的许用值需用安定性原理加以确定，下面分别对这两个问题进行讨论。

1.2.1 极限设计法

极限设计法也称极限载荷法。与过去的弹性设计方法不同点在于它认为结构的某一局部进入屈服时并不导致破坏，只有当结构整体都达到屈服才最终地达到破坏状态，也就是极限状态。在极限状态下，结构所受的外载荷（力或力矩）称为极限载荷。下面以理想弹-塑性材料的梁为例，说明与极限载荷对应力的许用值。所谓理想弹-塑性材料是指该材料的应力达到比例极限前服从虎克定律，屈服后应变增加而应力不再改变，即不存在应变硬化状态的一种理想材料。

(1) 拉伸应力的许用值

设有一直梁如图 1-2 所示，受简单拉伸，轴向外载荷为 P 。根据力的平衡条件可知，梁的任意截面 A 的应力是沿截面 A 平均分布的，它相当于容器中的一次总体薄膜应力，即一次应力为：

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

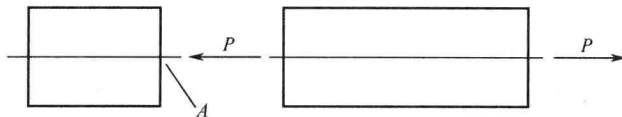


图 1-2 受拉伸的直梁简图

当整个截面进入屈服时，梁即断裂破坏，其极限载荷为：

$$P_s = \sigma_s A \quad (1-2)$$

式中 σ_s ——材料的屈服点，MPa。

故一次应力的破坏极限为 σ_s 。如 n_s 为以屈服点为基础的安全系数，则许用应力为：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (1-3)$$

因此，拉伸应力或沿截面均匀分布的一次应力的许用值为：

$$\sigma = [\sigma] \quad (1-4)$$

在这种情况下，由于任意截面以上的各点都同时进入屈服，故此许用应力值是合理的。

(2) 弯曲应力的许用值

矩形截面梁受纯弯矩 M 作用时的情况如图 1-3 所示。设其截面宽为 b ，高为 h ，根据平衡条件所求得的截面上的弯曲应力即属一次弯曲应力。

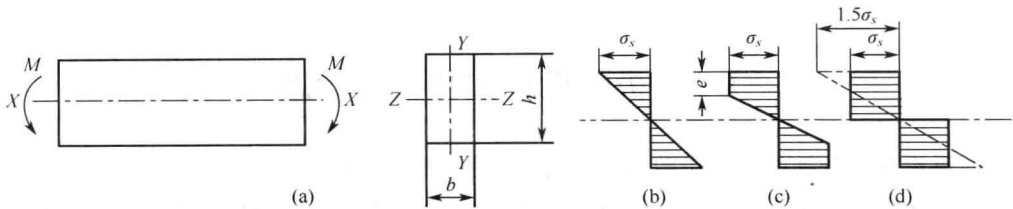


图 1-3 受纯弯矩作用的梁

根据材料力学可知，矩形截面梁的最大弯曲应力在上、下表面处，其值为：

$$\sigma_{\max} = \frac{6M}{bh^2} \quad (1-5)$$

当 $\sigma_{\max} = \sigma_s$ 时，上、下表面进入塑性状态，应力分布情况如图 1-3 (b) 所示，此时外加的弯矩值为：

$$M_1 = \sigma_s \frac{bh^2}{6} \quad (1-6)$$

虽然这时梁的表面应力已达到 σ_s ，但按极限设计原则，此时梁并未失效。若弯矩继续增大，弹性区将缩小，塑性区将扩大。假若扩大至 e [图 1-3 (c)]，相应的弯矩值可由图中的阴影面积求出：

$$M = \sigma_s be(h - e) + \sigma_s \frac{b(h - 2e)^2}{6} \quad (1-7)$$

当塑性区扩大到 $e = h/2$ 时，此时梁截面全部屈服，即到达极限状态，从式 (1-7) 可得极限弯矩 [见图 1-3 (d)]：

$$M_s = \sigma_s \frac{bh^2}{4} \quad (1-8)$$

由于此时梁的截面全部进入屈服，梁已处于破坏状态。但为了便于作出比较，假设在全屈服弯矩 M_s 的作用下梁截面上的应力也呈弹性状态分布，这样，参照弹性公式 (1-5) 可算出在此假设情况下最大的弯曲应力 σ_B [各点弯曲应力的分布情况如图 1-3 (d) 的虚线所示]。

$$\sigma_B = \frac{6M_s}{bh^2} = \frac{6\left(\frac{\sigma_s bh^2}{4}\right)}{bh^2} = \frac{3}{2}\sigma_s \quad (1-9)$$

实际上应力 σ_B 并不存在，只是为比较而假设的，故 σ_B 称为“虚拟应力”。材料的许用应力仍由式 (1-3) 确定，代入式 (1-9)，则此时梁的弯曲应力为：

$$\sigma_B = \frac{3\sigma_s}{2n_s} = 1.5[\sigma] \quad (1-10)$$

将式 (1-4) 与式 (1-10) 进行比较，可知按极限设计法算得的一次弯曲应力的许用值为拉伸应力的许用值的 1.5 倍。

这里可初步看到：由于应力种类不同和采用的设计方法不同，同一材料其所用的应力许用值也不同。

(3) 拉、弯应力联合作用时的许用应力值

矩形截面梁在拉、弯联合作用情况如图 1-4 (a) 所示，此时梁任意截面的弹性应力分布如图 1-4 (b) 所示。当载荷增加时，梁上表面的应力将首先达到材料的屈服点 σ_s [图 1-4 (c)]；载荷更大时，将形成一个塑性区 [图 1-4 (d)]。载荷继续增加，在另一表面处将形成第二个塑性区 [图 1-4 (e)]，最后，全部截面进入屈服 [图 1-4 (f)]，梁达到极限状态。此时外加弯矩及拉力值的极限载荷，可用 M_s 和 P_s 表示。

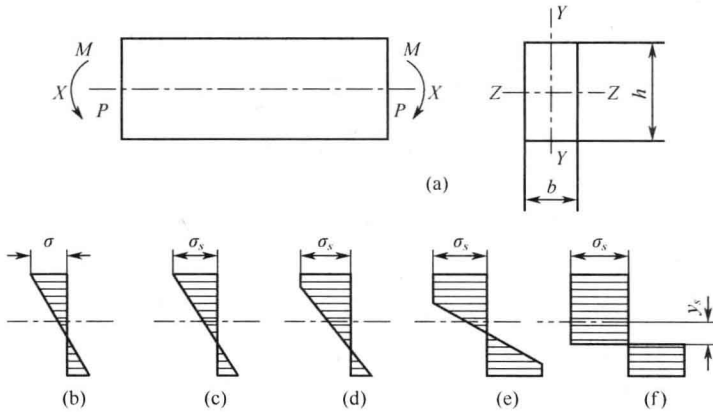


图 1-4 受拉伸与弯矩联合作用的梁

应该指出：中性层 y_s 的位置可能随加载过程的不同而产生移动，但只要规定了截面的形状、外载荷（这里指的是拉力与弯矩）增加的方式，它便是一个确定的数值。

在极限状态下，中性面偏离中间面的距离 y_s 可按内力与外力的平衡关系求得。对任意截面沿 x 方向的内力应与外力平衡，可参阅图 1-4 (f)。从力的平衡关系得：

$$b\left(\frac{h}{2} + y_s\right)\sigma_s - b\left(\frac{h}{2} - y_s\right)\sigma_s = P_s \quad (1-11)$$

由此可得出中性层的位置：

$$y_s = \frac{P_s}{2b\sigma_s} \quad (1-12)$$

再从力矩的平衡关系得

$$b\left(\frac{h}{2} + y_s\right)\sigma_s \frac{\left(\frac{h}{2} + y_s\right)}{2} + b\left(\frac{h}{2} - y_s\right)\sigma_s \frac{\left(\frac{h}{2} - y_s\right)}{2} = M_s + P_s y_s \quad (1-13a)$$

或

$$\frac{1}{4}bh^2\sigma_s + by_s^2\sigma_s = M_s + P_s y_s \quad (1-13b)$$

将式 (1-12) 中的 y_s 值代入得：

$$\frac{1}{4}bh^2\sigma_s + \frac{P_s^2}{4b\sigma_s} = M_s + \frac{P_s^2}{2b\sigma_s} \quad (1-14)$$

在等号两侧各乘以 $\frac{6}{bh^2\sigma_s}$ ，可得：

$$\frac{1}{4}bh^2\sigma_s \times \frac{6}{bh^2\sigma_s} = M_s \frac{6}{bh^2\sigma_s} + \frac{P_s^2}{4b\sigma_s} \times \frac{6}{bh^2\sigma_s} \quad (1-15)$$

以上是在拉、弯联合作用时极限状态下任意截面上力和力矩的平衡关系。如果用拉力 P_s 和弯矩 M_s 分别作用时的弹性公式计算, 则

$$\text{拉伸应力} \quad \sigma_t = \frac{P_s}{bh} \quad (1-16)$$

$$\text{弯曲应力} \quad \sigma_B = \frac{6M_s}{bh^2} \quad (1-17)$$

式中 σ_t ——梁截面中的拉应力;

σ_B ——梁截面中的弯曲应力 (与前述相同, 这时弯曲应力应为“虚拟应力”)。

将拉、弯单独作用时的式 (1-16)、式 (1-17) 代入式 (1-15), 得

$$\frac{3}{2} = \sigma_B \frac{bh^2}{6} \times \frac{6}{bh^2\sigma_s} + \frac{\sigma_t^2 b^2 h^2}{4b\sigma_s} \times \frac{6}{bh^2\sigma_s} = \frac{\sigma_B}{\sigma_s} + \frac{3\sigma_t^2}{2\sigma_s^2}$$

$$\text{即} \quad \frac{\sigma_B}{\sigma_s} = \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{\sigma_t}{\sigma_s} \right)^2 \right] \quad (1-18)$$

如果以 σ_t/σ_s 为横坐标, 以 $(\sigma_t + \sigma_B)/\sigma_s$ 为纵坐标, 则可作出矩形截面梁处在完全塑性状态时的破坏应力曲线 AB, 如图 1-5 所示。由图可看出:

当 $\sigma_t = 0$ 时, $\sigma_B = 1.5\sigma_s$ (图上的 A 点), 此即梁受纯弯曲的情况;

当 $\sigma_s = 0$ 时, 按极限设计观点则 $\sigma_t = \sigma_s$ (图上的 B 点), 此即梁受简单拉伸的情况。

曲线 AB 上其他各点表示 σ_t 与 σ_s 联合作用下的情况。曲线的形状与拉伸和弯曲应力的比值有关。

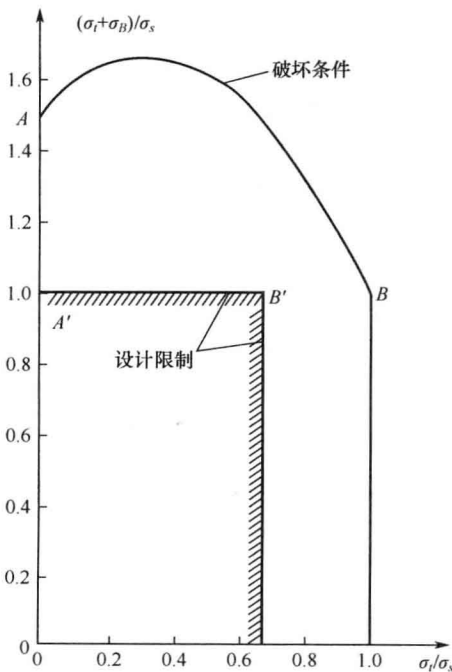


图 1-5 拉伸与弯曲联合作用时破坏条件和设计许用值

进行具体设计时, 许用应力值还需考虑安全系数 n_s 。按美国 ASME 设计规范规定, 取安全系数 $n_s = 1.5$, 所以在弯曲时, 弯曲应力许用值是 $[\sigma_B] = 1.5 \frac{\sigma_s}{n_s} = \sigma_s$ (图中的 A' 点); 在纯拉伸时, 拉伸应力

的许用值 $[\sigma_t] = \frac{\sigma_s}{n_s} = 0.67\sigma_s$ (相当于图中 B' 点所对应的横坐标值)。

而在应力 $(\sigma_t + \sigma_B)$ 的联合作用下, 由于破坏应力是变化的, 许用应力应随该两种应力的组合情况的不同而随之变化。但为了简化起见, 都近似地规定其值为 $(\sigma_t + \sigma_B) = \sigma_s$, 即相当于 $1.5[\sigma]$, 故图中在纵坐标等于 1 处为一水平直线 A'B'。由此可见图 1-5 中以阴影框出的范围是当拉、弯应力联合作用时, 考虑了安全系数后, 按照极限设计来选定的许用应力值。

1.2.2 安定状态——确定二次应力许用值的依据

前已述及, 在容器或结构部件的总体不连续区或温度不均匀区之间, 要满足变形协调条件, 将会产生二次应力, 而二次应力的许用范围要以“安定状态”的概念来说明。这里所指的“安定状态”, 是结构构

件中的某一微小区域在载荷、温度变化的过程中，仅在第一次变化时才出现一定量的塑性变形，而在以后的循环变化过程中，不会再出现新的塑性变形，也不会导致第一次塑性变形的连续循环，它以后的应力-应变关系将保持在新的弹性循环中。称该结构是处于“安定状态”下工作的。

要将应力值定在哪一范围内才能使容器或构件保持在“安定状态”下工作呢？这就必须分析其在加载和卸载过程中的应力、应变的变化情况。如以 σ_1 表示“虚拟应力”值，即将构件在弹-塑性变形中的总应变 ϵ_1 ，按假想的纯弹性变形而折合成对应的应力，亦有 $\sigma_1 = E\epsilon_1$ 的关系。当材料为理想弹-塑性材料时，安定状态的概念按下列两种情况说明。

(1) 当“虚拟应力”大于材料的屈服极限而小于两倍屈服极限，即 $\sigma_s < \sigma_1 < 2\sigma_s$ 时如图 1-6 所示，设容器或部件某点在加载时出现了塑性变形。

应变值增到 ϵ_1 ，假若按照弹性分析则其应力-应变关系将按直线 OAB' 变化。最大应力“虚拟应力”为 $\sigma_1 = E\epsilon_1$ ，当然这种情况实际上并不存在。因为材料是理想塑性体，应力达到屈服以后就不再增加，而应变将继续增加，应力-应变关系是按照 OAB 进行的。这里 B 或 B' 点所表示的应变值是相同的。容器在卸载时，应力将沿 BC 线下降，且平行于 OA 线。当拉应力降至零，即达到 BC 线与横坐标轴的交点 C 处，这时尚留有残余应变 $(\epsilon_1 - \epsilon_s)$ ；而当应变值为零时，即图中 D 点，便存在了残余压应力 $E(\epsilon_1 - \epsilon_s)$ ，相当于纵坐标的 OD 值。

当容器第二次加载时，应变由零增至 ϵ_1 ，应力则从 D 点开始沿直线 DB 到达 B 点，即残余压应力先减小至零，然后变为拉应力，再增加至 σ_s ，故应力范围便增加了 OD 值即 $(\sigma_1 - \sigma_s)$ 。此后，如果容器反复加载与卸载，如其加载值不超过第一次加载值，其应力-应变关系将始终沿直线 DB 与 BD 线往返，完全呈弹性状态，不再出现塑性变形。也就是说，这时可以采用弹性分析方法来处理这一情况。此时结构的工作状况是稳定的，即处于安定状态。

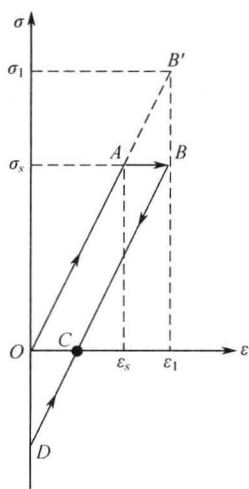


图 1-6 当 $\sigma_s < \sigma_1 < 2\sigma_s$ 时的应力-应变关系

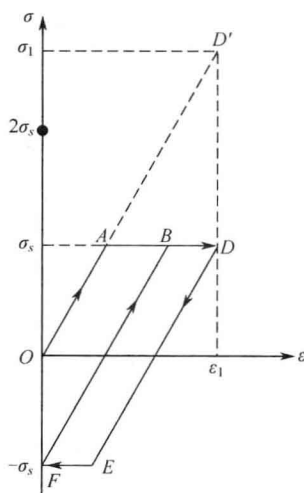


图 1-7 当 $\sigma_1 > 2\sigma_s$ 时的应力-应变关系

(2) 当虚拟应力大于材料屈服限的两倍，即 $\sigma_1 > 2\sigma_s$ 时

参阅图 1-7，如果容器在第一次加载时，应力-应变沿 $OABD$ 线进行，应变从零增至 $\epsilon_1 > 2\epsilon_s$ ，即“虚拟应力” $\sigma_1 > 2\sigma_s$ ，相当于图中的 D' 点。容器卸载时，应力沿 DEF 线变化，且自 D 点到 E 点后，由于压应力到达材料压缩时的屈服限而产生压缩塑性应变（称为