

高等学校轻工专业试用教材

制浆造纸机械与设备

华南工学院 天津轻工业学院 合编

上 册

轻工业出版社

TS73

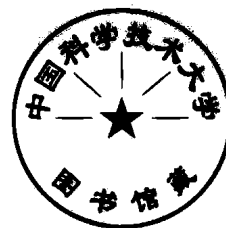
4-1

高等学校轻工专业试用教材

制浆造纸机械与设备

(上 册)

华南工学院 天津轻工业学院 合编



轻工部出版

内 容 提 要

本书分上、下两册。上册包括制浆造纸通用设备、制浆设备；下册包括打浆、造纸、整饰和纸加工机械。

本书作为高等学校制浆造纸机械专业教材，也可供制浆造纸工艺专业师生、工厂业余大学有关专业、制浆造纸设计部门以及工厂的技术人员参考。

高等学校轻工专业试用教材

制浆造纸机械与设备(上册)

华南工学院 天津轻工业学院 合编

*

轻工业出版社出版

(北京阜成路3号)

外文印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

*

787×1092毫米 1/16 印张：29⁸/₁₆，插页：2 字数：733千字

1981年11月 第一版第一次印刷

印数：1—8,000 定价：3.20元

统一书号：15042·1583

前 言

本教材根据轻工业部组织的制浆造纸机械专业教材编审委员会通过的编写大纲，由华南工学院和天津轻工业学院联合编写，由华南工学院主编，并经编审委员会审定。

在编写过程中，努力运用了辩证唯物主义观点来阐述教材内容，注意了加强基础理论，力求做到理论联系实际，便于学生自学和培养学生分析和解决问题的能力。本教材比较系统地阐述了主要制浆造纸机械的工作原理、结构、设计方法及其实践知识；在选材方面反映了我国实际情况，并适当地介绍了国外先进技术。

本书分上、下两册，上册包括制浆造纸通用设备、制浆设备；下册包括打浆、造纸、整饰和纸加工机械。在教学计划中，本课程与《制浆造纸工艺》、《制浆造纸机械制造工艺》两门课程紧密衔接、相互配合，授课时数约 160 学时，上、下册各占一半。

本教材由天津轻工业学院林振德编写第一篇第一、三章，李冠林编写第一篇第二章，魏钟编写第二篇第三章和第五篇第一章；华南工学院陈廷俊编写第二篇第一、四、六章，罗陶兰编写第二篇第二章第一至三节和第五章，李世扬编写第二篇第二章第四节和第三篇，蓝福堂编写第四篇第一至六章，杜达安编写第四篇第七、八章和第五篇第二至五章。

全书由魏钟、陈廷俊和蓝福堂负责主编。

本教材承轻工业部轻工机械设计研究所审查，上册主审人傅志宗，下册主审人马伯龙。

本书编写过程中曾得到上海造纸机械厂、安阳轻工机械厂设计研究所、西安造纸机械厂设计室、天津轻工机械厂等有关设计研究单位和工厂的大力支持和帮助，对此表示谢意。

由于水平有限，书中难免有不足之处，恳切希望使用本教材的同志提出宝贵意见。

编 者

目 录

第一篇 制浆造纸通用设备

第一章 容器设计	(1)
第一节 概 述	(1)
一、容器的分类	(1)
二、容器零部件的标准化	(2)
第二节 内压薄壁圆筒的设计	(4)
一、薄壁壳体的无力矩理论	(4)
二、内压圆筒的强度计算公式	(8)
三、设计公式中各参数的取法	(9)
四、筒体的最小壁厚	(11)
五、容器的压力试验	(12)
六、边界问题	(12)
第三节 内压封头设计	(13)
一、半球形封头	(14)
二、碟形封头	(14)
三、椭圆形封头	(15)
四、锥形封头	(16)
五、平板盖	(17)
第四节 外压薄壁容器的设计	(19)
一、外压圆筒的稳定性计算	(19)
二、加强圈	(22)
三、外压封头的设计	(24)
第五节 容器开孔与补强	(25)
一、接管、视孔、手孔和人孔	(25)
二、开孔补强	(26)
第六节 容器与设备的支座	(29)
一、直立设备的支座	(29)
二、卧式设备支座	(38)
第七节 法兰密封与转轴密封	(39)
一、法兰连接密封	(40)
二、转轴密封	(45)
第二章 原材料运输设备	(54)
第一节 概 述	(54)
第二节 原材料运输设备	(54)
一、带式输送机	(54)

二、链式拉木机	(64)
三、埋刮板式运输机	(74)
四、斗式提升机	(81)
五、螺旋运输机	(87)
第三节 气力运输设备	(91)
一、概 述	(91)
二、气力运输的基本原理	(93)
三、气力运输装置的主要构件	(95)
四、气力运输装置的设计	(96)
第三章 浆料的输送及贮存设备	(102)
第一节 浆料在圆管中的流动及其压头损失	(102)
一、牛顿流体与非牛顿流体	(102)
二、浆料的流动特征	(103)
三、压头损失计算	(106)
四、最经济的浆流速度	(110)
第二节 浆泵的类型、特性选择及其结构	(113)
一、离心式浆泵	(113)
二、高浓浆泵	(121)
第三节 贮浆池的结构类型及其搅拌器	(128)
一、贮浆池的结构型式	(129)
二、贮浆池搅拌器	(132)

第二篇 制 浆 设 备

第一章 备料设备	(137)
第一节 概 述	(137)
一、木材备料过程及设备	(137)
二、草料、芦苇、蔗渣的备料及其设备	(138)
第二节 剥皮机	(139)
一、圆筒剥皮机	(139)
二、环式剥皮机	(146)
三、刀式剥皮机	(148)
第三节 削片机	(150)
一、刀盘式削片机的结构	(150)
二、刀盘式削片机的工作原理	(152)
三、刀盘式削片机结构参数的选择	(155)
四、刀盘式削片机的演进	(157)
五、刀盘式削片机的切削阻力与功率计算	(162)
六、刀盘式削片机的生产能力计算	(163)
七、其他结构的削片机	(164)
第四节 切草机和切苇机	(166)
一、刀辊式切草机	(167)
二、切苇机	(169)

第五节 ³ 原料的筛选和除尘设备	(172)
一、原料筛选设备	(172)
二、草类原料的除尘与净化设备	(176)
三、草尘处理系统和含尘气体净化设备	(180)
第六节 料仓	(181)
4 一、料仓的一般性问题	(181)
二、锥底料仓	(183)
三、平底料仓	(186)
第二章 机械浆设备	(190)
第一节 磨木机的类型	(191)
一、间歇式磨木机	(192)
二、连续式磨木机	(196)
三、压力磨木机	(200)
第二节 磨木机的主要性能参数	(200)
一、磨木弧长及料箱宽度	(200)
二、磨石的线速度	(203)
三、磨石表面的单位压力(比压)	(204)
四、磨木机的功率计算	(205)
五、磨木机的生产能力	(206)
第三节 链式磨木机	(206)
一、链式磨木机的结构	(207)
二、刻石装置及装木装置	(213)
三、磨石	(217)
四、磨木机主轴受力分析	(226)
第四节 木片磨木浆设备	(229)
一、木片洗涤机	(230)
二、木片磨浆机的组成	(230)
三、对磨浆机结构设计的要求	(231)
四、木片磨浆机的磨盘	(233)
五、磨盘压力、间隙调节机构	(236)
六、磨浆机轴承的润滑装置	(240)
七、木片磨浆机的类型	(240)
八、木片磨浆机的发展	(243)
第三章 蒸煮设备	(247)
第一节 概述	(247)
5 ✓ 第二节 间歇式蒸煮锅	(248)
一、蒸球	(248)
二、硫酸盐蒸煮锅	(251)
三、亚硫酸盐衬砖蒸煮锅	(266)
四、不锈钢作保护层的蒸煮锅	(278)
第三节 连续蒸煮设备	(282)
一、卡米尔连续蒸煮设备	(283)

二、潘迪亚式连续蒸煮设备	(293)
三、其他型式的进料器及排料器	(298)
第四节 蒸煮设备采用的换热器	(301)
一、列管换热器	(301)
二、螺旋换热器	(305)
三、板式换热器	(306)
四、板壳式换热器	(307)
第四章 纸浆的洗涤、浓缩和漂白设备	(310)
第一节 洗涤设备概述	(310)
一、纸浆洗涤的目的	(310)
二、洗涤工作原理	(310)
三、洗涤设备类型	(311)
第二节 洗涤指标与设备效率计算	(311)
一、纸浆洗涤指标	(311)
二、与洗涤效果有关的名词术语	(312)
三、洗涤设备效率的计算	(313)
第三节 转鼓式过滤机	(316)
一、圆网浓缩机	(316)
二、特殊形式的圆网浓缩机	(317)
三、真空洗浆机	(318)
四、落差式洗浆机	(328)
五、压力洗浆机	(330)
第四节 挤压式洗涤设备	(332)
一、螺旋挤浆机	(332)
二、双辊挤浆机	(337)
三、双筒挤浆机	(339)
四、锥盘挤浆机	(343)
第五节 连续置换洗涤器等新设备	(344)
一、连续置换洗涤器	(344)
二、多盘式真空过滤机	(346)
第六节 漂白设备	(348)
一、漂浆机	(348)
二、多段连续漂白设备	(350)
第五章 浆料的筛选设备	(358)
第一节 概 述	(358)
一、浆料筛选的目的及筛选设备的分类	(358)
二、浆料筛选过程的有关名词及术语	(359)
三、纤维悬浮液筛选过程	(360)
四、筛浆机的生产能力	(361)
第二节 通过式、压力式及离心式筛浆机	(362)
一、概 述	(362)
二、压力筛	(367)

三、C 型离心筛·····	(376)
第三节 振动式筛浆机·····	(384)
一、概 述 ·····	(384)
二、高频振框式平筛(除节机) ·····	(384)
三、高频振动圆筛 ·····	(388)
第四节 除渣设备·····	(391)
一、立式离心除渣机 ·····	(391)
二、涡旋式除渣器 ·····	(392)
第六章 回收设备·····	(403)
第一节 <u>蒸发器与蒸发站</u> ·····	(403)
一、废液蒸发概述 ·····	(403)
二、蒸发器的典型结构 ·····	(405)
三、蒸发器结构设计要点 ·····	(410)
四、黑液蒸发站与提高蒸发能力的途径 ·····	(413)
第二节 <u>碱回收炉</u> ·····	(418)
一、碱回收炉的组成和主要型式 ·····	(418)
二、全水冷壁碱回收喷射炉 ·····	(425)
三、烟气的净化和黑液直接接触蒸发器 ·····	(431)
第三节 <u>苛化和石灰回收设备</u> ·····	(438)
一、石灰消化器和苛化器 ·····	(438)
二、澄清器、洗涤器与带式过滤机 ·····	(441)
三、石灰回收设备 ·····	(443)
第四节 <u>亚硫酸镁盐回收设备</u> ·····	(449)
一、概 述 ·····	(449)
二、镁盐回收炉 ·····	(450)
三、制酸系统与 SO ₂ 的吸收设备·····	(454)
第五节 <u>流化床回收设备</u> ·····	(456)
一、流化过程的基本概念 ·····	(456)
二、流化床作为燃烧炉处理废液的一些特点与设计原则 ·····	(457)
三、碱法蔗渣浆废液流化床回收设备 ·····	(458)

第一篇 制浆造纸通用设备

第一章 容器设计

第一节 概 述

制浆造纸工业中,使用各种各样的设备,有的用来贮存物料,例如各种贮槽、计量罐、高位槽、喷放锅,有的用于进行物理过程或化学反应,例如换热器、蒸发器、吸收塔、蒸煮锅。如图 1-1-1 和图 1-1-2 所示的卧式贮槽和蒸煮锅。根据工艺要求,它们在不同压力、不同温度下工作。这些设备虽然用途和结构各异,内部构件的型式更是多种多样,但是它们都有一个外壳,这个外壳就叫做容器。所以,容器是制浆造纸生产中所用各种设备外部壳体的总称。

容器一般是由筒体(又称壳体)、封头(又称端盖)、法兰、支座、接口管及人孔、手孔、视镜等组成,它们统属于化工设备通用零部件。常、低压化工设备通用零部件大都已有标准,设计时可直接选用。

本章主要介绍中、低压容器设计的一般方法以及有关的规范和标准。

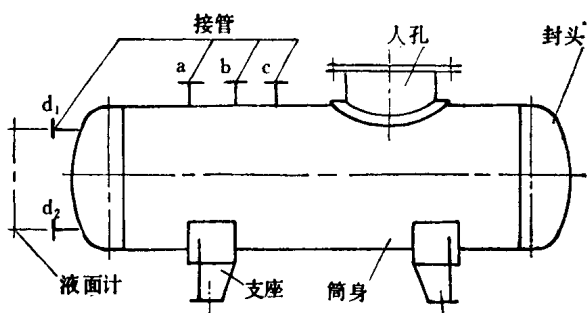


图 1-1-1 卧式贮槽

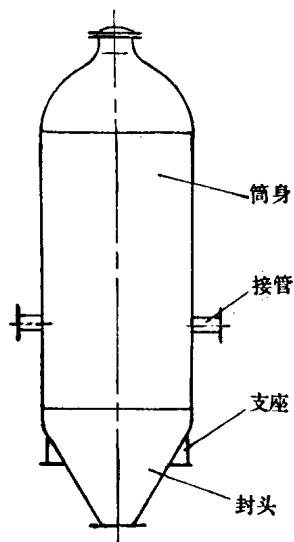


图 1-1-2 蒸煮锅示意

一、容器的分类

容器通常按受力情况、容器形状以及结构材料等进行分类。

按受力情况容器可分为常压容器、内压容器与外压容器。当容器内部介质压力大于外界

压力时,称为内压力容器,反之称为外压力容器。

内压力容器按其所能承受的工作压力,可以分为中、低压容器和高压容器两类。通常将设计压力低于 100 公斤力/厘米²(≈ 10000 千帕)的称为中、低压容器,其中低于 0.7 公斤力/厘米²(≈ 70 千帕)的称为常压容器; 0.7~16 公斤力/厘米²($\approx 70\sim 1600$ 千帕)的称为低压容器; 16~100 公斤力/厘米²($\approx 1600\sim 10000$ 千帕)的称为中压容器。高于 100 公斤力/厘米²(≈ 10000 千帕)的称为高压容器。

按壁厚有薄壁容器与厚壁容器之分。它们是按其外直径 D_o 及内直径 D_i 的比值 K ($K = D_o/D_i$) 的大小而划分的。 $K < 1.2$ 的称为薄壁容器, $K > 1.2$ 的称为厚壁容器。薄壁容器与厚壁容器在计算方法上是不相同的。厚壁容器大多数是在高压、高温条件下应用的。制浆造纸工业中应用最广的是薄壁容器。

按容器形状来看,有方形或矩形、球形、圆筒形等。方形或矩形容器是由平板焊成,制造简单,但承压能力差,故只用于小型常压贮槽。球形容器的特点是材料最节省,承压能力好,但制造较困难,且设备内件安排很不便,除在造纸工业中用作蒸球外,一般仅用作贮罐。圆筒形容器是由圆柱形筒体和各种成型封头(半球形、碟形、椭圆形、锥形、平板盖等)所组成。作为容器主体的圆柱形筒体,制造容易,安装内件方便,承压能力较好,因此这种组合形容器应用最广。

按制造所用的材料来看,容器有金属的和非金属的两类。金属容器中,目前应用最多的是低碳钢和普通低合金钢,此外还有不锈钢、复合钢板、铜、铝等材料制作的容器。非金属材料既可制成容器的构件,又可作容器的衬里。常用的有聚氯乙烯、玻璃钢、不透性石墨、化工搪瓷、化工陶瓷以及耐酸砖、板或橡胶衬里。

容器的结构尺寸,容器的制造与施工,在很大程度上取决于所选用的材料。不同材料的化工容器有不同的设计规定。本章仅讨论钢制化工容器的设计。

二、容器零部件的标准化

为了便于设计,有利于成批生产、降低成本、提高效率、保证质量并便于互换,我国有关部门已制定了一系列的容器零部件标准,例如容器直径、封头、法兰、支座、人孔、手孔以及视镜等的标准。

有了标准系列后,我们在进行容器的设计和选用时,就可以根据生产的要求,按照不同的直径、压力、温度和制造容器的材料参照标准规定选用。

容器零部件标准化最基本的参数是公称直径 D_g 和公称压力 P_g 。

对筒体及封头来说,公称直径是指它们的内径。它是把不同尺寸的直径按等级归纳成一系列的整数值。压力容器公称直径列于表 1-1-1。

表 1-1-1 压力容器的公称直径 D_g (毫米)

300	(350)	400	(450)	500	(550)	600	(650)	700
800	900	1000	(1100)	1200	1300	1400	(1500)	1600
(1700)	1800	(1900)	2000	(2100)	2200	(2300)	2400	2600
2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000		

注:带括号的公称直径应尽量不采用。

当筒体的直径较小, 直接采用无缝钢管作筒体时, 容器的公称直径是指钢管的外径, 其公称直径可按表 1-1-2 选取。

表 1-1-2 无缝钢管制作筒体时容器的公称直径(毫米)

159	219	273	325	377	426
-----	-----	-----	-----	-----	-----

设计时应将工艺计算初步确定的设备直径, 圆整到表 1-1-1 或表 1-1-2 所列的公称直径。

管道的公称直径, 一般既不是它的内径, 也不是它的外径, 而是与管子的外径相近又小于外径的一个数值。只要管子的公称直径一定, 管子的外径也就确定了, 而管子的内径则根据壁厚不同有多种尺寸。无缝钢管的公称直径列于表 1-1-3。

表 1-1-3 无缝钢管的公称直径 D_g 与外径 d_e (毫米)

D_g	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	500
d_e	14	18	25	32	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	245	273	325	377	426	480	530

用来输送水、煤气以及用于采暖的管子往往是采用有缝钢管。这种有缝钢管的公称直径既可用国际单位制(毫米)表示, 也可用英制(英寸)表示。它的尺寸系列见表 1-1-4。

表 1-1-4 水、煤气输送钢管的公称直径 D_g 与外径 d_e

D_g	毫米	6	8	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150
	英寸	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	6
d_e	毫米	10	13.5	17	21.25	26.75	33.5	42.25	48	60	75.5	68.5	114	140	165

对于法兰来说, 它的公称直径是指与它相配的筒体或管子的公称直径。

在制定零部件标准时, 只有公称直径这样一个参数是不够的。即使是公称直径相同的筒体、封头或法兰, 只要它们的工作压力不相等, 那么它们的其他尺寸也就不会一样。所以还要规定另一基本参数——公称压力 P_g 。

所谓公称压力是将压力容器和管子等零部件所承受的压力分为若干个规定的压力等级。公称压力一般有 1, 2.5, 4, 6, (8), 10, (12.5), 16, 25, 40 公斤力/厘米² 等压力等级。即 100, 250, 400, 600, (800), 1000, (1250), 1600, 2500, 4000 千帕等压力等级。

公称压力是指制造容器的材料在某一温度范围内(如碳钢制容器取温度由 0~200℃), 所能承受的最大工作压力。若容器工作温度较高而超过规定值时, 考虑到高温时材料强度降低的影响, 故承受最大工作压力亦相应地减小。

设备的实际工作压力当然经常是不等于某一个压力等级, 设计时则采用和实际工作压力相近而稍大一级的公称压力。

第二节 内压薄壁圆筒的设计

内压薄壁圆筒的设计任务主要是根据操作条件和制造工艺来确定筒体的结构和壁厚,对已有容器也可进行强度校核或最大允许操作压力的验算。

为此,首先根据壳体的受力情况确定其应力状态,然后应用一定的强度理论求出相当应力,拟定强度公式。

一、薄壁壳体的无力矩理论

分析壳体的应力通常有两种理论,一种是有力矩理论,一种是无力矩理论。无力矩理论又称薄膜理论,它假定壁厚与直径相比很小,即认为器壁很薄,几乎象薄膜那样,只能承受拉(压)应力,无法承受弯矩,象这种器壁中的应力称为薄膜应力。这样的假定是近似的,可简化工程计算。实际上即使是薄壁壳体,在其受载荷时,壳壁还是存在着弯曲应力,因此有力矩理论的分析较为精确。但应用有力矩理论进行计算,数学运算很复杂,况且一般回转薄壳中的弯曲应力很小,设计时略去弯曲的影响,不致造成太大的误差,所以工程计算中一般都采用比较简便但精确性稍差的无力矩理论。

(一)回转壳体的几何概念

任何直线或平面曲线绕其同平面内的轴线旋转一周而形成的表面称为回转曲面。例如,半圆形曲线绕其直径回转一周形成圆球面,直角三角形绕其一直角边回转一周形成圆锥面。又如图 1-1-3 是由平面曲线 OA 绕该平面上轴 OZ 旋转一周而形成的曲面,上述曲面都是回转曲面。

如一壳体的中间面是回转曲面,则此壳体称为回转壳体。所谓中间面就是指与壳体内外表面等距离的曲面,即平分壳壁厚度的曲面。

图 1-1-3 表示一回转壳体的中间曲面,此曲面是由平面曲线 OA 绕其同一平面内的 OZ 轴回转而成。形成中间曲面的曲线 OA 称为母线;在某一点 M 垂直于中间面的直线 MN 称为中间面在该点的法线;通过回转轴的平面与中间面相交的曲线称谓经线,对于回转壳体,经线与母线显然是可以重合的。垂直于回转轴的平面并与中间面相割而形成的圆称为平行圆或纬线;此圆的半

径,称为平行圆半径;中间面上任一点的经线的曲率半径,称为中间面在该点的第一主曲率半径;中间面与通过经线上同一点且垂直于经线的平面相割时,也形成一曲线,此曲线在该同点处的曲率半径,称为中间面在该点的第二主曲率半径;曲率半径的末端 K_1 及 K_2 称为中间面在该点的曲率中心。

(二)微体平衡方程式

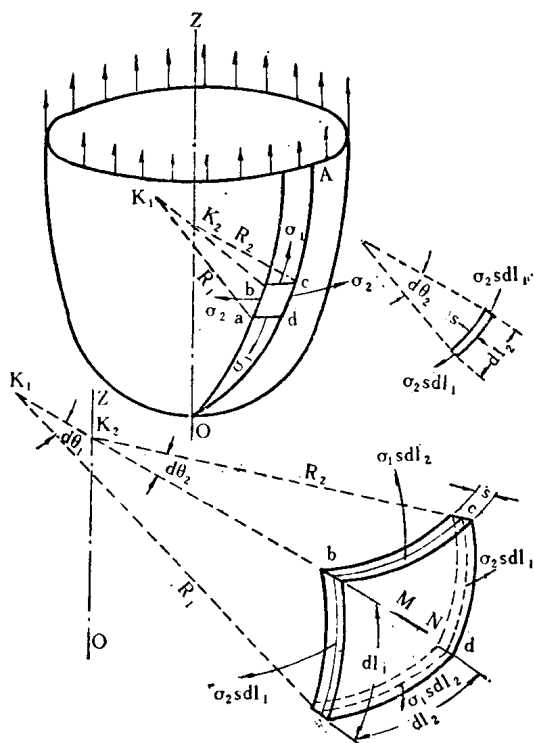


图 1-1-3 回转壳体

为了求解壳体中任意一点的经向应力和周向应力，可在受内压的壳体上，以两个相距很近的经线切面 ab 与 dc 及两个垂直于经线相距很近的切面 ad 与 bc 切割出一微体，参阅图 1-1-3，则微体的四个截面上都将承受力及力矩。但因壳壁很薄，壁厚与曲率半径比较起来很小，且壳体母线没有任何折曲时，则产生的力矩很小，可以忽略不计，而认为壳体截面上没有弯曲应力。因为回转壳体是轴对称的，壳体内部又是承受轴对称载荷，故微体各截面上没有剪应力或很小。微体将只受拉应力。

微体上所作用的内力与外载荷可表示如图 1-1-3 所示。

在图 1-1-3 中，令：

S —— 壁厚(厘米)

R_1 —— 中间面第一曲率半径(厘米)

R_2 —— 中间面第二曲率半径(厘米)

σ_1 —— 经向应力，垂直于 bc 或 ad 截面(公斤力/厘米²)

σ_2 —— 周向应力，垂直于 ab 或 cd 截面(公斤力/厘米²)

dl_1 —— 微体在经线上的长度(厘米)

dl_2 —— 微体在纬线上的长度(厘米)

P —— 壳体的内压力(公斤力/厘米²)

$d\theta_1$ —— 微体上两个第一曲率半径的夹角(弧度)

$d\theta_2$ —— 微体上两个第二曲率半径的夹角(弧度)

列微体的平衡方程式：

由于压力作用而在微体 $abcd$ 上所产生的力(P)可写作

$$P = P dl_1 dl_2$$

微体四个截面上的总拉力分别是

bc 与 ad 截面上的经向力： $U = \sigma_1 s dl_2$

ab 与 cd 截面上的周向力： $T = \sigma_2 s dl_1$

所有作用在微体上的力，沿微体法线方向的分力代数和应等于零，所以

$$2\sigma_1 s dl_2 \sin \frac{d\theta_1}{2} + 2\sigma_2 s dl_1 \sin \frac{d\theta_2}{2} - P dl_1 dl_2 = 0 \quad (1-1-1)$$

角 $d\theta_1$ 及 $d\theta_2$ 很小，可取

$$\sin \frac{d\theta_1}{2} \approx \frac{d\theta_1}{2} = \frac{dl_1}{2R_1}$$

$$\sin \frac{d\theta_2}{2} \approx \frac{d\theta_2}{2} = \frac{dl_2}{2R_2}$$

代入(1-1-1)式并移项，得

$$\frac{\sigma_1 s dl_1 dl_2}{R_1} + \frac{\sigma_2 s dl_1 dl_2}{R_2} = P dl_1 dl_2$$

两边除以 $s dl_1 dl_2$ ，得

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{P}{s} \quad (1-1-2)$$

这一联系薄壳应力 σ_1 及 σ_2 的方程式，称为微体平衡方程式，或称拉普拉斯方程式。

(三)区域平衡方程式

微体平衡方程式中有两个未知数 σ_1 及 σ_2 ，为了求得确定的解，需要再列出一个平衡方程式，此式可由部分壳体沿轴线方向的静力平衡条件求得，即研究 σ_1 和外载荷 P 的关系。

在图 1-1-4 中，如用一个垂直于 OZ 轴的平面 nn' 来切割壳体，并取截面以下的截体作为分离体，则可根据此截体的平衡条件列出一个条件方程式。

取出下部分壳体 non' ，其上的总内力为： $2\pi r_k s \sigma_1$ ，式中 r_k 为截面处的平行圆半径。内力沿旋转轴 OZ 方向的分量为： $2\pi r_k s \sigma_1 \cos \varphi$ 。

外载荷沿旋转轴方向的分力计算如下：

在图 1-1-4 的截体 non' 中，任作两个平行圆，割取宽度为 dl 的环带 KK' ，如壳体在 KK' 处的流体内压力为 P ，则环带上所受的总外载荷为 $p2\pi r dl$ ，其沿 OZ 轴方向的分力为：

$$dQ = P \times 2\pi r dl \cos \alpha$$

由图 1-1-4 可知

$$\cos \alpha = \frac{dr}{dl}$$

所以

$$dQ = P \times 2\pi r dr$$

在部分截体 non' 上作用的外载荷沿旋转轴 OZ 方向总的分量为

$$Q = 2\pi \int_0^{r_k} P r dr$$

若壳体只承受气体压力，则 $P = \text{常数}$ ，上式可写作

$$Q = 2\pi P \int_0^{r_k} r dr = \pi P r_k^2$$

如壳体内装有重度为 γ 、高度为 H 的液体，如图 1-1-5，则在高度为 h 处的液体压力是

$$P = \gamma(H-h)$$

$$Q = 2\pi \int_0^{r_k} [\gamma(H-h)] r dr = \gamma \pi r_k^2 H - 2\pi \gamma \int_0^{r_k} h r dr$$

如已知母线 mo 的曲线方程式，则将此曲线方程式中 h 与 r 的关系代入上式，积分式 $\int_0^{r_k} h r dr$ 就很容易积出。

部分壳体沿旋转轴方向的平衡方程式可写为

$$Q = 2\pi r_k s \sigma_1 \cos \varphi \quad (1-1-3)$$

此式称为容器的区域平衡方程式。

微体平衡方程式与区域平衡方程式是无力矩理论中的基本方程式。

(四) 无力矩理论在几种典型壳体上的应用

一般求回转壳体中的应力时，必须解下列两个联立方程式：

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{P}{s}$$

$$Q = 2\pi r_k s \sigma_1 \cos \varphi$$

但对某些形状比较简单的壳体，如球形，采用其中之一已可解决问题。现以承受气体压力的

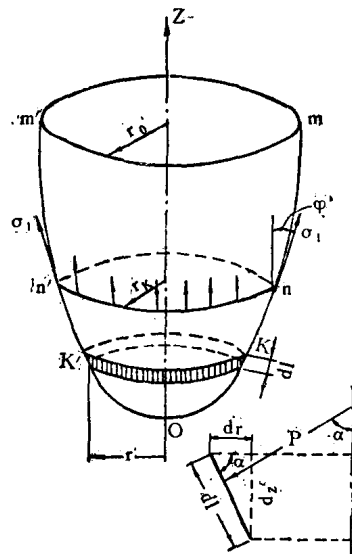


图 1-1-4 截体上的应力分布

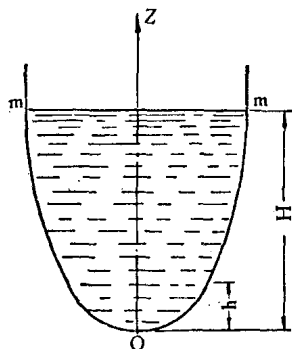


图 1-1-5 盛液体的壳体

壳体予以说明。

1. 球形壳体

对于球形壳体, 由于各点的曲率半径相等, 即 $R_1=R_2=R$, 所以球壳上各点的经向应力与周向应力也相等, 即

$$\sigma_1=\sigma_2=\sigma$$

将这两个关系代入(1-1-2)式, 得:

$$\frac{2\sigma}{R}=\frac{p}{s}$$

∴

$$\sigma_1=\sigma_2=\sigma=\frac{PR}{2s} \quad (1-1-4)$$

2. 圆筒形壳体

对于圆筒形壳体, $R_1=\infty$, $R_2=R$, 代入(1-1-2)式, 得:

$$\frac{\sigma_1}{\infty}+\frac{\sigma_2}{R}=\frac{p}{s}$$

$$\sigma_2=\frac{PR}{s} \quad (1-1-5)$$

利用(1-1-3)式求 σ_1 。而 $r_k=R$, $\varphi=0$ 及 $Q=P\pi R^2$, 代入(1-1-3)式得:

$$2\pi R s \sigma_1=\pi R^2 P$$

$$\sigma_1=\frac{PR}{2s} \quad (1-1-6)$$

比较(1-1-5)式和(1-1-6)式, 可见 $\sigma_2=2\sigma_1$, 即周向应力是经向应力的二倍。因此在设计圆筒形容器时, 必须注意两点: 经向(圆筒轴线方向)焊缝的强度必须高于环向焊缝; 若在筒身上开椭圆形人孔, 则其短轴必须放在圆筒的轴线方向, 如图(1-1-6)所示。

3. 锥形壳体(图 1-1-7)

锥形壳体的母线是直线, 壳体上任一点M的二个主曲率半径为:

$$R_1=\infty$$

$$R_2=\frac{y}{\cos \alpha} \times \operatorname{tg} \alpha$$

其中 α 是半锥顶角。

由式(1-1-2)求出周向应力 σ_2 :

$$\frac{\sigma_1}{\infty}+\frac{\sigma_2}{R_2}=\frac{p}{s}$$

$$\sigma_2=\frac{p R_2}{s}$$

$$\sigma_2=\frac{p y \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}}{s}=\frac{p y \operatorname{tg} \alpha}{s \cos \alpha}$$

(1-1-7)

任一点M的经向应力 σ_1 可由式(1-1-3)求取:

$$2\pi r S \sigma_1 \cos \alpha=\pi r^2 P$$

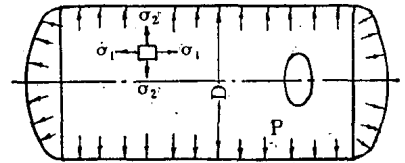


图 1-1-6 承受气压的圆筒形壳体

$$\sigma_1 = \frac{Pr}{2S \cos \alpha}$$

而 $r = y \tan \alpha$

$$\therefore \sigma_1 = \frac{Py \tan \alpha}{2S \cos \alpha} \quad (1-1-8)$$

由(1-1-7)、(1-1-8)两式可见周向应力 σ_2 和经向应力 σ_1 沿旋转轴成线性变化, 离锥顶越远, 应力值越大, 见图(1-1-7)。且周向应力是经向应力的两倍。在锥顶处应力值最小, $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$ 。

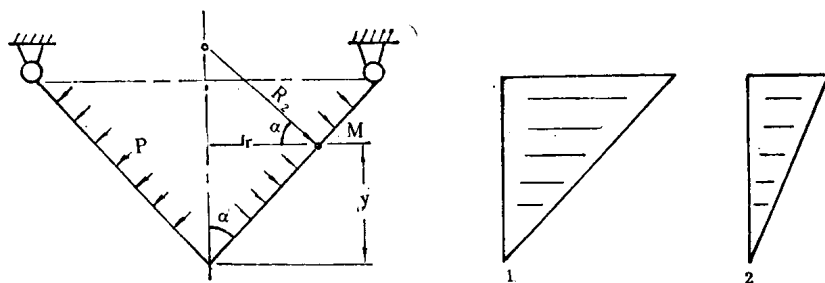


图 1-1-7 承受气压的锥形壳体及应力分布图

二、内压圆筒的强度计算公式

知道了应力状态, 还必须应用强度理论来建立强度公式。强度理论一般有四种, 目前在圆筒计算公式中, 用得最多的是第一强度理论和第四强度理论。

根据第一强度理论, 圆筒的强度条件是:

$$\frac{PD}{2S} \leq [\sigma]$$

考虑到筒体焊缝处强度的降低, 设计时引入焊缝系数 φ ($\varphi \leq 1$), 故有:

$$\frac{PD}{2S} \leq \varphi [\sigma]$$

上式中 D 为中间面直径, 若以筒体内径 D_i ($D = D_i + S$) 表示, 如图 1-1-8, 则上式可改写为:

$$S = \frac{PD_i}{2[\sigma]\varphi - p}$$

考虑到介质对圆筒的腐蚀作用, 钢板厚度的不均匀和制造过程中的损耗等, 在决定厚度时, 还要加一壁厚附加量 C 。所以按第一强度理论得到的内压圆筒强度计算公式为:

$$S_c = \frac{pD_i}{2[\sigma]\varphi - p} + C \quad (1-1-9)$$

式中 S_c —— 考虑腐蚀裕度时容器的壁厚(毫米)
 P —— 操作内压力(公斤力/厘米²)
 D_i —— 圆筒内径(毫米)
 $[\sigma]$ —— 材料的许用应力(公斤力/厘米²)
 φ —— 焊缝系数

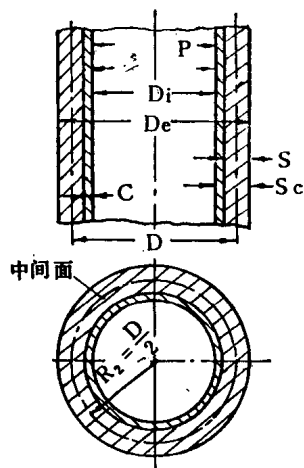


图 1-1-8 受内压的筒体